

Aktive Dämpfung von Triebstrangschwingungen

Von der Fakultät für Elektrotechnik und Informatik
der Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

genehmigte Dissertation

von

Dipl. Ing. Andreas Schwenger
geboren am 16. Juli 1970 in Hannover

2005

1. Referent : Prof. Dr.-Ing. H. Haase
2. Referent : Prof. Dr.-Ing. W. Gerth
Tag der Promotion : 7. Juli 2005

Kurzfassung

Schwenger, Andreas

Aktive Dämpfung von Triebstrangschwingungen

Aufgrund optimierter Wirkungsgrade und reduzierten Lagersteifigkeiten treten in Triebsträngen vermehrt reibungsinduzierte Schwingungen auf. Während des Anfahrvorgangs wird das sog. Shuddern durch die sich im Schlupf befindliche Kupplung im Eigenfrequenzbereich des Triebstrangs angeregt. Dieses Problem kann bei allen automatisierten Kupplungssystemen auftreten. Durch die erheblichen Verdrehwinkel von Wellen und Aggregat vergrößert sich die Belastung der Bauteile um ein Vielfaches. Die Lebensdauer der Bauteile und die Fahrbarkeit werden aufgrund der Momentenerhöhungen reduziert.

Bisherige Lösungsvorschläge verfolgten den Ansatz, die Toleranzen der Kupplungsmechanik zu verringern und die Einbaulage von Motor, Kupplung und Getriebe zueinander zu verbessern. Ein weiterer Entwicklungsschwerpunkt bei Nasskupplungen liegt in der Optimierung der Zugabe von Öl-Additiven, mit denen das Reibverhalten wesentlich beeinflusst wird. Die im Neuzustand des Öls erzielte Reibwertcharakteristik darf sich dabei über der Laufzeit des Getriebes nur geringfügig ändern.

Der hier vorgeschlagene regelungstechnische Ansatz zur aktiven Dämpfung des Triebstrangs erfolgt parallel zur Motordrehzahlregelung unter Benutzung desselben Kupplungsaktuators als Stellglied. Das zur Auslegung des linear quadratisch optimalen Reglers verwendete Streckenmodell berücksichtigt neben dem schwingungsfähigen Abtrieb die Dynamik der Aggregateträgheit. Die in der Simulation und an einem Versuchsträger mit Doppelkupplungsgetriebe erzielten Ergebnisse belegen, dass die Regelung den Triebstrang stabilisiert.

Schlagworte: Triebstrangregelung, Reibschwingung, Linear optimaler Regler

Abstract

Schwenger, Andreas

Active Damping of Driveline Oscillations

Driveline oscillations during clutch engagement induced by friction are called 'shudder'. These self excited oscillations are an undesirable phenomenon at the start up process. Oscillations appear in a wide range of drivelines equipped with an automatic clutch capacity controller. The elasticity of various components in the driveline causes torsional vibration which results in material stress, oscillating vehicle speed and a reduced driveability. The frequency corresponds with the first resonance of the driveline.

Up to now the solutions to prevent those oscillations are based on modifying the parameters of the mechanical part of the engine, clutch and gearbox. Also oil investigations take an important part to increase the damping coefficient of the driveline. Due to the significant influence of the friction contact, the oil parameters have to be constant during the lifetime of the gearbox.

The idea is to use the clutch actuator to achieve active damping. This seems to be a very efficient and inexpensive way to prevent oscillations. Normally the clutch capacity is used to control the engine speed during start up. The controller realizes the damping task parallel to the engine speed control task with the same actuator at the same time. A controller approach based on a Linear Quadratic Gaussian algorithm is investigated. It has been implemented and tested in a passenger car with a dual clutch gearbox, controlled by electro hydraulic valves. It is demonstrated by simulations and car experiments that it is possible to avoid driveline oscillations during engine speed control.

Keywords: automotive control, oscillations induced by friction, linear optimal control

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Mitarbeiter der Konzernforschung der Volkswagen AG in der Abteilung Antriebselektronik in Zusammenarbeit mit dem Institut für Grundlagen der Elektrotechnik und Messtechnik der Universität Hannover.

Ich bedanke mich sehr herzlich für die Betreuung der Arbeit bei Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Haase. Er unterstützte mich durch seine stete Diskussionsbereitschaft und durch seine wertvollen Hinweise.

Herrn Prof. Dr.-Ing. W. Gerth von der Universität Hannover danke ich für die Übernahme des Korreferats.

Besonderer Dank gilt Herrn Dr. Uwe Hinrichsen von der Volkswagen AG. Er ermöglichte es, dass die vorliegende Arbeit in enger Kooperation zwischen Industrie und Universität durchgeführt werden konnte. Insbesondere aus dem Team der Antriebssysteme möchte ich Herrn Dipl. Ing. E. Bothe und Herrn Dipl. Ing. P. Merk für Ihre stete Hilfsbereitschaft danken. Für die Unterstützung bei Auf- und Umbauten des Versuchsträgers aus den Meisterschaften Elektronik und Aggregate der Forschung möchte ich mich stellvertretend bei den Herrn K.-D. Kowalewicz und J. Sölter bedanken. Für Ihre Arbeiten in den Bereichen Konstruktion und Hydraulik möchte ich aus der Entwicklung den Herren Dipl. Ing. V. Becker, Dipl. Ing. M. Wilken und Dipl. Ing. B. Morthorst danken.

Schließlich gilt mein ganz persönlicher Dank meiner Ehefrau Karin und meiner Tochter Lina, die durch ihr Verständnis und Ihre vielfältige Unterstützung diese Arbeit ermöglicht haben.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	iii
Abstract	v
Danksagung	vii
Inhaltsverzeichnis	ix
Symbole und Abkürzungen	xiii
1 Einführung und Übersicht	1
1.1 Problemstellung	1
1.2 Stand der Technik	2
1.3 Ziele	8
1.4 Gliederung der Arbeit	9
2 Ansteuerungskonzept	11
2.1 Energiebilanz der aktiven Dämpfung	11
2.2 Aufbau des Versuchsträgers	15
2.2.1 Grundprinzip des Doppelkupplungsgetriebes	15
2.2.2 Nasslaufende Lamellen-Doppelkupplung	15
2.2.3 Drehmomentenpfad im Getriebe und Fahrzeug	17
2.2.4 Mechatronik-Modul	21
2.2.5 Aggregatelagerung	22
2.2.6 Kommunikations-Architektur	25
2.3 Konzept zur aktiven Dämpfung von Triebstrangschwingungen	27
2.3.1 Standard-Regelkreis während des Anfahrens	27
	ix

2.3.2	Konzept der Dämpfungsregelung	28
3	Einfluss des Aggregats auf die Triebstrangdynamik	30
3.1	Ursachen und Einflussanalyse der Aggregatebewegung	31
3.2	Modalanalyse des erweiterten Triebstrangmodells	34
3.3	Verifikation der Aggregatebewegung	36
3.4	Parameterempfindlichkeit der Strecke	38
4	Methoden des Reglerentwurfs	41
4.1	Lineare Prozessmodelle	41
4.2	Charakteristische Parameter schwingungsfähiger Systeme	43
4.3	Detektion von Triebstrangschwingungen	44
4.4	Linear quadratisch optimaler Regler (LQR)	47
4.5	Stationäres Kalman-Filter für zeitinvariante Systeme (LQG)	50
4.6	Beobachterbasierte Regelkreisstrukturen	53
4.6.1	Zustandsgrößenregler	53
4.6.2	Folgeregelkreis	54
4.7	Regelkreisstruktur mit zwei Freiheitsgraden	55
4.8	Regelkreisstrukturen im Fahrzeug	57
4.8.1	Zustandsgrößenregler mit Störgrößenbeobachter	58
4.8.2	Ausgangsgrößenregler	60
5	Modellbildung	62
5.1	Nichtlineares Simulations-Streckenmodell	62
5.2	Linearisiertes Regler-Streckenmodell	63
5.2.1	Hydraulik	64
5.2.2	Reibwertcharakteristik der Kupplung	64
5.2.3	Triebstrangmechanik	66
5.2.4	Ordnungsreduktion des Reglerstreckenmodells	70
5.2.5	Bestimmung der Regelgröße	72
5.2.6	Bestimmung der Ausgangsgleichungen	74
6	Entwurf der optimalen Dämpfungsregler	75
6.1	Auslegung des Vorfilters und der Soll-Streckendynamik	75
6.2	Ausgangsgrößenregler mit Verstärkungsanpassung	79
6.2.1	Optimale Zustandsrückführung (LQR)	80

6.2.2	Beobachterentwurf durch Verstärkungsanpassung (LTR)	81
6.2.3	Bestimmung signifikanter Nullstellen	81
6.3	Auslegung der Beobachter des Zustandsreglers	83
6.4	Simulation des geschlossenen Regelkreises	85
6.4.1	Dämpfungsregelung während der Anfahrt	85
6.4.2	Einfluss der Abtastschrittweite	87
7	Experimentelle Ergebnisse	89
7.1	Verifikation der Modellstruktur	89
7.1.1	Anregung und Fahrprofil	90
7.1.2	Identifikation der Aggregatelagersteifigkeit	90
7.1.3	Einfluss der Aggregatelage auf die Messung des Triebstrangverdrehwinkels	93
7.1.4	Drehmomentenschätzung mit Hilfe getriebeinterner Drehzahlsensoren	95
7.2	Dynamische Identifikation der Streckenparameter	99
7.2.1	Hydraulik	100
7.2.2	Mechanik	103
7.3	Detektion von Triebstrangschwingungen	105
7.4	Dämpfungsregelung während des Anfahrvorgangs	106
7.4.1	Anfahren ohne Dämpfungsregelung	106
7.4.2	Anfahren mit aktiver Dämpfungsregelung	108
7.5	Aktive Dämpfung eines Ausschwingvorgangs	113
7.5.1	Ausschwingen ohne Dämpfungsregelung	113
7.5.2	Ausschwingen mit Dämpfungsregelung	114
7.6	Störverhalten	116
7.6.1	Störverhalten ohne Dämpfungsregelung	116
7.6.2	Störverhalten mit Dämpfungsregelung	117
8	Zusammenfassung	118
A	Anhang: Mathematische Ergänzungen	120
A.1	Abschätzung der Winkelamplitude	120
A.2	Einfluss der Aggregatelage auf die Erfassung des Achsverdrehwinkels	121
A.3	Übertragungsfunktion des zeitdiskreten Kalman-Filters	124
A.4	Applikation der Drehmomentensensoren	125

B Anhang: Fahrzeugparameter	127
B.1 Streckenparameter des Antriebsstrangs	127
B.2 Streckenparameter der Hydraulik	128
C Anhang: Ergänzende Messungen zu den Anfahrvorgängen	129
C.1 Anfahren mit aktiviertem Ausgangsgrößenregler	129
C.2 Anfahren mit aktiviertem Zustandsgrößenregler	130
Literaturverzeichnis	135

Symbole und Abkürzungen

Das nachfolgende Verzeichnis enthält die Symbole, die durchgängig in der Arbeit verwendet werden. Nur lokal benutzte Symbole werden nicht aufgeführt. Wenn im Text nicht anders angegeben, gelten die hier aufgeführten Formelzeichen, Einheiten und Definitionen.

Allgemeine Systemgrößen

Symbol	Einheit	Definition	Seite
A_F	m^2	Fahrzeugstirnfläche	68
A_K	m^2	Kupplungskolbenfläche	64
A_0	1	Rollwiderstandskoeffizient	68
A_1	$\frac{\text{s}}{\text{m}}$	Rollwiderstandskoeffizient erster Ordnung	68
A_2	$\frac{\text{s}^4}{\text{m}}$	Rollwiderstandskoeffizient vierter Ordnung	68
c_{Ab}	$\frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$	Federsteifigkeit zwischen Differential und Rad	95
c_{Achs}	$\frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$	Federsteifigkeit der Wellen zwischen primärer Eingangswelle und Rad	28
c_{Agg}	$\frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$	Federsteifigkeit der Aggregatelagerung	22
c_G	$\frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$	Federsteifigkeit der Wellen zwischen primärer Eingangswelle und Differential	95
c_W	1	Luftwiderstandsbeiwert	68
D	1	Dämpfungsgrad eines P_{T2} Gliedes	43
D_{Hyd}	1	Dämpfungsgrad der Hydraulik	64
d_{Achs}	$\frac{\text{Nm}}{\text{rad/s}}$	Dämpfungsbeiwert des Triebstrangs	38
d_{Achs}^*	$\frac{\text{Nm}}{\text{rad/s}}$	Sollwert für den Dämpfungsbeiwert des Triebstrangs	75

Symbol	Einheit	Definition	Seite
d_{Agg}	$\frac{Nm}{rad/s}$	Dämpfungsbeiwert der Aggregatelagerung	38
d_{Agg}^*	$\frac{Nm}{rad/s}$	Sollwert für den Dämpfungsbeiwert der Aggregatelagerung	75
d_O	m	Abstand des oberen Aggregatelagesensors zur Drehachse	23
d_U	m	Abstand des unteren Aggregatelagesensors zur Drehachse	23
d_S	m	Abstand der Aggregatelagesensoren zueinander	23
E_{Kin}	Ws	Kinetische Energie einer Trägheit	34
E_{Pot}	Ws	Potentielle Energie einer Steifigkeit	34
F_L	N	Luftwiderstand	68
F_{Mag}	N	Kraft aufgrund des Magnetfeldes auf den Kolben des Druckregelventils	22
F_N	N	Kupplungsnormalkraft	12
\bar{F}_N	N	Arbeitspunkt der Kupplungsnormalkraft	12
F_{pw}	%	Fahrpedalwert	129
F_{Rad}	N	Gesamtfahrwiderstand am Rad	68
F_R	N	Periodische Kupplungsnormalkraft	11
\hat{F}_R	N	Amplitude der periodischen Kupplungsnormalkraft	12
F_S	N	Steigungswiderstand, Hangabtriebskraft	68
f_{Hyd}	Hz	Eigenfrequenz der Hydraulikstrecke	102
f_R	1	Rollwiderstandsbeiwert	68
g	$\frac{m}{s^2}$	Erdbeschleunigung	68
i_G	1	Getriebe-Gesamtübersetzung	19
i_{Mag}	A	Strom durch die Spule des Druckregelventils	22
J_0	kg m ²	Ersatzträgheit der Drehmassen von Motor bis zur Kupplungsprimärseite	3
J_1	kg m ²	Ersatzträgheit der Drehmassen von der Kupplungssekundärseite bis zu den Achsen	3
J_2	kg m ²	Ersatzträgheit der Fahrzeugmasse	3

Symbol	Einheit	Definition	Seite
J_3	kg m^2	Ersatzträgheit des Aggregats	31
K_{Geo}	m^3	Geometriefaktor einer Kupplung	64
K_{m2p}	$\frac{\text{N/m}^2}{\text{Nm}}$	Verstärkungsfaktor von Druck zu Kupplungskapazität	64
K_{Rad}	$\frac{\text{Nm}}{\text{rad/s}}$	Verstärkungsfaktor von Lastmoment zu Raddrehzahl	68
$K_{\mu'}$	$\frac{\text{Nm}}{\text{rad/s}}$	Verstärkungsfaktor von Moment zu Differenzdrehzahl einer Kupplung (Funktion des Reibwertgradienten) μ'	65
$K_{\bar{\mu}}$	$\frac{\text{Nm}}{\text{N/m}^2}$	Verstärkungsfaktor von Moment zu Druck einer Kupplung (Funktion des Reibwertes)	65
M_{Achs}	Nm	Summendrehmoment beider Antriebsachsen	20
\bar{M}_{Achs}	Nm	Arbeitspunkt des Drehmoments beider Antriebsachsen	105
M_{AchsL}	Nm	Drehmoment der linken Antriebsachse	20
M_{AchsR}	Nm	Drehmoment der rechten Antriebsachse	20
M_{AggC}	Nm	Abstützdrehmoment der Aggregatelagersteifigkeit	22
M_K	Nm	Kupplungskapazität (maximal übertragbares Kupplungsmoment)	12
\bar{M}_K	Nm	Arbeitspunkt der Kupplungskapazität	4
M_{K1}^*	Nm	Sollwert für die Kapazität der Primärkupplung	25
M_{K2}^*	Nm	Sollwert für die Kapazität der Sekundärkupplung	116
\bar{M}_{K2}	Nm	Arbeitspunkt der Kapazität der Sekundärkupplung	116
M_{KP}	Nm	Stellgröße des primären Regelkreises (Motordrehzahlregler)	108
\bar{M}_{KP}	Nm	Arbeitspunkt des primären Regelkreises	108
M_L	Nm	Radlastmoment aufgrund des Luftwiderstands	68
M_{Mot}	Nm	Motormoment	27
M_{Rad}	Nm	Fahrwiderstandsmoment am Rad	68
M_T	Nm	Torsionsmoment einer Welle	125
m_{Achs}	Nm	Drehmomentenänderung an beiden Antriebsachsen	32
m_F	kg	Fahrzeugmasse	68

Symbol	Einheit	Definition	Seite
m_{i1}	Nm	Drehmomentenänderung an einer Übersetzung i_G primärseitig	32
m_{i2}	Nm	Drehmomentenänderung an einer Übersetzung i_G sekundärseitig	32
m_{i3}	Nm	Änderung des Abstützdrehmomentes an einer Übersetzung i_G	32
m_K	Nm	Änderung des Kupplungsmomentes	4
m_{K1}^*	Nm	Änderung der primären Kupplungssollkapazität	80
m_{K2}	Nm	Änderung der sekundären Kupplungskapazität	116
m_{KF}	Nm	Ausgangsgröße des Vorfilters der Dämpfungsregelung	58
m_{KP}	Nm	Stellgrößenänderung des primären Regelkreises (Motordrehzahlregler)	58
m_{KS}	Nm	Reglerstellgrößenänderung des sekundären Regelkreises (Dämpfungsregler)	29
m_{KSt}	Nm	Kupplungsstörmoment	27
m_{Mot}	Nm	Änderung des Motordrehmoments	27
m_{Rad}	Nm	Radlastmomentenänderung	27
n_{Ab}	min^{-1}	Getriebe-Abtriebsdrehzahl am Differential	17
n_{Agg}	min^{-1}	Lageänderungsgeschwindigkeit des Aggregats	24
n_{BS}	min^{-1}	Bandpassgefilterte Eingangswellendrehzahl	105
n_{EW1}	min^{-1}	Drehzahl der primären Getriebeeingangswelle	17
n_{EW1}^*	min^{-1}	Solldrehzahl der primären Getriebeeingangswelle	86
n_{EW1M}	min^{-1}	Gemessene Drehzahl der prim. Getriebeeingangswelle	74
n_{EW2}	min^{-1}	Drehzahl der sekundären Getriebeeingangswelle	17
n_K	1	Anzahl der Kupplungs-Reibpaarungen	64
n_{KW}	min^{-1}	Drehzahl der Kurbelwelle vor dem Schwingungstilger	18
n_{Mot}	min^{-1}	Drehzahl des Motors	18
n_{Mot}^*	min^{-1}	Solldrehzahl des Motors	27

Symbol	Einheit	Definition	Seite
n_{RadV}	min^{-1}	Gemittelte Raddrehzahl der beiden Vorderräder	28
n_{RadVL}	min^{-1}	Drehzahl des linken Vorderrades	17
n_{RadVR}	min^{-1}	Drehzahl des rechten Vorderrades	17
n_{RadVT}	min^{-1}	Auf die primäre Getriebeeingangswelle transformierte gemittelte Drehzahl der Vorderräder	103
P_{J1}	W	Leistung an der Trägheit J_1	13
P_{J2}	W	Leistung an der Trägheit J_2	13
P_K	W	Reibleistung der Kupplung	13
P_S	W	Leistung zur Schwingungsanfachung des Triebstrangs	14
p_{HD}	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$	Hauptdruck	21
p_K	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$	Druck im Hydraulikzylinder einer Kupplung	64
p_{K1}	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$	Druck im Hydraulikzylinder der Primärkupplung	21
\bar{p}_{K1}	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$	Druck der Primärkupplung im Arbeitspunkt	65
p_{K1M}	bar	Gemessener Druck im Hydraulikzylinder der Primärkupplung	74
p_{K2}	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$	Druck im Hydraulikzylinder der Sekundärkupplung	21
R	Ω	Messbrücken-Widerstand	125
r_K	m	Mittlerer Reibradius der Kupplungsbelaglamellen	12
r_i	m	Innenradius einer Welle	125
r_a	m	Aussenradius einer Welle	125
r_{Rad}	m	Aussenradius eines Reifen	68
s_{AggO}	m	Lage des Aggregats gemessen an seiner Oberseite	23
s_{AggU}	m	Lage des Aggregats gemessen an seiner Unterseite	23
s_{RotO}	m	Rotatorischer Anteil der Aggregatebewegung oben	23
s_{RotU}	m	Rotatorischer Anteil der Aggregatebewegung unten	23
s_T	m	Translatorischer Anteil der Aggregatebewegung	23
T	s	Periodendauer einer Schwingung	13
T_0	s	Abtastzeit	18

Symbol	Einheit	Definition	Seite
T_{Tot}	s	Totzeit der Hydraulikstrecke	64
U_{Mag}	V	Spannung an der Spule des Druckregelventils	22
U_a	V	Brückenspannung der DMS-Messbrücke	125
U_b	V	Versorgungsspannung der DMS-Messbrücke	125
v_F	m/s	Fahrzeuggeschwindigkeit	68
W_1	rad/s	Amplitude der Schwingung von Trägheit J_1	3
y_{DP}	m	Höhe der Aggregatedrehachse	23
α_S	rad	Steigungswinkel	68
Δn_{Achs}	min ⁻¹	Verdrehgeschwindigkeit der Achse	70
Δn_{BP}	min ⁻¹	Verdrehgeschwindigkeit über Bandpassfilterung	105
Δn_{EW1Rad}	min ⁻¹	Verdrehgeschwindigkeit zwischen der primären Eingangswelle und Rad	60
$\Delta n_{EW1RadM}$	min ⁻¹	Gemessene Verdrehgeschwindigkeit zwischen primärer Eingangswelle und Rad	80
Δn_{EW1Rad}^*	min ⁻¹	Sollwert für die Verdrehgeschwindigkeit zwischen primärer Eingangswelle und Rad	60
Δp_K	$\frac{N}{m^2}$	Änderung des Kupplungsdrucks um den Arbeitspunkt	65
$\Delta \Omega_K$	rad/s	Änderung der Kupplungsdifferenzwinkelgeschwindigkeit um den Arbeitspunkt	65
$\Delta \omega_1$	rad/s	Änderung der Winkelgeschwindigkeit von Trägheit J_1 um den Arbeitspunkt	3
$\Delta \omega_{Achs}$	rad	Verdrehwinkelgeschwindigkeit der Achse	67
$\Delta \omega_K$	rad/s	Kupplungsdifferenzwinkelgeschwindigkeit	3
$\Delta \bar{\omega}_K$	rad/s	Arbeitspunkt Kupplungsdifferenzwinkelgeschwindigkeit	3
ΔP_{J1}	W	Wechselanteil der periodischen Leistung an J_1	4
$\Delta \bar{\phi}$	rad	Bezugswinkel zur Messung der Verdrehwinkel	19
$\Delta \phi_{Achs}$	rad	Verdrehwinkel der Achsefedersteifigkeit	67

Symbol	Einheit	Definition	Seite
$\Delta\phi_{EW1Ab}$	rad	Differenzwinkel zwischen primärer Eingangswelle und Abtrieb	19
$\Delta\phi_{EW1AbM}$	rad	Gemessener Differenzwinkel zwischen primärer Eingangswelle und Abtrieb	19
$\Delta\phi_{EW1Rad}$	rad	Differenzwinkel zwischen primärer Eingangswelle und Rad	94
$\Delta\hat{\phi}_{EW1Rad}$	rad	Geschätzter Differenzwinkel zwischen primärer Eingangswelle und Rad	98
$\Delta\phi_{EW1RadM}$	rad	Gemessener Differenzwinkel zwischen primärer Eingangswelle und Rad	19
$\Delta\phi_G$	rad	Getriebe-Verdrehwinkel bezogen auf den Abtrieb	95
δ	rad	Winkel zwischen Polstelle und der negativen imaginären Achse in der s-Ebene	43
ϵ	1	Dehnung an der Wellenoberfläche	125
γ	1	Gewichtungsfaktor für das Gütekriterium des LQR-Reglers	49
μ	1	Reibert der Kupplung	4
$\bar{\mu}$	1	Reibert der Kupplung im Arbeitspunkt	12
μ'	s/rad	Reibertgradient der Kupplung im Arbeitspunkt	4
Ω_{RadV}	rad/s	Änderung der gemittelten Winkelgeschwindigkeit der Vorderräder vom Arbeitspunkt	68
ω	rad/s	Kennkreisfrequenz	3
ω_0	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der Trägheit J_0	3
ω_0	rad/s	Kennkreisfrequenz eines P_{T2} Gliedes	43
$\bar{\omega}_0$	rad/s	Arbeitspunkt Winkelgeschwindigkeit Trägheit J_0	3
ω_1	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der Trägheit J_1	3
$\bar{\omega}_1$	rad/s	Arbeitspunkt Winkelgeschwindigkeit Trägheit J_1	3
ω_2	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der Trägheit J_2	3
ω_{Ab}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Getriebe-Abtriebs	67

Symbole und Abkürzungen

Symbol	Einheit	Definition	Seite
ω_{Agg}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der Aggregateverlagerung	24
ω_{EW1}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der Getriebe-Eingangswelle	67
ω_{Hyd}	rad/s	Kennkreisfrequenz der Hydraulikstrecke	64
ω_{i1}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der Primärwelle einer Übersetz.	32
ω_{i1Rel}	rad/s	Relative Winkelgeschwindigkeit der Primärwelle einer Übersetzung	32
ω_{i2}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der Sekundärwelle der Übersetz.	32
ω_{i2Rel}	rad/s	Relative Winkelgeschwindigkeit der Sekundärwelle einer Übersetzung	32
ω_{i3}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Gehäuses der Übersetzung	32
ω_{Mot}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der Motorträgheit	67
ω_{RadV}	rad/s	Gemittelte Winkelgeschwindigkeit der Vorderräder	67
$\bar{\omega}_{RadV}$	rad/s	Arbeitspunkt der gemittelten Winkelgeschwindigkeiten der Vorderräder	68
ω_{RadVL}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des linken Vorderrades	70
ω_{RadVR}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des rechten Vorderrades	70
ϕ_{Ab}	rad	Drehwinkel der Getriebe-Abtriebswelle	19
ϕ_{AbM}	rad	Gemessener Drehwinkel der Getriebe-Abtriebswelle	19
ϕ_{Agg}	rad	Verdrehwinkel vom Aggregat	22
$\bar{\phi}_{Agg}$	rad	Arbeitspunkt des Verdrehwinkels vom Aggregats	22
$\hat{\phi}_{Agg}$	rad	Geschätzter Verdrehwinkel des Aggregats	99
ϕ_{EW1}	rad	Drehwinkel der primären Getriebe-Eingangswelle	19
ϕ_{EW1M}	rad	Gemessener Drehwinkel der primären Getriebe-Eingangswelle	19
ϕ_{RadVL}	rad	Drehwinkel des linken Vorderrades	19
ϕ_{RadVR}	rad	Drehwinkel des rechten Vorderrades	19
ψ_{Ab}	Grad	Spiel der Wellen zwischen Abtrieb und Rad	98
ψ_{Achse}	Grad	Spiel zwischen Eingangswelle und Rad	93

Symbol	Einheit	Definition	Seite
ψ_{Agg}	Grad	Spiel in der Aggregatelagerung	92
ψ_G	Grad	Spiel der Wellen innerhalb des Getriebes	97
ϕ_{Agg}	rad	Aggregateverdrehwinkel	22
ρ	1	Gewichtungsfaktor für das Gütekriterium des LQR-Reglers	48
ρ_L	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Luftdichte	68
Θ		Parametervektor	45
ξ_{EW1Rad}	rad	Systematischer Messfehler des Differenzwinkels zwischen primärer Eingangswelle und Rad	93

Zuordnung verwendeter Regelkreissymbole

Signale		Blöcke	
d_1	Eingangsgrößenstörung	B_G	Beobachter der Ist-Strecke
d_2	Ausgangsgrößenstörung	B_{G^*}	Beobachter der Soll-Strecke
e	Regeldifferenz	F	Vorfilter
n	Messfehler	G	Ist-Strecke
u	Stellgröße	G^*	Soll-Strecke
v	gefilterter Sollwert	G_P	Strecke des Primär-Regelkreises
w	Sollwert	G_S	Strecke des Sekundär-Regelkreises
y	Messgröße	K	Zustands-Rückführvektor
z	Regelgröße	L	Kalman-Filter Verstärkung
		R	Regler
		R_P	Regler des Primär-Regelkreises
		R_S	Regler des Sekundär-Regelkreises
		S	Sensitivitätsfunktion
		T	Komplementäre Sensitivitätsfkt.

Vektoren und Matrizen

U, X, Y	Eingangs-, Zustands- und Ausgangvektor des nichtlinearen, zeitkontinuierlichen Systems
$\bar{U}, \bar{X}, \bar{Y}$	Arbeitspunkt der Eingangs-, Zustands- und Ausganggrößenvektor des nichtlinearen, zeitkontinuierlichen Systems
A, B, C, D	Systemmatrizen des linearen, zeitkontinuierlichen Systems
u, x, y, z	Eingangs-, Zustands-, Ausgangs- und Regelgrößenvektor des linearen, zeitkontinuierlichen Systems
A, B, C, D	Systemmatrizen des linearen, zeitdiskreten Systems
u, x, y, z	Eingangs-, Zustands-, Ausgangs- und Regelgrößenvektor des linearen, zeitdiskreten Systems

Abkürzungen

A-PC	Applikations-PC
AGG	Aggregat
M-PC	Mess-PC
ADC	Analog/Digital-Wandler
CAN	Controller Area Network (Kommunikationsbus)
DMS	Dehnungsmessstreifen
ECP	Extended Capability Port (Parallele Schnittstelle)
GR2K	Forschungssteuergerät (Getriebe-Rechner 2000)
GSG	Getriebesteuergerät (Vorortsteuergerät)
MSG	Motorsteuergerät
MV	Messverstärker

1 Einführung und Übersicht

1.1 Problemstellung

Ein Ziel der Entwicklung der Fahrzeugindustrie ist es, durch die Minimierung der Verluste im Antriebstrang den Wirkungsgrad zu optimieren und damit den Kraftstoffverbrauch zu reduzieren. Konstruktive Maßnahmen am Triebstrang, darunter der Einsatz von Zweimassenschwungrädern, Weitwinkeltorsionsdämpfern und Aggregatelagern mit geringer Steifigkeit haben zusätzlich die akustischen Eigenschaften der Fahrzeuge in den letzten Jahren wesentlich verbessert.

Unter ungünstigen Randbedingungen sind diese Veränderungen mit Nachteilen verbunden. So ist eine gestiegene Neigung zu Reibschwingungen von im Schlupf befindlichen Kupplungen festzustellen, sog. Shuddern. In Getrieben mit elektronischer Steuerung und einstellbarer Kupplungskapazität treten diese Schwingungen insbesondere während des Anfahrvorgangs auf. Um eine gewünschte Motordrehzahl während der Anfahrt einzuregeln, wirkt die Kupplungskapazität dem vom Fahrer vorgegebenen Moment des Verbrennungsmotors entgegen. Die Vorgabe der Kapazität geschieht bisher unabhängig vom dynamischen Verhalten des schwingungsfähigen Abtriebs. Automatikgetriebe, Doppelkupplungsgetriebe, automatisierte Schaltgetriebe sowie stufenlose Getriebe sind in gleicher Weise von diesem Problem betroffen. Sowohl bei nassen als auch bei trockenen Kupplungsbauarten können diese Reibschwingungen auftreten.

Beim Stand der Technik wird dieses Shuddern durch konstruktive Maßnahmen und durch die Wahl geeigneter Materialien für das tribologische System vermieden. Daher dürfen die Parameter der Reibpaarungen und des Kupplungsöls über die Lebensdauer des Getriebes nur in einem engen Bereich variieren. Die Einhaltung dieser Randbedingungen führt zu erhöhtem Aufwand bei neuen Getriebeprojekten und stellt somit einen wesentlichen Entwicklungsaufwand dar.

1.2 Stand der Technik

Definition Shudder

Als Shudder wird eine Schwingung im Triebstrang von Kraftfahrzeugen bezeichnet, die während der Schlupfphase der Kupplung auftritt. Diese können sowohl bei trockenen als auch bei nasslaufenden Kupplungen auftreten. In der Literatur ist dafür auch der Begriff „Rupfen“ gebräuchlich. Shuddern kann durch periodische Wechseldrehmomente entstehen, die in der schlupfenden Kupplung erzeugt werden und im Eigenfrequenzbereich des durch die Kupplung getrennten Antriebsstrangs liegen. Dieser Bereich liegt bei Personenkraftwagen zwischen 8 Hz und 15 Hz.

Neben einer deutlichen Komforteinbuße führen diese Schwingungen zu einem erhöhten Bauteilverschleiß. Die Getriebeeingangswelle wird gegenüber den Antriebsrädern verspannt. Die Amplituden der daraus resultierenden oszillierenden Antriebsmomente betragen ein Vielfaches des stationären Wertes. Der Fahrer spürt sie in Form einer wechselnden Längsbeschleunigung des Fahrzeugs. Akustisch sind sie über die Abstützmomente der Aggregatelager und der Radaufhängung wahrnehmbar.

Klassifikation und Ursachen des Shudderns

Man untergliedert die Schwingungen nach ihren zwei Entstehungsarten: dem selbsterregten und dem zwangserregten Rupfen.

Zwangserregte Schwingungen können durch Toleranzen und geometrische Abweichungen im Kupplungssystem auftreten. Unerwünschte periodische Drehmomente werden z. B. durch eine Änderung der Belagdicke über seinen Umfang in Zusammenhang mit einer Taumelbewegung des Schwungrades eingepreßt. Ursache der Taumelbewegung sind Achs- oder Winkelversätze der Kurbelwelle gegenüber der Getriebeeingangswelle. Durch lokale Überlastungen der Reiblamellen entstehen Hot-Spots in den Kupplungsbelägen. Diese führen zu einer inhomogenen Verteilung des Reibwertes über den Umfang und damit - ebenfalls in Kombination mit einer Taumelbewegung - zu einem überlagerten periodischen Wechseldrehmoment. Die Frequenz der auftretenden Schwingung ist in diesen Fällen abhängig von der Differenzdrehzahl der Kupplung. Diese Schwingung wird auch als Creep-Ruckeln bezeichnet.

Selbsterregte Schwingungen, auch parametererregte Schwingungen genannt, werden durch den Friktionskontakt induziert. Wie in den folgenden Kapiteln gezeigt wird, ist die Ursache für die selbsterregte Schwingung ein abfallender Reibwert über den Schlupf

der Reibpaarungen. Dieses Phänomen kann sowohl bei Kupplungen in Automatikgetrieben als auch bei Handschaltgetrieben auftreten. Unabhängig davon, ob diese als nass- oder trockenlaufende Kupplung konzipiert sind.

Einfluss auf das Reibschwingverhalten üben eine Vielzahl von Faktoren aus: das mechanische Kupplungssystem, die Betriebsbedingungen, der Schmierstoff, die Reibbeläge und die Stahllamellen bzw. die Andruckplatten.

Wirkprinzip selbsterregter Reibschwingungen

Die anschauliche Interpretation der physikalischen Zusammenhänge erfolgt anhand eines einfachen schwingungsfähigen Modells des Antriebsstrangs mit schlupfender Kupplung (Abbildung 1.1).

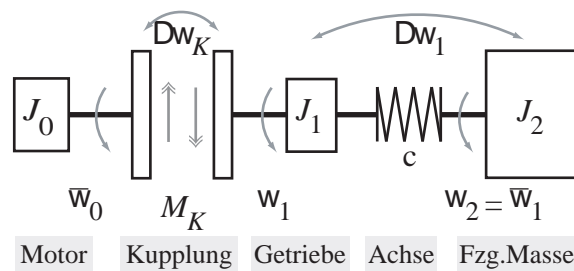


Abbildung 1.1: Schwingungsfähiges Modell des Triebstrangs unter Berücksichtigung der Motorträgheit J_0 , der Kupplungskapazität M_K , der Trägheit des Getriebeeingangs J_1 und der auf die Getriebeeingangswelle bezogenen Abtriebsträgheit J_2 .

Ausgehend von den Größenordnungen im PKW-Triebstrang gilt für die Ersatzträgheiten: $J_1 \ll J_0 \ll J_2$. Damit können die Drehzahlen $\omega_0 = \bar{\omega}_0$ und $\omega_2 = \bar{\omega}_1$ als näherungsweise konstant angenommen werden. Die Drehzahl der Trägheit J_1 setzt sich aus einem Gleichanteil und einem periodischen Wechselanteil

$$\omega_1(t) = \bar{\omega}_1 + \Delta\omega_1(t) = \bar{\omega}_1 + W_1 \cos(\omega t) \quad \text{mit} \quad \omega = \frac{2\pi}{T} \quad (1.1)$$

zusammen. Die Differenzdrehzahl an der Kupplung $\Delta\omega_K$ ergibt sich aus den Drehzahlen der Trägheiten J_0 und J_1 . Mit der Definition aus Gleichung 1.1 gilt somit der Zusammenhang

$$\Delta\omega_K(t) = \bar{\omega}_0 - \omega_1(t) = \Delta\bar{\omega}_K - W_1 \cos(\omega t) \quad \text{mit} \quad \Delta\bar{\omega}_K = \bar{\omega}_0 - \bar{\omega}_1. \quad (1.2)$$

Die beim Shuddern von der Kupplung an die Trägheit J_1 abgegebene Leistung P_{J1} ist

exemplarisch in Abbildung 1.2 für positive und negative Reibwertgradienten μ' über der Zeit dargestellt. Sie setzt sich aus den Drehzahlen ω_0 und ω_1 , dem Kupplungsreibwert μ und dem resultierenden Kupplungswechselmoment m_K zusammen. Aus der Schwingung der Trägheit J_1 um den Arbeitspunkt $\bar{\omega}_1$ folgt eine Schlupfänderung zwischen den Reibpaarungen um den Arbeitspunkt $\Delta\bar{\omega}_K$. Dieser bewirkt je nach Steigung der Kupplungskennlinie Wechselmomente m_K mit unterschiedlichen Vorzeichen. Bei positivem Reibwertgradient $\mu' > 0$ sind die Schwingungen der Drehzahl gegenüber dem Drehmoment um 180° in der Phase verschoben. Drehzahl und Drehmoment sind für negative Reibwertgradienten $\mu' < 0$ in Phase. Aus dem Produkt von Drehmoment und Eingangswellendrehzahl wird die Leistung P_{J1} bestimmt, die dem schwingungsfähigen System zugeführt wird. Sie teilt sich wie die Drehzahlen und die Drehmomente in einen Gleich- und einen Wechselanteil

$$P_{J1}(t) = \bar{P}_{J1} + \Delta P_{J1}(t) = \bar{M}_K \bar{\omega}_1 + m_K(t) \Delta\omega_1(t) \quad (1.3)$$

auf. Der negative Reibwertgradient hat zur Folge, dass dem Schwinger Leistung aus der Rotationsenergie der Trägheit J_0 zugeführt wird. Bei positivem Gradienten wird dem Schwinger Energie entzogen. Das System bleibt dann stabil.

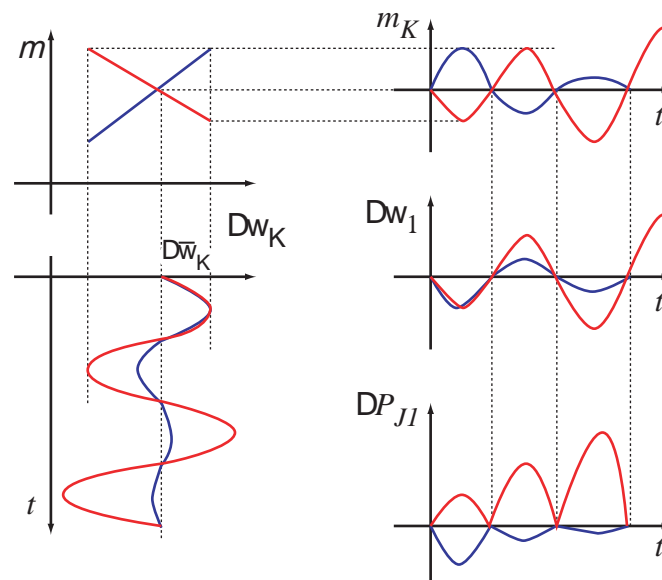


Abbildung 1.2: Wirkprinzip der an die Eingangswelle übertragenen Kupplungsleistung P_{J1} bei selbsterregten Reibschwingungen im Falle **steigender** und **fallender** Kupplungsreibwertverläufe.

Methoden zur Schwingungsvermeidung auf konstruktiver Basis

Eine mechanische Erhöhung der Triebstrangdämpfung führt zu einer unerwünschten Reduzierung des Wirkungsgrades.

Bei Trockenkupplungen ist die Entwicklung von Belagwerkstoffen mit positiven Reibwertgradienten über die Lebensdauer vorrangiges Ziel, siehe [Maucher \(1990\)](#)¹. Die Werkstoffe müssen eine besondere Temperaturfestigkeit aufweisen, da sie die Verlustleistung der Kupplungen ohne zusätzliche Kühlung aufnehmen. Temperatur und Flächenpressung sind bei organischen Belägen stark begrenzt. Erlaubt sind Temperaturen kleiner 250°C und eine maximale Flächenpressung von 0.4 MPa. Um Kupplungssysteme für höhere Leistungsdichten auszulegen, gibt es u. a. von [Albers und Arslan \(2003\)](#) Untersuchungen zum Einsatz von keramischen Reibbelägen. Als bisher nicht gelöstes Problem wird auch hier der Reibwertverlauf über der Gleitgeschwindigkeit genannt. Der neutrale Verlauf soll über eine Laserrandschichtmodifikation an der Keramik erzielt werden.

Das Öl bei *nasslaufenden* Kupplungen ist ein zusätzlicher Wirkstoff im tribologischen System. Eine Reihe von Arbeiten beschäftigen sich mit der Entwicklung von Lebensdauerölen für Automatikgetriebe, siehe z. B. [Kugimiya und Yoshimura \(1997\)](#). Es wird zur Kühlung von Belag- und Stahllamelle, zum Schmieren der Zahnräder und als Übertragungsmedium in der Getriebesteuerung verwendet. Somit nimmt es Einfluss auf den Reibwertverlauf, das Pittingverhalten der Zahnflanken und der Lebensdauer von Dichtungen und Oberflächen der elektronischen Komponenten. Mit Hilfe von Additiven zum Grundöl, so genannten Friction Modifiern, wird versucht, diesen verschiedenen Anforderungen gleichzeitig gerecht zu werden.

Durch große Scherkräfte und erhöhte Temperaturen werden die Molekülketten der Additive getrennt. Dies führt zur Ablagerung von Ölzersetzungsprodukten an und im Reibbelag. Die Parameter des tribologischen Systems verändern sich daher mit zunehmender spezifischer Reibleistung.

Ebenfalls wird mit Hilfe der Nutformen versucht, den Reibwertverlauf zu beeinflussen. Untersuchungen dazu sind bei [Bauer \(1993\)](#) und [Baumann u. a. \(2003\)](#) zu finden.

¹In der Arbeit verwendete Art zum Verweis auf eine Literaturquelle

Methoden zur Schwingungsdämpfung auf regelungstechnischer Basis

Die aktive Schwingungsdämpfung in Fahrzeuganwendungen findet eine immer weitere Verbreitung. Einen Übersichtsbeitrag zur Kompensation von Aggregateschwingungen mittels aktiven Lagern oder Tilgern bieten [Svaricek u. a. \(2001\)](#). Das Aggregat stützt über seine Lager Momente an der Karosserie ab. Diese führen im Fahrgastraum zu akustischen Komforteinbußen. Mit Hilfe von FXLMS Verfahren wird über eine Schätzung des Störmoments versucht, den Geräuschpegel im Fahrzeug zu minimieren. Die Adaption dieses Verfahrens zur Triebstrangdämpfung im PKW erwies sich bei Untersuchungen, die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt worden sind, als nicht robust genug. Auch [Kuo und Morgan \(1996\)](#) stellen fest, dass FXLMS Algorithmen bei schwach gedämpften Strecken und Störsignalen, deren Frequenz nahe der Eigenfrequenz liegt, durch die hohe Verstärkung zur Instabilität neigen.

Für die Dämpfung von Strukturschwingungen werden für den Reglerentwurf bei [Sattler \(2001\)](#) \mathcal{H}_∞ Verfahren angewendet. [Raisch und Gilles \(1992\)](#) arbeiten heraus, dass bei Strecken mit leicht gedämpften resonanten Polen der \mathcal{H}_∞ Entwurf versucht, diese mit Übertragungsnullstellen des Reglers zu kürzen. Triebstrangschwingungen durch Momentenungleichförmigkeiten der Kupplung werden somit nur gering durch den Regler gedämpft.

Ein Vorschlag zur aktiven Schwingungsdämpfung bei elektrisch angetriebenen Personenkraftwagen zeigt [Menne \(2001\)](#). Der Triebstrang wird auf ein 2-Massen-Modell reduziert. Durch die Rückführung der Verdrehwinkelgeschwindigkeit wird das Drehmoment des Elektromotors korrigiert und so eine Dämpfung erzielt. [Lohner \(2001\)](#) wirkt dem Ruckeln in elektrisch angetriebenen Bussen ebenfalls auf Grundlage eines 2-Massen-Schwinger Modells entgegen. Durch die Rückkopplung der gewichteten Differenz zwischen der aktuellen Elektromotordrehzahl und einer virtuellen Sollradrehzahl wird das Solldrehmoment dynamisch korrigiert.

[Fan \(1994\)](#) stellt Maßnahmen zur Vermeidung von Ruckelschwingungen im Triebstrang von Personenkraftwagen mit Verbrennungsmotor vor. Er stellt fest, dass fast ausschließlich motorseitige Maßnahmen zum Erfolg führen und schlägt daher eine Steuerung der Anstiegsdauer des Motormoments vor. [Schmidt und Isermann \(2004\)](#) entwerfen eine zeitdiskrete Regelung für einen Triebstrang mit Dieselmotor. Sie basiert auf einer Bandpassfilterung des Drehzahlsignals. [Kiencke und Nielsen \(2000\)](#) und [Fredriksson u. a. \(2002\)](#) zeigen den Einsatz von Zustandsraumverfahren am Beispiel einer Regelung von Lastkraftwagen-Triebsträngen.

Die aufgeführten Ansätze zur Schwingungsdämpfung verwenden das Motormoment als Stellgröße bei geschlossener Kupplung. Eine im Schlupf befindliche Kupplung entkoppelt die Motorträgheit vom schwingungsfähigen Abtrieb. Das Motormoment ist somit zur Shudder-Dämpfung keine geeignete Stellgröße.

Beiträge zur Regelung der Differenzdrehzahl einer Kupplung sind z. B. bei [Abbassi \(1999\)](#) sowie [Albers und Herbert \(1990\)](#) zu finden. Ziel ist es, die hochfrequenten Momentenänderungen, angeregt durch die intermittierende Zündung des Verbrennungsmotors, gegenüber dem Getriebeeingang zu entkoppeln. Bisher verbaute Torsionsdämpfer oder 2-Massen-Schwungräder sollen dadurch ersetzt werden. Die Kupplung wird im sog. Mikroschlupf betrieben, d. h. mit konstanter Differenzdrehzahl von ca. 10 min^{-1} . Für die Stabilität der Mikroschlupfregelung wird im Arbeitsbereich ebenfalls eine steigende Reibwertkennlinie gefordert.

Die Veröffentlichungen von [Albers und Krüger \(2003\)](#) sowie [Albers und Krüger \(2004\)](#) befassen sich mit der aktiven Dämpfung von Reibschwingungen in Triebsträngen mit Handschaltgetrieben. Auf einem elektrisch angetriebenen Antriebsbaugruppenprüfstand wurden experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Die Kupplungsausrückgabel wird indirekt über eine Linearachse, die von einem Servomotor angetrieben ist, verstellt. Für eine hochauflösende Messung der Abtriebsdrehzahl wird ein Lasermessverfahren eingesetzt. Die Regeldifferenz berechnet sich aus dem differenzierten analogen Drehzahlsignal und der analogen Sollausrückgeschwindigkeit. Albers und Krüger benutzen die Verstärkung des zeitkontinuierlichen Hochpassfilters zur Einstellung der Dämpfung des Regelkreises. Die Auslegung erfolgt mittels der Wurzelortskurventechnik. Schwierigkeiten treten durch die Verstärkung des Messrauschens durch das Hochpassfilter in der Rückführung auf. Für eine stabile Regelung werden kleine Tot- und Verzögerungszeiten vorausgesetzt. Es erfolgte keine Verifikation im Fahrzeug.

Einen weiteren Lösungsansatz für Lastkraftwagen zeigen [Winkel u. a. \(2004\)](#). Die vorgeschlagene zeitdiskrete Steuerung wird nach dem Auftreten der Schwingung gestartet. Nach zwei Perioden werden Amplitude, Frequenz und Phasenlage bestimmt. Anschließend wird gegenphasig ein Momentenoffset über mindestens eine Periode aufgeschaltet. Zur Steuerung wird kein Modell der Strecke verwendet.

Ähnliche Aussagen über eine Anti-Rupfregelung werden von [Weik u. a. \(2004\)](#) getroffen. Ein Algorithmus erkennt erste Schwingungen und unterscheidet zwischen den unterschiedlichen Rupfanregungsmechanismen. Aus einer nicht näher beschriebenen Analyse werden Amplitude und Phase der Gegenanregung bestimmt.

Bewertung der Verfahren

Die von Winkel und Weik angewendete Methode geht von einem periodischen Stördrehmoment an der Kupplung aus und versucht, diese durch eine periodische Normalkraftänderung zu kompensieren. Es handelt sich dabei also um eine Störkompensation zwangserregter Schwingungen. Instabile Triebstränge, die durch selbsterregte Schwingungen entstehen, können mit rein gesteuerten Verfahren, wie sie hier vorgestellt sind, nicht stabilisiert werden.

Bei schwach gedämpften Triebsträngen stellen sich schon innerhalb der Analysezeit deutlich komfortreduzierende Drehzahlamplituden ein. Da die Störmomente von der Differenzdrehzahl abhängen können, ändern sich diese kontinuierlich während der Anfahrt. Über die Adaptionstrategie von Phase, Frequenz und Amplitude der Gegen-schwingung während der Rumpfsteuerung sind keine Inhalte veröffentlicht.

Das von Albers verwendete analoge Regelverfahren führt zu einer aktiven Erhöhung der Triebstrangdämpfung. Durch die Rückführung der hochpassgefilterten Eingangswellendrehzahl wird eine größere Dämpfung der Streckenpole erreicht. Über das Störverhalten des Regelkreises, das die Auswirkungen von zwangserregten Schwingungen beschreibt, sind keine Aussagen getroffen worden. Auf die gleichzeitige Regelung der Motordrehzahl im Anfahrvorgang wird nicht eingegangen.

1.3 Ziele

Ziel dieser Arbeit ist es, Verfahren darzustellen, die das Auftreten von Shudder-Schwingungen erkennen und vermeiden. Dabei sollen sowohl zwangserregte, als auch selbsterregte Schwingungen weitestgehend unterdrückt werden. Alternativ zu den klassischen konstruktiven Verfahren soll eine robuste, modellbasierte Ansteuerung in der Simulation getestet und im Fahrzeug realisiert werden. Die Verifikation erfolgt an einem Versuchsträger mit Doppelkupplungsgetriebe und nasslaufender Lamellenkupplung. Das Regelungskonzept darf nur serienmäßig in Automatikgetrieben vorhandene Stellgrößen und Sensoren verwenden. Ferner muss gewährleistet sein, dass die benötigte Rechenlaufzeit der Verfahren die Implementierung auf einem Getriebesteuergerät nicht ausschließt.

1.4 Gliederung der Arbeit

Die Arbeit wird von dieser Einführung sowie einer Zusammenfassung in *Kapitel 8* umrahmt.

Im *2. Kapitel* wird am Beispiel eines einfachen Ersatz-Triebstrangmodells vorgestellt, unter welchen Randbedingungen eine additive Kupplungsnormalkraft prinzipiell zu einer Dämpfungserhöhung führt. Die aufgestellte Energiebilanz stellt die schwingungsdämpfende Verlustenergie mit der additiven Normalkraft und die schwingungsanregende Energiequelle mit dem Reibbeiwertgradienten in Zusammenhang. Nachdem die Einzelelemente der Regelstrecke und die Integration der Sensorik, Aktuatorik und der Steuergeräte im Versuchsträger erläutert worden sind, wird abschließend das Regelungskonzept zur aktiven Dämpfung von Triebstrangschwingungen vorgestellt.

In *Kapitel 3* wird auf die Besonderheiten, die aus der Berücksichtigung der Aggregatedynamik im Triebstrangmodell hervorgehen, eingegangen. Die Größenordnung der Aggregatebewegung wird für stabile Triebstränge gezeigt. Aus der Modalanalyse wird auf die Energieverteilung im Triebstrang geschlossen, aus der der Ort für die Einprägung der Stellgröße bestimmt wird. Das Kapitel endet mit einer Untersuchung des Einflusses der Dämpfungsparameter und des Reibbeiwertgradienten auf die Lage der Streckenpole. Die Analyse zeigt zu ausgewählten Streckenparametern die Potentiale zur Stabilisierung der Strecke.

Der theoretische Teil in *Kapitel 4* stellt die angewendeten regelungstechnischen Methoden vor. Zur Detektion von Schwingungen wird ein zeitdiskretes Modell entwickelt, dessen Parameter mit dem Verfahren der kleinsten Fehlerquadrate geschätzt werden. Neben den Ausführungen zur Auslegung von optimalen Zustandsschätzern auf Basis des Kalman-Filters, wird die Adaption der Eingrößen-Regelkreisstruktur mit zwei Freiheitsgraden auf den Mehrgrößenfall einer Zustandsregelung erklärt. Es werden zwei Dämpfungsregelungen vorgeschlagen, die sich in Ihrer Komplexität und der Anzahl der verwendeten Messgrößen unterscheiden. Die Vorstellung der im Fahrzeug realisierten Regelkreisstrukturen bildet den Abschluss dieses Kapitels.

Kapitel 5 stellt die wichtigsten Gleichungen zur Beschreibung des dynamischen Streckenverhaltens zusammen. Besonderer Wert wird auf die Erstellung des Reglerstreckenmodells gelegt. Die Beschreibung des linearisierten Streckenmodells erfolgt in Form einer Zustandsraumdarstellung. Durch eine Ordnungsreduktion wird die Anzahl der benötigten Zustände minimiert.

In *Kapitel 6* werden die Modellbeschreibung aus Kapitel 5 auf die theoretischen Methoden aus Kapitel 4 angewendet. Es zeigt die Auslegung der Vorsteuerung und der Dämpfungsregler. Die Wirksamkeit des Regelungskonzeptes wird anhand einer Simulation der Anfahrt mit instabilem Triebstrang dargelegt. Abschließend findet eine Bewertung der im Fahrzeug realisierten Abtastschrittweite statt.

Kapitel 7 zeigt die im Fahrversuch erzielten Ergebnisse. Die aus den Drehzahlsensoren ermittelten Verdrehwinkel-Informationen dienen dabei zur Verifikation der angenommenen Modellstruktur. Es wird gezeigt, dass mit Hilfe des getriebeinternen Verdrehwinkels mit ausreichender Güte auf das übertragene Moment geschlossen werden kann. Die Drehzahlsensoren sind somit als Drehmomentensensor verwendbar. Nach der Identifikation der Streckenparameter endet die Arbeit mit der Betrachtung des Führungs- und Störgrößenverhaltens der geschlossenen Strecke in unterschiedlichen Fahrsituationen.

Zudem erweitern zwei *Anhänge* die Arbeit, in denen die grundlegenden Berechnungen und ergänzende Messdaten zu den Fahrversuchen dargestellt werden.

2 Ansteuerungskonzept

Nach der Einführung im ersten Kapitel folgt die Darstellung der Grundidee zur aktiven Schwingungsdämpfung.

Anhand einer Energiebilanz wird verdeutlicht, aus welcher Quelle die Schwingung ihre Energie bezieht und unter welchen Umständen eine additiv eingeprägte Kupplungsnormalkraft dem System Energie entziehen kann.

Das Konzept zur aktiven Dämpfung wird am Beispiel eines Triebstrangs mit Doppelkupplungsgetriebe überprüft. Dazu werden die Subsysteme der Regelstrecke und die Integration der Sensorik, der Aktuatorik und der Steuergeräte im Versuchsträger erläutert. Dies geschieht jedoch nur in der Tiefe, wie es für das Problem der aktiven Schwingungsdämpfung notwendig ist. Weiterführende Erklärungen zum Aufbau sind z. B. im [Selbststudienprogramm 308 \(2004\)](#) der Volkswagen AG zu finden. Die zusätzlich zum Serienstand im Versuchsträger eingebauten Sensoren und deren Auswertung werden detaillierter beschrieben. Es wird gezeigt, wie mit Hilfe der Drehzahlsensoren bezogene Verdrehwinkel von Wellen bestimmt werden.

Den Abschluss des Kapitels bildet die Vorstellung des Regelungskonzeptes zur aktiven Dämpfung von Triebstrangschwingungen. Da es sich um eine Erweiterung der konventionellen Kupplungsansteuerung handelt, sind nunmehr zwei Teilstrecken mit einer Stellgröße zu regeln. Zur Lösung dieser Probleme wird die Frequenzdistanz der beiden Regelziele ausgenutzt.

2.1 Energiebilanz der aktiven Dämpfung von selbsterregten Schwingungen

Ziel einer aktiven Dämpfung ist die Unterdrückung von selbsterregten Reibschwingungen durch Einprägung einer zusätzlichen periodischen Kupplungsnormalkraft F_R . Mit Hilfe einer Energiebetrachtung soll überprüft werden, unter welchen Randbedingungen eine solche veränderliche Normalkraft zur aktiven Dämpfung des Systems beiträgt.

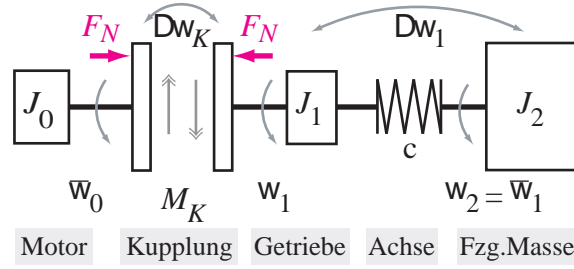


Abbildung 2.1: Aktive Dämpfung durch Einprägung einer fluktuierenden Normalkraft F_N am Beispiel eines Triebstrangmodells mit im Schlupf befindlicher Kupplung.

Die wesentlichen Merkmale werden anhand eines einfachen schwingungsfähigen 3-Massen-Modells für den Triebstrang hergeleitet (Abbildung 2.1). Für die Drehzahlen gelten die in Gleichung 1.1 und Gleichung 1.2 auf Seite 3 getroffenen Vereinbarungen. Die resultierende Kupplungsnormalkraft F_N setzt sich zusammen aus

$$F_N(t) = \bar{F}_N + F_R(t) = \bar{F}_N + \hat{F}_R \cos(\omega t - \varphi). \quad (2.1)$$

Gesucht sind die Amplitude \hat{F}_R und die Phase φ der oszillierenden Normalkraft F_R , die der statischen Kraft \bar{F}_N überlagert ist.

Im Arbeitspunkt der Kupplung $\Delta\bar{\omega}_K$ kann der Reibwertverlauf $\mu(\Delta\omega_K)$ mit Hilfe des statischen Reibwertes $\bar{\mu}$ und des Reibwertgradienten μ'

$$\bar{\mu} = \mu(\Delta\bar{\omega}_K) \quad \text{und} \quad \mu' = \left. \frac{\partial \mu}{\partial \Delta\omega_K} \right|_{\Delta\bar{\omega}_K} \quad (2.2)$$

linearisiert werden. Hiermit bestimmt sich die zeitliche Abhängigkeit des Reibwertes μ als Funktion der Kupplungsdifferenzdrehzahl $\Delta\omega_K(t)$ zu

$$\mu(t) \approx \bar{\mu} + \mu' (\Delta\omega_K(t) - \Delta\bar{\omega}_K) = \bar{\mu} - \mu' W_1 \cos(\omega t). \quad (2.3)$$

Das Kupplungsmoment $M_K(t)$ ergibt sich mit Gleichung 2.3 und dem effektiven Reibradius r_K der Kupplungsbeläge zu

$$M_K(t) = r_K F_N(t) \mu(t). \quad (2.4)$$

Mittels der innerhalb einer Periode T der Schwingung geleisteten Kupplungs-Reiarbeit

berechnet sich die mittlere Reibleistung P_K der Kupplung zu

$$\begin{aligned} P_K &= \frac{1}{T} \int_0^T M_K(t) \Delta\omega_K(t) dt \\ &= \frac{1}{2} r_K \left[(2 \Delta\bar{\omega}_K \bar{\mu} + W_1^2 \mu') \bar{F}_N - \cos(\varphi) W_1 (\bar{\mu} + \Delta\omega_K \mu') \hat{F}_R \right]. \end{aligned} \quad (2.5)$$

Aus Gleichung 2.5 sind die Einflüsse der statischen Normalkraft \bar{F}_N und der zyklischen Normalkraft F_R auf die Wärmeleistung der Kupplung zu erkennen. Die Verluste aufgrund der statischen Kupplungsnormalkraft \bar{F}_N bei konstantem Reibwert ($\mu' = 0$) beschreibt der Term

$$P_{K-\bar{\mu}} = r_K \Delta\bar{\omega}_K \bar{\mu} \bar{F}_N. \quad (2.6)$$

Dieser Wert entspricht der Verlustleistung einer idealen Kupplung, die sich mit konstanter Differenzdrehzahl ($W_1 \equiv 0$) im Schlupf befindet. Das Vorzeichen des Reibwertgradienten μ' bestimmt, ob die statische Kupplungsverlustleistung $P_{K-\bar{\mu}}$ um den Term

$$P_{K-\mu'} = \frac{1}{2} r_K W_1^2 \mu' \bar{F}_N \quad (2.7)$$

reduziert oder vergrößert wird. Durch die additive Reibkraft $F_R(t)$ kann die Verlustleistung der Kupplung je nach Phasenwinkel sowohl

$$\begin{aligned} \text{vermindert :} & \quad \text{für } \varphi \in [-\pi/2 \dots \pi/2] \\ \text{als auch erhöht :} & \quad \text{für } \varphi \in [\pi/2 \dots 3\pi/2] \end{aligned}$$

werden. Mit Hilfe der mittleren übertragenen Leistung der Kupplung an die Eingangswellentragheit J_1

$$P_{J_1} = \frac{1}{T} \int_0^T M_K(t) \omega_1(t) dt \quad (2.8)$$

und der mittleren aufgenommenen Leistung der Abtriebsträgheit J_2

$$P_{J_2} = \frac{1}{T} \int_0^T M_K(t) \omega_2(t) dt = \frac{1}{T} \bar{\omega}_1 \int_0^T M_K(t) dt \quad (2.9)$$

wird die Leistung bestimmt, aus der die Reibschwingung ihre Energie bezieht. Die

Differenz zwischen der zugeführten und abgeführten Leistung

$$P_S = P_{J1} - P_{J2} = 1/2 r_K W_1 \left(\cos(\varphi) \hat{F}_R \bar{\mu} - \bar{F}_N W_1 \mu' \right) \quad (2.10)$$

führt je nach Vorzeichen von P_S zu einer Dämpfung ($P_S < 0$) oder einer Anregung ($P_S > 0$) des Triebstrangs. Bei *konstantem* Reibwert ($\mu' \equiv 0$) wird dem schwingungsfähigen Abtrieb keine zusätzliche Energie zugeführt. Für *positive* Reibwertgradienten ($\mu' > 0$) stabilisiert sich das System selbstständig. Besitzt der Reibwertverlauf jedoch eine *fallende* Charakteristik über der Differenzdrehzahl ($\mu' < 0$) führt dies zu einem schwingungsanfachen Energieeintrag in den Triebstrang. Das System wird somit aus dem tribologischen Reibkontakt angeregt. Über die additive Normalkraft F_R kann die Leistung P_S minimiert werden. Für den optimalen Phasenwinkel φ_{Opt} gilt dann

$$\cos(\varphi) \stackrel{!}{<} 0 \quad \Rightarrow \quad \varphi \in [\pi/2 \dots 3\pi/2] \quad \Rightarrow \quad \varphi_{Opt} = \pi. \quad (2.11)$$

Für die Amplitude der additiven Normalkraft \hat{F}_R muss bei optimalem Phasenwinkel

$$\hat{F}_R \geq \frac{\mu'}{\bar{\mu}} W_1 \bar{F}_N \quad (2.12)$$

gelten. Zusammenfassend kann die einzuprägende Normalkraft $F_R(t)$ für eine exakte Kompensation zu

$$F_R(t) = -\frac{\mu'}{\bar{\mu}} \bar{F}_N \Delta\omega_I(t) \quad (2.13)$$

bestimmt werden. Dies entspricht einer nichtlinearen Zustandsrückführung der Verdrehwinkelgeschwindigkeit des Abtriebs. Die zur Dämpfung benötigte Kraft ist proportional zur stationären Anpresskraft und damit in erster Näherung proportional zum Motormoment.

Da der Reibwert eine Funktion von vielen Parametern wie z. B. der Kupplungsdifferenzdrehzahl, der Temperatur, der Anpresskraft und der Reibleistung ist, kann dieser nur mit großen Unsicherheiten bestimmt werden. Im Fahrzeug auftretende Messfehler und Kupplungshysterese reduzieren zusätzlich die Güte einer Schätzung. (Untersuchungen zur Identifikation der Reibwertkennlinie mit statischen Funktionsapproximationen im Fahrbetrieb sind bei [Bärecke und Schwenger \(2003\)](#) durchgeführt worden.) Eine nichtlineare Rückführung von Reibwert $\bar{\mu}$ und Reibwertgradient μ' ist daher nicht geeignet, um den Triebstrang robust zu stabilisieren.

2.2 Aufbau des Versuchsträgers

In den folgenden Abschnitten wird der Aufbau des Triebstrangs und die Art und Lage der Sensoren und Aktuatoren im Versuchsträger beschrieben. Abschließend wird die Kommunikationsarchitektur zwischen den Steuergeräten und der Applikationsschnittstelle vorgestellt.

2.2.1 Grundprinzip des Doppelkupplungsgetriebes

Das Doppelkupplungsgetriebe von VW ist ein vollautomatisches Getriebe und wird unter dem Namen Direktschaltgetriebe (DSG) vermarktet. Die Technologie ist in den 80er Jahren von Porsche unter dem Namen Porsche-Doppelkupplungs-Getriebe (PDK) im Prototypenrennsport eingesetzt worden.

Ungerade und gerade Gänge eines Schaltgetriebes bilden 2 Teilgetriebe mit jeweils einer nasslaufenden Kupplung (siehe Abbildung 2.2). Sowohl Kupplung als auch Getriebe werden über eine elektrohydraulische Aktuatorik gesteuert. Im Gegensatz zum klassischen Stufenautomaten werden die Kupplungen zum Anfahren, Kriechen und für die Durchführung der zugkraftunterbrechungsfreien Schaltungen verwendet. Grundsätzlich ist immer ein Teilgetriebe kraftschlüssig. Ist die Kupplung des zweiten Teilgetriebes geöffnet, kann der nächste Gang geschaltet werden.

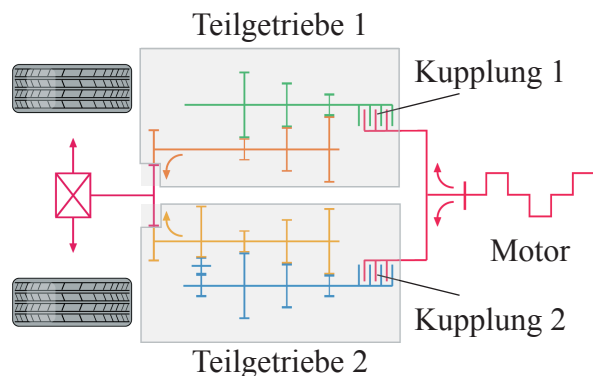


Abbildung 2.2: Prinzipdarstellung des Momentenpfades eines Triebstrangs mit den Teilkomponenten Motor, Doppelkupplungsgetriebe und Abtrieb.

2.2.2 Nasslaufende Lamellen-Doppelkupplung

Über die Kurbelwelle wird das Drehmoment zum Zweimassenschwungrad übertragen. Es dient zur Tilgung von verbrennungsinduzierten Drehmomentenungleichförmigkei-

ten, deren Frequenzen oberhalb der ersten Eigenfrequenz des Triebstrangs liegen. Das Zweimassenschwungrad sollte somit keinen Einfluss auf die Shudderneigung ausüben. Eine Steckverzahnung überträgt das Moment zur Mitnehmerscheibe der Lamellenkupplung. Die beiden äußeren Lamellenträger besitzen das Drehzahlniveau des Motors und bilden die gemeinsame Primärseite der Kupplung (Abbildung 2.3).

Die Höhe des Öl-Drucks in der Kammer 1 bestimmt das übertragene Drehmoment der Kupplung K1. Durch die Tellerfeder wird sichergestellt, dass die Kupplung im drucklosen Zustand kein Moment überträgt. Zwei ineinander liegende Hohlwellen, Getriebe-Eingangswelle 1 und Getriebe-Eingangswelle 2, bilden die Anbindung der Kupplungen K1 und K2 an den Rädersatz des Getriebes.

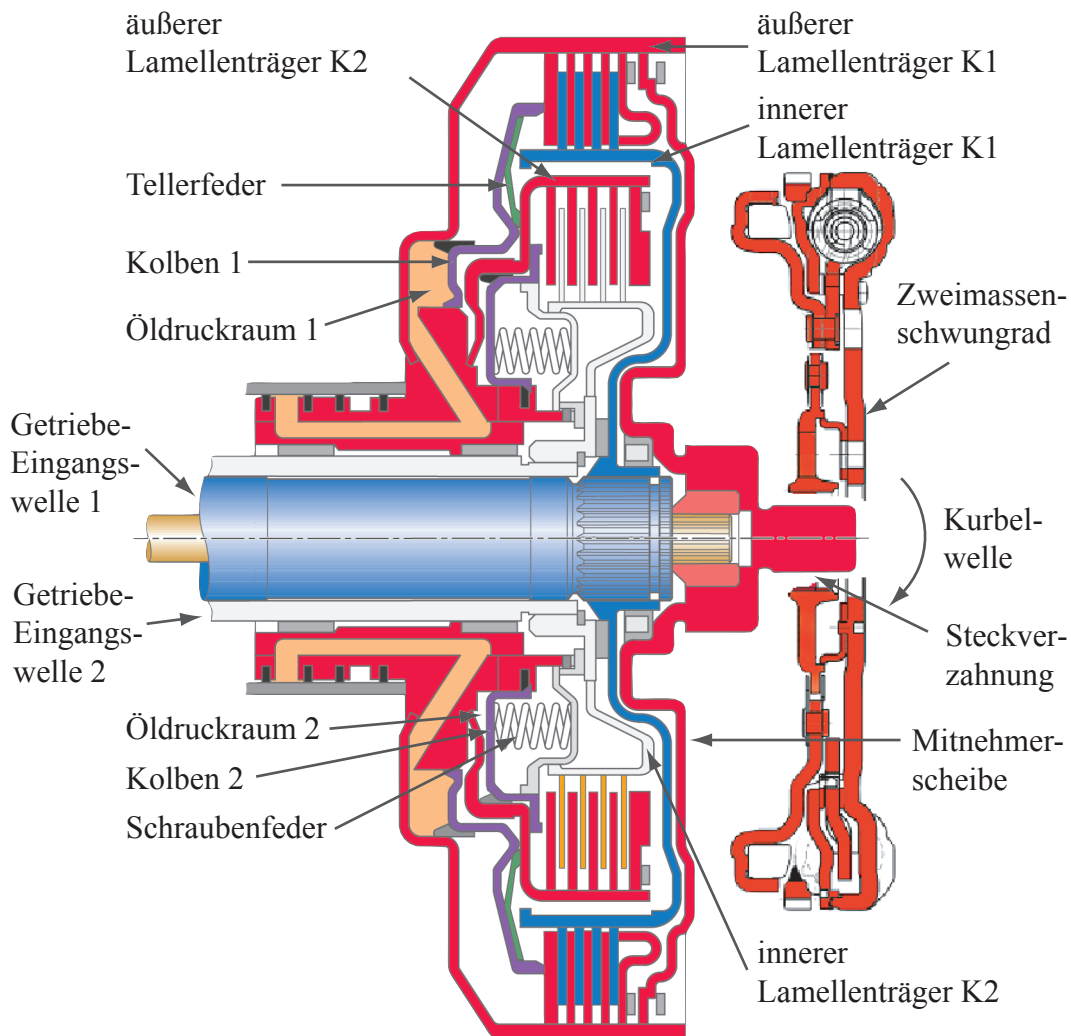


Abbildung 2.3: Nasslaufende Lamellen-Doppelkupplung mit Zweimassenschwungrad.

2.2.3 Drehmomentenpfad im Getriebe und Fahrzeug

Abbildung 2.4 zeigt die Anordnung der Wellen im Getriebe in abgewickelter Form sowie die Messorte der zusätzlich implementierten Drehzahl- und Drehmomentensensoren.

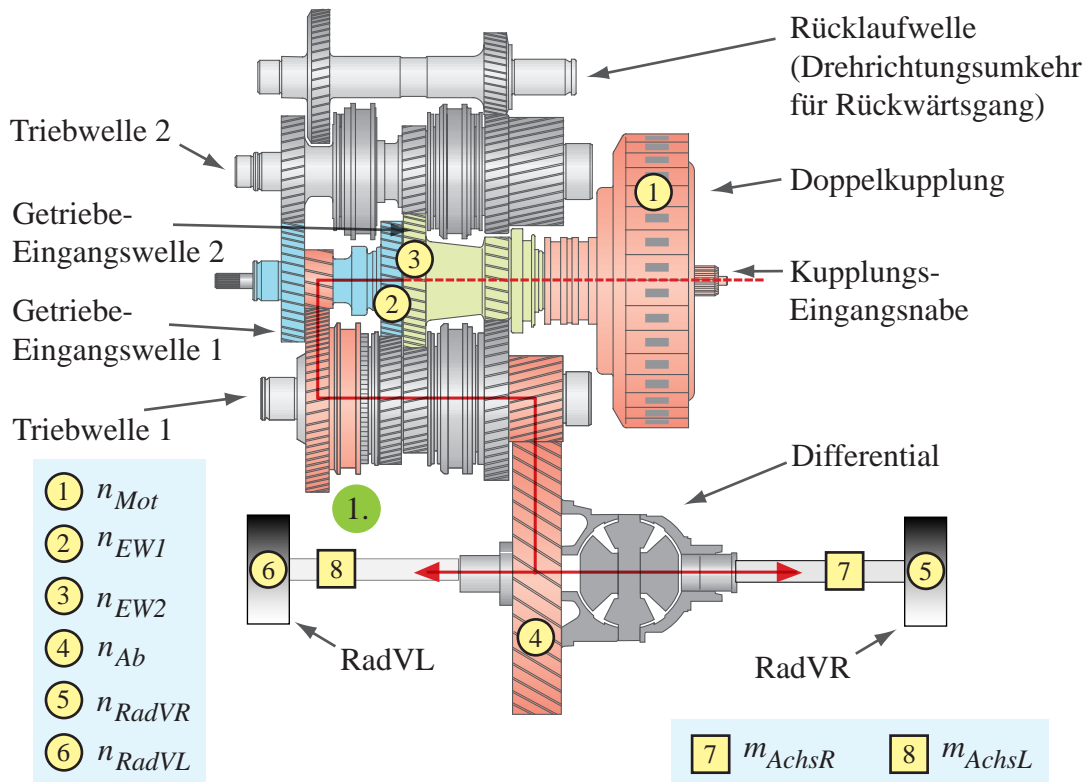


Abbildung 2.4: Getriebeaufbau in gestreckter Darstellung mit Angabe der zusätzlichen Messstellen für Drehzahlen n (Kreise) und Drehmomente m (Quadrate).

Die Zahnflanken der Festräder auf der Eingangswelle 1 wälzen auf den entsprechenden Losrädern der Gänge 1, 3, 5 und R ab. Die Synchronisierungen der Gänge 1 und 3 sind auf der Triebwelle 1 positioniert, 5 und R auf der Triebwelle 2.

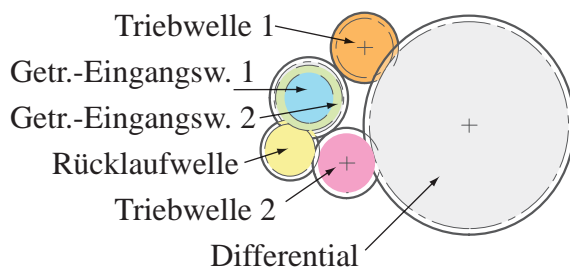


Abbildung 2.5: Reale Einbaulagen der Wellen innerhalb des Getriebes.

Der Drehmomentenpfad für den 1. Gang ist in rot dargestellt. Das Ausgleichsgetriebe überträgt das Drehmoment über die Achsen an die Räder. Die reale Lage der Wellen im Getriebe zeigt Abbildung 2.5. Durch diese Anordnung werden die kompakten Ausmaße des Getriebes erreicht.

Drehzahlsensoren und Verdrehwinkelmessung

Innerhalb des Getriebes wurden zusätzliche Sensoren zur Messung der Drehzahlen eingebaut (Abbildung 2.4). Die Rohsignale der ABS-Raddrehzahlsensoren werden mit Hilfe eines Zwischensteckers am ABS-Steuergerät erfasst. Somit stehen dem Forschungssteuergerät GR2K die folgenden Drehzahl-Informationen zur Verfügung:

- n_{KW} : Kurbelwellendrehzahl
- n_{Mot} : Kupplungsprimärwellendrehzahl
- n_{EW1} : Getriebe-Eingangswellendrehzahl der Primärwelle
- n_{EW2} : Getriebe-Eingangswellendrehzahl der Sekundärwelle
- n_{Ab} : Getriebe-Abtriebsdrehzahl
- n_{RadVL}, n_{RadVR} : Raddrehzahlen des rechten und linken Vorderrades
- n_{RadHL}, n_{RadHR} : Raddrehzahlen des rechten und linken Hinterrades

Die Erfassung der Zahnflanken erfolgt interruptgesteuert und damit asynchron zur Reglertask. Zu jeder erkannten Zahnflanke Z wird durch das Capture-Compare Register der Zeitpunkt t_z des Auftretens zwischengespeichert (Abbildung 2.6). Zwischen

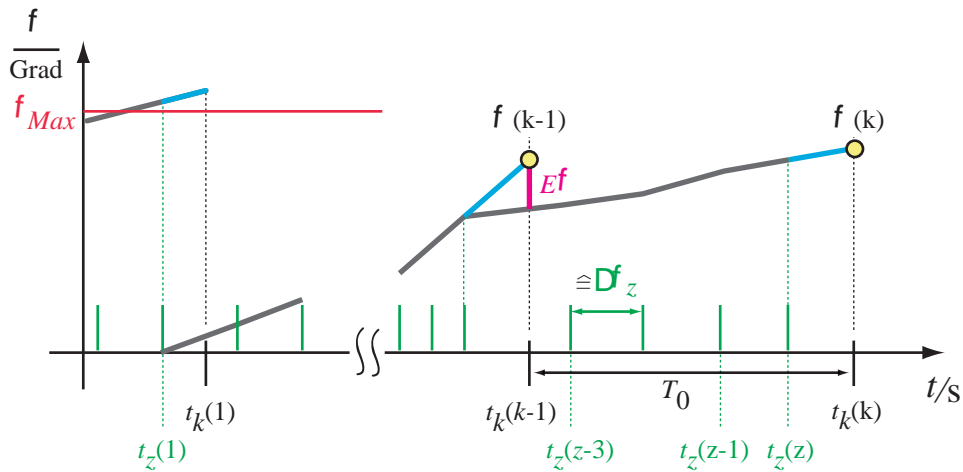


Abbildung 2.6: Zur Abtastperiodendauer T_0 synchrone Berechnung des Wellenwinkels ϕ zum Abtastzeitpunkt t_k mit Hilfe der asynchronen Zahnflankenimpulse eines Drehzahlsensors zu den Zeitpunkten t_z .

zwei aufeinander folgenden Ereignissen hat sich das Geberrad des Drehzahlsensors um den Winkel $\Delta\phi_z = 2\pi/Z$ weitergedreht ($Z \equiv$ Anzahl der Flanken pro Umdrehung). Diese Winkelinformationen können zur Berechnung der Drehwinkel der Wellen zum

Abtastzeitpunkt $t_k(k)$ benutzt werden. Der verstrichene Drehwinkel $\phi(k)$ eines Geberrades im Zeitintervall $[t_z(1) \dots t_k(k)]$ lässt sich aus der Anzahl der Impulse z innerhalb des Intervalls und einer aktuellen Prediktion $p(k)$ berechnen zu

$$\phi(k) = \Delta\phi_z(z + p(k)) \quad \text{mit} \quad p(k) = \frac{t_k(k) - t_z(z)}{t_z(z) - t_z(z-1)}. \quad (2.14)$$

Bei dieser Rechenweise werden für die aktuelle Bestimmung des Drehwinkels $\phi(k)$ keine der zuvor bestimmten Prediktionen $p(k-1), p(k-2) \dots$ verwendet. Es findet keine Integration der Prediktionsfehler $E\phi$ über der Zeit statt. Eine Drift des Winkelsignals ist somit ausgeschlossen. Die folgenden Teilwinkel des Triebstrangs wurden im Versuchsträger gemessen:

- ϕ_{EW1M} : relativer Winkel der primären Getriebe-Eingangswelle zum Aggregat
- ϕ_{AbM} : relativer Winkel des Getriebe-Abtriebs zum Aggregat
- ϕ_{RadVR} : Winkel des rechten Vorderrades gegenüber der Karosserie
- ϕ_{RadVL} : Winkel des linken Vorderrades gegenüber der Karosserie

Aus diesen Einzelwerten lassen sich mit der Übersetzung i bezogene Differenzwinkel zwischen zwei oder mehreren Sensoren ($AnzSens$) ermitteln

$$\Delta\phi(k) = \sum_{j=1}^{AnzSens} i_j \phi_j(k) + \Delta\bar{\phi}. \quad (2.15)$$

Um einen Überlauf des Zahnflankenzählers z zu vermeiden, werden ab einem Schwellwert für den Wellenwinkel ϕ_{Max} alle Zähler auf Null zurückgesetzt und der aktuelle Wert des Differenzwinkels $\Delta\phi$ abzüglich der Summe der gewichteten Einzelprediktionen in $\Delta\bar{\phi}$ zwischengespeichert. Dadurch ist ein stetiger Differenzwinkelverlauf $\Delta\phi(k)$ gewährleistet, ohne die Einzelwinkel absolut berechnen zu müssen. Die Einzelwinkel ϕ besitzen einen sägezahnförmigen Verlauf. Mit Hilfe der Getriebeübersetzung i_G werden auf die Eingangswelle bezogene Triebstrangverdrehwinkel gemessen:

- $\Delta\phi_{EW1AbM} = \phi_{EW1M} - i_G \phi_{AbM}$: Gemessener Verdrehwinkel der Wellen zwischen der Getriebe-Eingangswelle 1 und dem Getriebe-Abtrieb, bezogen auf die Eingangswelle 1. Dieser ist identisch mit dem realen Verdrehwinkel

$$\Delta\phi_{EW1Ab} = \phi_{EW1} - i_G \phi_{Ab} = \Delta\phi_{EW1AbM}. \quad (2.16)$$

- $\Delta\phi_{EW1RadM} = \phi_{EW1M} - 0.5 i_G (\phi_{RadVL} + \phi_{RadVR})$: Gemessener Verdrehwinkel der Wellen zwischen der Getriebe-Eingangswelle 1 und den gemittelten Winkeln der Vorderräder. Dieser ist ungleich dem realen Verdrehwinkel¹.

$$\Delta\phi_{EW1Rad} = \phi_{EW1} - i_G 0.5 (\phi_{RadVL} + \phi_{RadVR}) \neq \Delta\phi_{EW1RadM}. \quad (2.17)$$

Drehmomentensensoren

Zur Messung der Drehmomente ist auf beiden Antriebswellen eine DMS-Vollbrücke appliziert. Über eine induktive Energieeinkopplung werden Sensor und Signalverstärker vom Stator versorgt (Abbildung 2.7). Die Auswerteeinheit ist über eine Eingangsbe-

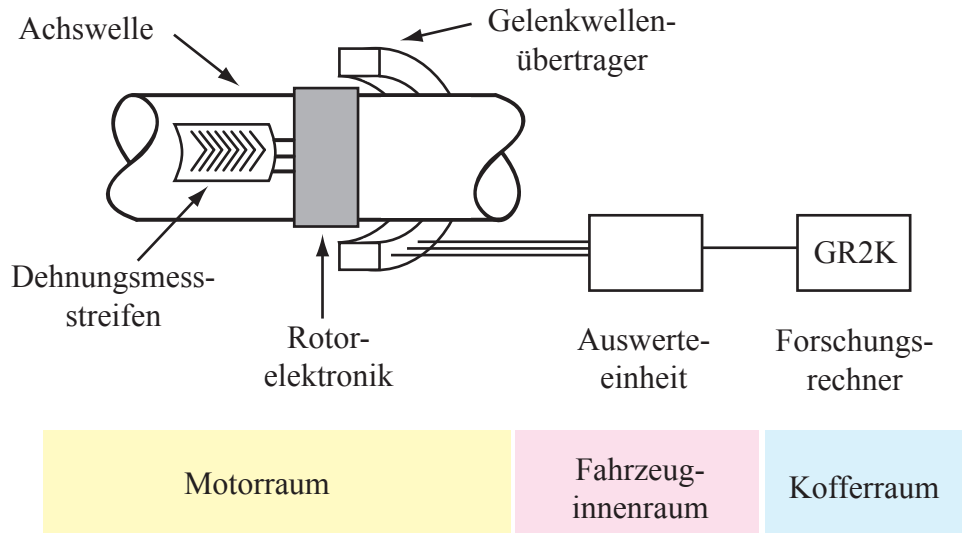


Abbildung 2.7: Drehmomentensensierung an den Achswellen mit Dehnungsmessstreifen und einem Gelenkwellenübertrager mit integriertem Sensorsignalverstärker und abgesetzter Rotorelektronik.

schaltung zur Signalanpassung mit den Analog-Eingängen des Forschungssteuergerätes verbunden. Die Auslegung der DMS-Widerstände erfolgt mit denen im Anhang A.4 auf Seite 125 vorgestellten Gleichungen. Aus den gemessenen Teil-Drehmomenten der Achswellen M_{AchsL} (Drehmoment der linken Achswelle) und M_{AchsR} (Drehmoment der rechten Achswelle) ergibt sich das Summen-Achsmoment M_{Achs} der Antriebsachsen zu

$$M_{Achs} = M_{AchsL} + M_{AchsR}. \quad (2.18)$$

¹Nähere Erläuterung in Kapitel 3.

2.2.4 Mechatronik-Modul

Die Ansteuerung der Getriebemechanik geschieht über das Mechatronik-Modul. Es besteht aus einem elektronischen Steuergerät, dem sog. Vorortsteuergerät, und einer elektrohydraulischen Steuereinheit (Abbildung 2.8). Über die Kanalplatte sind die Magnet- und Druckregelventile in den Ölkreislauf zwischen Pumpe und Getriebe-Aktoren angebunden.

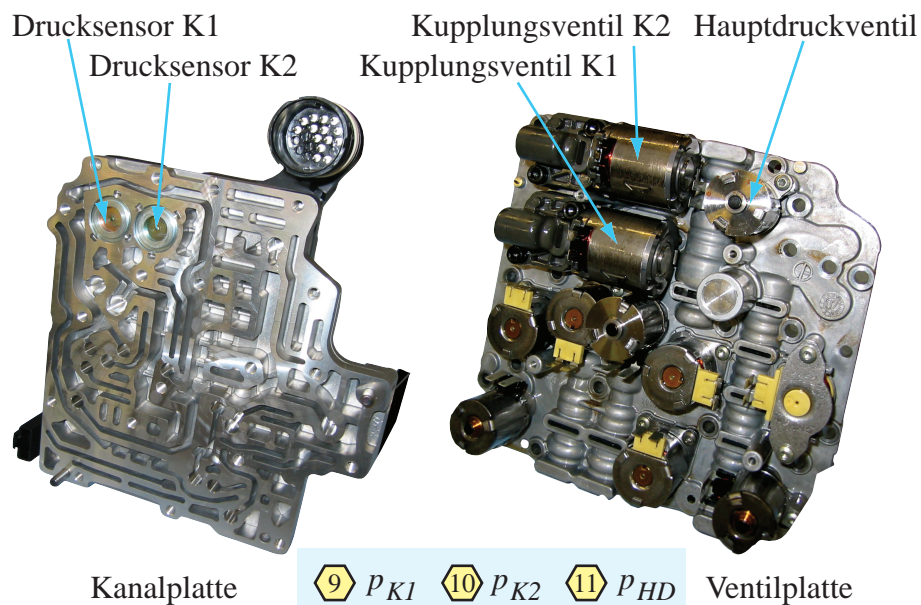


Abbildung 2.8: Aufbau des hydraulischen Steuergerätes aus Kanal- und Ventilplatte mit der Angabe der zusätzlichen Druckmesstechnik (Sechseck).

Die Ansteuerung der Drücke für die Primär- p_{K1} und die Sekundärkupplung p_{K2} erfolgt über direkt angesteuerte Druckregelventile, wie eines beispielhaft in Abbildung 2.9 dargestellt ist. Das Ventil besitzt drei Anschlüsse: zur Versorgung p_V , zur Kupplung p_K und zum Tank p_T . Der Versorgungsdruck p_V entspricht ungefähr dem Hauptdruck p_{HD} . Beide Druckniveaus werden durch weitere, hier nicht näher betrachtete, vorgeschaltete Druckregelventile eingestellt.

Die über der Spule angelegte Spannung U_{Mag} erzeugt einen Strom i_{Mag} , dessen resultierendes Magnetfeld eine Kraft F_{Mag} auf den Ventilkolben ausübt. Der Kupplungsdruck p_K wird über zwei Flächen A_1 und A_2 des Ventilkolbens zugeführt. Die resultierende Kraft F_p wirkt als analoge Rückführung der Regelgröße. Befinden sich die am Kolben wirkenden Kräfte F_{Mag} und F_p nicht im Gleichgewicht, verändert der Kolben seine La-

ge. Dies wiederum führt zum Öffnen einer Steuerkante. Stationär stellt sich ein zum Spulenstrom i_{Mag} proportionaler Druck p_K in der Kupplung ein.

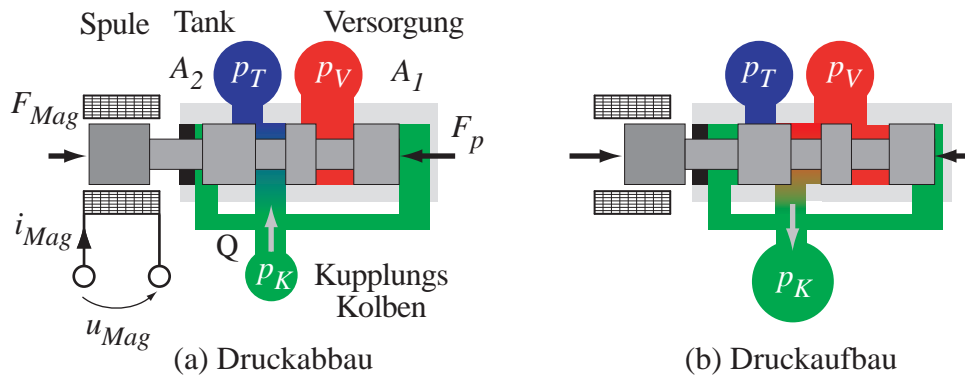


Abbildung 2.9: Prinzipieller Aufbau eines direkt angesteuerten Proportionalventils zur Regelung des Kupplungsdrucks.

Druckmesstechnik

Der größte Teil der Sensoren ist in der Mechatronik integriert, sie stehen daher für eine Auswertung über das Forschungssteuergerät nicht zur Verfügung. Die Drücke werden aus diesem Grund durch externe Sensoren zusätzlich gemessen. Über einen Messadapter zwischen Kanal- und Ventilplatte werden die Drücke zu den Aufnehmern geführt. Ein Messverstärker konditioniert die Signalpegel für die Analogeingänge des Forschungssteuergerätes.

2.2.5 Aggregatlagerung

Das Aggregat ist über drei Lager an die Karosserie gekoppelt. Motor- und Getriebelager nehmen die Normalkräfte auf. Zur Abstützung des Motordrehmoments dient eine Pendelstütze (Abbildung 2.10). Die Lager isolieren die vom Verbrennungsprozess verursachten Schwingungen, die vom Fahrer in Form von Geräusch und Vibrationen wahrgenommen werden. Aus Komfortgründen sind daher niedrige dynamische Lagersteifigkeiten wünschenswert. Diese führen jedoch zu größeren Aggregatebewegungen bei Laständerungen und verschlechtern damit das Fahrverhalten. Die Drehachse des Aggregats liegt versetzt zu der Motor- und Getriebeeingangswelle. Der Drehung entgegen wirkt das Moment M_{AggC} , resultierend aus der Ersatzsteifigkeit c_{Agg} aller Lager und dem Verdrehwinkel ϕ_{Agg} des Aggregats.

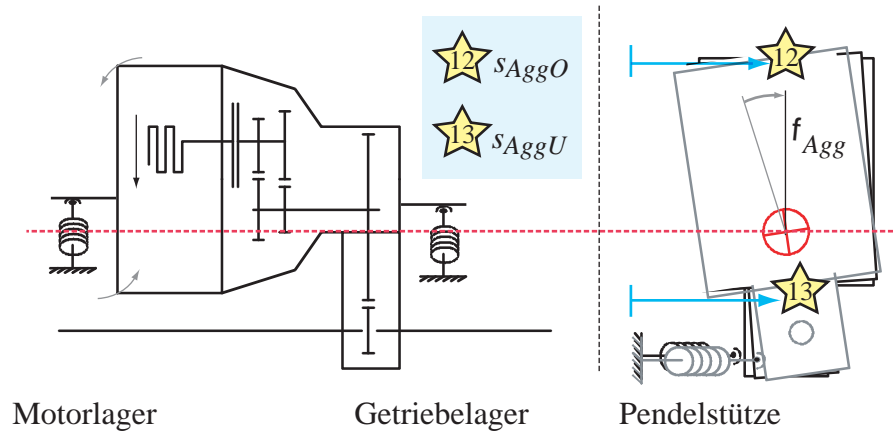


Abbildung 2.10: Lagerung des Aggregats (Motor und Getriebe) innerhalb der Fahrzeugkarosserie mit Angabe der Messstellen für die zusätzliche Wegmesstechnik (Sterne).

Wegmesstechnik und Berechnung des Aggregateverdrehwinkels

Mit Hilfe von zwei zwischen der Karosserie und dem Aggregat befestigten Seilzugwegsensoren wird die Lage des Aggregats bestimmt (siehe Abbildung 2.11). Die Sensoren sind im Abstand d_S voneinander entfernt angebracht. Die Drehachse y_{DP} befindet sich im Abstand d_O zum oberen Sensor und d_U zum unteren Sensor. Aus den Weginformationen auf der Oberseite s_{AggO} und der Unterseite s_{AggU} wird der Verdrehwinkel ϕ_{Agg} des Aggregats berechnet. Die geringe Bewegung in vertikaler Richtung (Y-Achse) wird

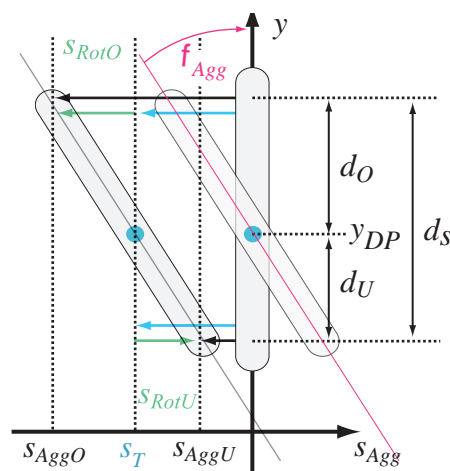


Abbildung 2.11: Aufteilung der oberen und unteren Aggregatebewegung s_{AggO} und s_{AggU} in eine translatorische s_T und eine rotatorische s_{RotO} und s_{RotU} Bewegungskomponente zur Berechnung des Aggregateverdrehwinkels ϕ_{Agg} .

von den Sensoren aufgrund ihres Wirkprinzips nicht erfasst. Für eine fehlerfreie Berechnung des Verdrehwinkels muss zwischen dem gemeinsamen translatorischen Anteil (s_T) und dem rotatorischen Anteil (s_{RotO} und s_{RotU}) der Aggregatebewegung unterschieden werden. Die gemessenen Aggregatebewegungen setzen sich aus den translatorischen und den rotatorischen Anteilen zusammen

$$s_{AggO} = s_T + s_{RotO} \quad \text{und} \quad s_{AggU} = s_T + s_{RotU}. \quad (2.19)$$

Damit sind beide Wegdifferenzen zwischen den Messsignalen s_{AggO} und s_{AggU} und den rotatorischen Anteilen s_{RotO} und s_{RotU} identisch

$$s_{AggO} - s_{AggU} = s_{RotO} - s_{RotU}. \quad (2.20)$$

Der Verdrehwinkel ϕ_{Agg} bestimmt sich aus

$$\tan(\phi_{Agg}) = \frac{s_{RotO}}{d_O} = -\frac{s_{RotU}}{d_U} = \frac{s_{RotO} - s_{RotU}}{d_S}. \quad (2.21)$$

Aus Gleichung 2.20 kann der Verdrehwinkel ϕ_{Agg} ohne Kenntnis des Drehpunktes direkt aus den Sensordaten ermittelt werden

$$\phi_{Agg} = \arctan\left(\frac{s_{AggO} - s_{AggU}}{d_S}\right). \quad (2.22)$$

Aus der Ableitung nach der Zeit ergibt die Lageänderungsgeschwindigkeit des Aggregats

$$\omega_{Agg} = \frac{d}{dt}\phi_{Agg} \quad \rightarrow \quad n_{Agg} = \frac{30}{\pi}\omega_{Agg}. \quad (2.23)$$

Über die translatorischen Bewegungsanteile

$$s_{TO} = s_{AggO} - \frac{\phi_{Agg}}{d_O(y_{DP})} \quad \text{und} \quad s_{TU} = s_{AggU} + \frac{\phi_{Agg}}{d_U(y_{DP})} \quad (2.24)$$

kann der Drehpunkt über eine Optimierung des Gütekriteriums

$$\sum (s_{TO} - s_{TU})^2 \stackrel{!}{=} \text{Min} \quad (2.25)$$

bestimmt werden.

2.2.6 Kommunikations-Architektur

Die Kopplung der Steuergeräte, der Aktoren und der Sensoren untereinander zeigt Abbildung 2.12 (Abkürzungen siehe Seite xxiii).

Alle für die Regelung benötigten Eingangsgrößen werden direkt vom Forschungsrechner GR2K erfasst. Als Ausgangsgröße der Regelung auf dem Forschungsrechner dient die Kupplungs-Sollkapazität M_{K1}^* . Dieser Wert wird per CAN Kommunikation an das Vorort-Getriebesteuergerät (GSG) gesendet und in den entsprechenden Spulenstrom des Kupplungsventils umgesetzt. Mit Hilfe des vom Motorsteuergerät (MSG) berechneten Motormomentes M_{Mot} adaptiert das Getriebesteuergerät (GSG) bei schlupfender Kupplung die Kennlinie zwischen dem Ventilstrom und dem Kupplungsmoment M_K . Da das Moment nicht gemessen wird, bildet die Kennlinie nur eine Annäherung des realen Übertragungsverhaltens ab.

Die Applikation des Forschungsrechners (GR2K) und die Datenaufzeichnung im Reglertakt erfolgen über die serielle V.24 Schnittstelle des Applikations-PC's (A-PC). Über die parallele ECP Schnittstelle können alle digitalen (DIO) und analogen (AD) Eingänge zeitlich hochaufgelöst auf dem Mess-PC (M-PC) aufgezeichnet werden. Neben den CAN-Botschaften werden auch die seriellen Daten der V.24 Schnittstelle gespeichert.

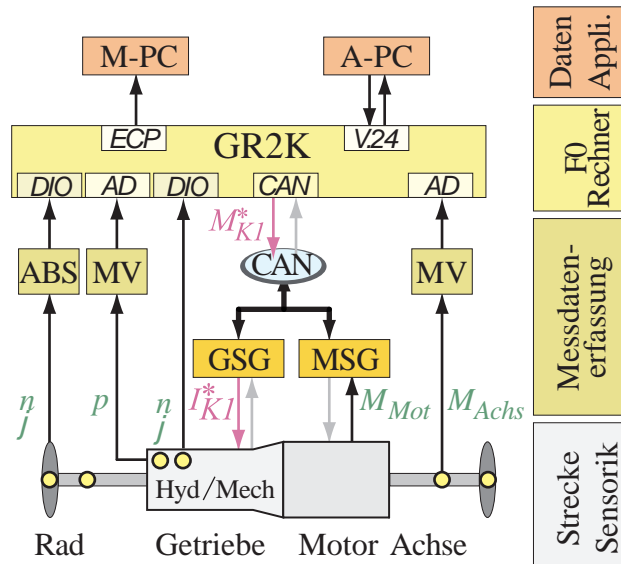


Abbildung 2.12: Struktur der Kommunikationswege zwischen den Sensoren, der Signalaufbereitung, den Vorortsteuergeräten, dem Forschungsrechner und der Mess- und Applikationsumgebung.

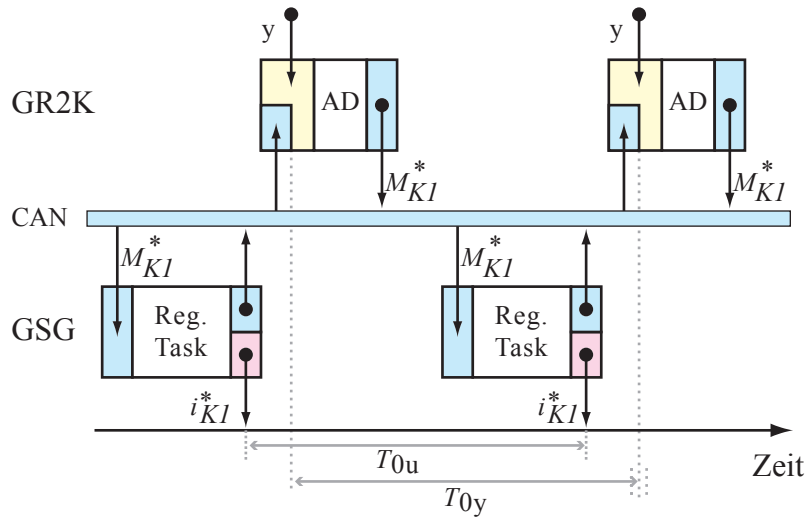


Abbildung 2.13: Synchronisationsmechanismus und Datenaustausch zwischen dem Forschungssteuergerät (GR2K) und Vorort-Getriebesteuergerät (GSG) über den Fahrzeug-CAN.

Die Synchronisierung der Regelungstasks auf dem Forschungs- und dem Getriebesteuergerät erfolgt über CAN-Botschaften (Abbildung 2.13).

Am Ende der Regelungstask des Getriebesteuergeräts (GSG) werden Botschaften zum Forschungssteuergerät (GR2K) gesendet. Diese beinhalten u. a. Messwerte und Flags zur Kennzeichnung der Zustände innerhalb der Getriebesteuergerätesoftware. Das Forschungssteuergerät (GR2K) überprüft im Polling, ob alle Botschaften innerhalb einer Zeitspanne aktualisiert wurden und testet somit die Zusammengehörigkeit zu einem Abtastschritt. Währenddessen werden die Messwerte an den Analogwandlern (AD) und den Digital-Eingängen (DIO) ausgewertet. Anschließend wird die Berechnung des Dämpfungsreglers durchgeführt. Der absolute Stellgrößensollwert M_{KI}^* wird über CAN dem Getriebesteuergerät nach Abschluss der Berechnungen des Forschungssteuergeräts (GR2K) vor dem nächsten Abtastschritt übermittelt.

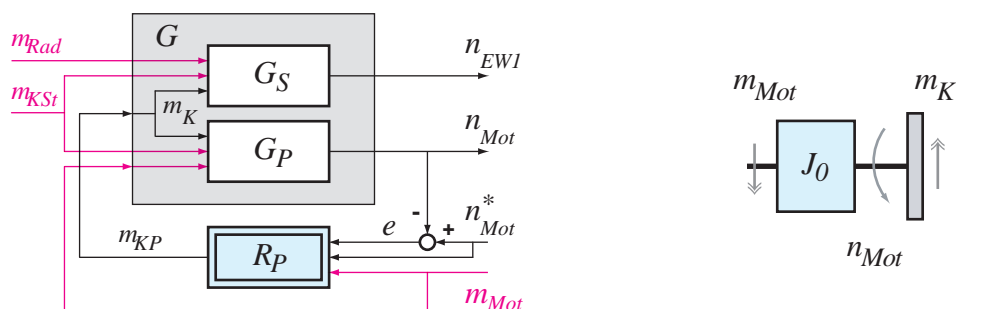
Mit diesem Mechanismus ist die Synchronisierung der beiden Steuergeräte gewährleistet. Die Abtastschrittweite der Stellgröße T_{0u} ist durch das Getriebesteuergerät (GSG) festgelegt. Die Schrittweite T_{0y} der zur Regelung verwendeten Messgrößen können im Rahmen der CAN Übertragungszeiten variieren.

2.3 Konzept zur aktiven Dämpfung von Triebstrangschwingungen

2.3.1 Standard-Regelkreis während des Anfahrens

Bei einer Anfahrt wird beim Stand der Technik die Motordrehzahl n_{Mot} mittels einer Folgeregelung über den Primärregler R_P geführt (Abbildung 2.14(a)). Vom gesamten Triebstrang G werden nur die Teilinformationen benutzt, die der Primärseite der Kupplung G_P zugehörig sind. Als Ersatzschaltbild dient dabei das einfache mechanische Streckenmodell der Trägheit J_0 (Abbildung 2.14(b)).

Das vom Fahrer vorgegebene Motormoment m_{Mot} wird durch eine Vorsteuerung in die Regelung eingebunden. Abtriebseitige Radlastmomente m_{Rad} beeinflussen die Motordrehzahl n_{Mot} bei schlupfender Kupplung nicht. Störmomente an der Kupplung m_{KSt} hingegen können bei der Eingangswelle n_{EWI} Drehzahlschwingungen anregen. Diese werden mit Hilfe eines Drehzahlsensors erfasst, aber in der Anfahrregelung R_P nicht berücksichtigt. Die Kupplungskapazität m_K ist somit allein durch die Regeldifferenz e der Motordrehzahlregelung und durch das Motormoment m_{Mot} bestimmt. Eine Berücksichtigung des schwingungsfähigen Abtriebs, der Sekundärstrecke G_S , findet nur indirekt statt, indem durch eine Gradientenbegrenzung der Stellgröße m_{KP} eine Anregung im Eigenfrequenzbereich vermieden wird. Dies zeigt sich in dem Spektrum der Stellgröße, welches aus einer Messung bei schlupfender Kupplung mit zufällig variierendem Motormoment m_{Mot} und stabilem Triebstrangverhalten berechnet wurde (Ab-



(a) Aufteilung des Triebstrangmodells in Primär- G_P und Sekundärstrecke G_S mit der Rückkopplung des Motordrehzahlreglers R_P .

(b) Motorträgheit J_0 dient als Modell der Primärstrecke G_P .

Abbildung 2.14: Motordrehzahlregelkreis mit dem Strecken-Ersatzschaltbild.

bildung 2.15). Frequenzen größer als 3 Hz werden durch die Stellgröße nicht angeregt und damit auch nicht die zwei Eigenfrequenzen des Triebstrangs (9 Hz und 13 Hz).

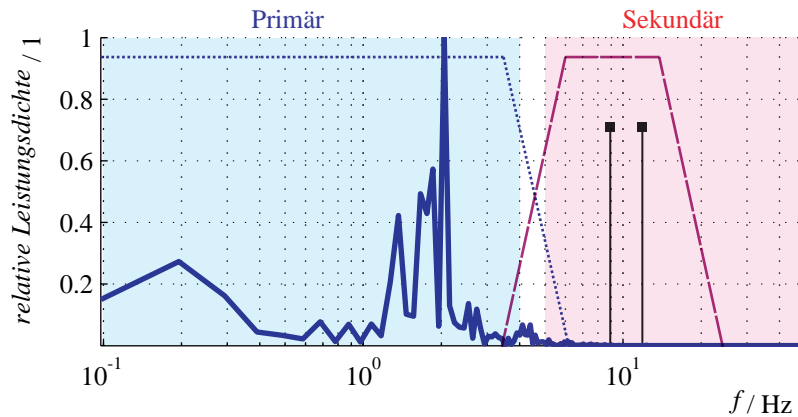


Abbildung 2.15: Vergleich des relativen Leistungsdichtespektrums der Stellgröße Kupplungsmoment m_{KP} bei aktivem Anfahrregler R_P zur Führung der Motordrehzahl n_{Mot} mit den zwei Eigenfrequenzen des Abtriebs G_S .

2.3.2 Konzept der Dämpfungsregelung

Grundlage des erweiterten Ansteuerungskonzepts zur aktiven Dämpfung ist es, den schwingungsfähigen Abtrieb mit zu berücksichtigen. Dazu wird der Triebstrang in die primäre G_P und die sekundäre G_S Teilstrecke untergliedert (Abbildung 2.16).

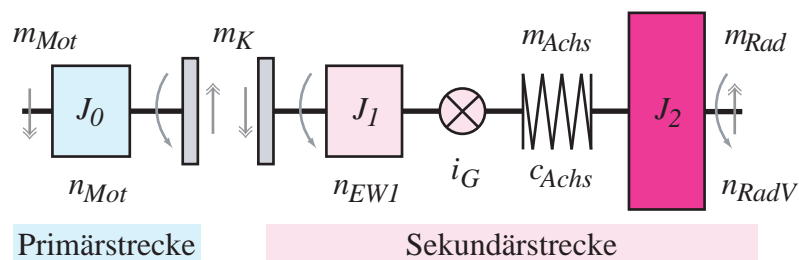


Abbildung 2.16: Aufteilung des einfachen Antriebsstrangmodells in eine Primärstrecke G_P für den Primärregler R_P (Motordrehzahlregelung) und eine Sekundärstrecke G_S für den Sekundärregler R_S (Dämpfungsregler).

Das Modell der Primärseite G_P ist äquivalent zu dem zuvor vorgestellten. Die Sekundärstrecke G_S besteht aus dem schwingungsfähigen Abtrieb sekundärseitig der Kuppelung. Zur Stabilisierung der Sekundärstrecke G_S soll eine Regelung R_S ausgelegt wer-

den, die die Triebstrangschwingungen unterdrückt (Abbildung 2.14(a)). Wie in Kapitel 3.2 begründet wird, ist die Kupplungskapazität für dieses Ziel die geeignete Stellgröße. Abbildung 2.17 zeigt die prinzipielle Regelkreisstruktur.

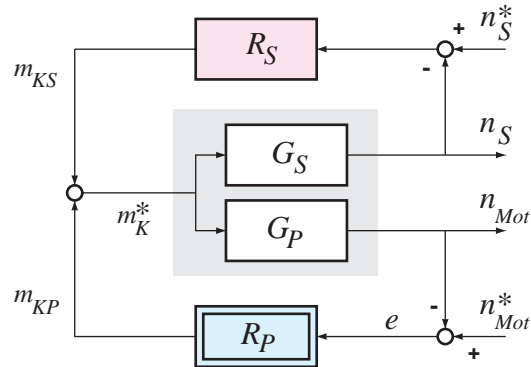


Abbildung 2.17: Grundsätzliche Regelkreisstruktur bestehend aus dem Regler R_P zur Führung der Motordrehzahl n_{Mot} während der Anfahrt und dem Dämpfungsregler R_S der Sekundärstrecke G_S zur aktiven Dämpfung des Triebstrangs.

Damit stellt sich die Aufgabe, zwei Teilstrecken mit einer Stellgröße zu regeln. Zur Lösung des Zielkonfliktes wird die Frequenzdistanz beider Regelziele ausgenutzt (Abbildung 2.15). Niederfrequente Stellgrößenanteile werden weiterhin von der Motordrehzahlregelung R_P vorgegeben, hochfrequente Anteile jedoch vom Dämpfungsregler R_S der Sekundärstrecke. Diese bewirken dann eine Dämpfungserhöhung des Triebstrangs im Eigenfrequenzbereich. Bei der Auslegung des Dämpfungsreglers ist auf die Eckfrequenz der Aktuatorik zu achten. Um eine robuste Reglerauslegung zu erzielen, muss die Stellgröße für Frequenzen oberhalb der Aktuator-Eckfrequenz gegen Null gehen. In der resultierenden Kupplungskapazität sind beide Stellgrößenanteile überlagert.

Damit keine unerwünschten Stellgrößenanteile m_K^* aufgrund von bleibenden Regelabweichungen auftreten, müssen die stationären Soll- und Istwerte n_s^* und n_s identisch sein. Um unabhängig von Parameteränderungen der Strecke zu sein, wird vorgeschlagen, diese Werte durch ein Hochpassverhalten prinzipbedingt gegen Null gehen zu lassen².

Die offene Strecke des Dämpfungsreglers muss somit insgesamt Bandpasscharakteristik aufweisen. Die offene Strecke des Motordrehzahlreglers muss die Charakteristik eines Tiefpasses besitzen. Um eine gegenseitige Beeinflussung auszuschließen, müssen beide Frequenzbereiche voneinander getrennt sein (siehe Abbildung 2.15).

²Die Bestimmung einer geeigneten Regelgröße n_s erfolgt in Kapitel 5.2.5 auf Seite 72.

3 Einfluss des Aggregats auf die Triebstrangdynamik

Dieses Kapitel beschreibt den Einfluss der Aggregateträgheit und der Steifigkeit der Pendelstütze auf die Triebstrangdynamik. In den meisten Antriebstrangsimulationen werden die Teilmodelle wie Motor, Getriebe und Fahrwerk sehr detailliert beschrieben. Die Lagerung von Motor und Getriebe gegenüber der Karosserie wird dagegen in den wenigsten Veröffentlichungen betrachtet. [Hagerodt \(1998\)](#) zum Beispiel simuliert einen Antriebsstrang unter Berücksichtigung der Aggregatedynamik, aber nur für den Fall einer nicht im Schupf befindlichen Anfahrkupplung. Ein Triebstrang mit im Schlupf befindlicher Kupplung wird nicht betrachtet. Bei bekannten Entwürfen von Triebstrangregelungen wird dieser zusätzliche Freiheitsgrad in den Regler-Streckenmodellen nicht berücksichtigt.

Nach der analytischen Beschreibung der Ursachen der Aggregatebewegung werden anhand der Auswertung zweier Fahrversuche die Größenordnungen des Verdrehwinkels und der Winkelgeschwindigkeit des Aggregats vorgestellt.

Das die Kupplungskapazität, neben anderen denkbaren Stellgrößen wie z. B. Momente des Motors, der Synchronisierungen oder der Radbremsen, am besten zur Dämpfung der Triebstrangschwingungen geeignet ist, wird anhand der Energieverteilung im Triebstrang verdeutlicht. Hierzu wird die kinetische und die potentiellen Energie im Triebstrang mittels der Modalanalyse bestimmt.

In vielen Veröffentlichungen wird eine Rückführung der Verdrehwinkelgeschwindigkeit des Triebstrangs zur virtuellen Erhöhung des Dämpfungsgrades vorgeschlagen. Wurzelortskurven als Funktion der Dämpfungsparameter und des Reibbeiwertgradienten zeigen, dass eine ausreichende Stabilisierung des Triebstrangs nur mit Hilfe einer vollständigen Zustandsrückführung erzielt werden kann.

3.1 Ursachen und Einflussanalyse der Aggregatebewegung

Ursächlich für die Verlagerung des Aggregats gegenüber der Karosserie sind folgende Momente im Triebstrang:

- *Abstützung des inneren Motormoments*
Das vom Motor eingepreßte Moment stützt sich in den Lagern ab. Bei geöffnetem Triebstrang kommt es dadurch bei Motordrehzahländerungen zu einer Verlagerung des Aggregats, obwohl das Getriebeausgangsmoment gleich null ist.
- *Reibmomente zwischen den drehenden Wellen und dem Aggregat*
Die aufgrund der Coulomb'schen Reibung entstehenden Abstützmomente sind konstant und finden somit im Modell der Reglerstrecke keine Berücksichtigung.
- *Abstützmomente der Übersetzungsstufen im Aggregat*
Jede Teilübersetzung liefert mit der Differenz zwischen ihrem Eingangs- und dem Ausgangsmoment einen Beitrag zum Abstützmoment des Aggregats.

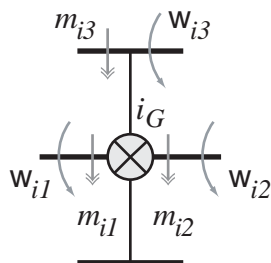


Abbildung 3.1: Drehzahlen ω_{i_x} und Momente m_{i_x} an einer idealen, masselosen Übersetzung i_G .

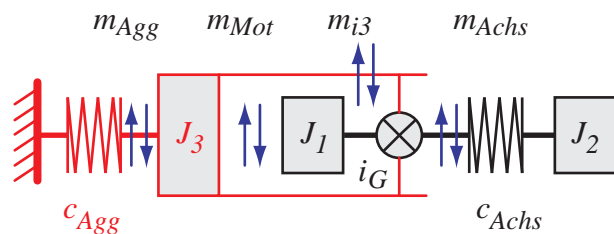


Abbildung 3.2: Erweiterung eines einfachen 2-Massen-Triebstrangmodells (schwarz) um das Aggregat J_3 (rot).

Betrachtet man für eine Übersetzungsstufe i_G , neben den Drehzahlen von Ein- und Ausgangswelle ω_{i1} und ω_{i2} auch die Bewegung des Gehäuses in dem die Wellen gelagert sind ω_{i3} , wird dadurch ein zusätzlicher Freiheitsgrad eingeführt (Abbildung 3.1). Dieser ermöglicht die Unterscheidung zwischen relativen und absoluten Koordinaten an einer Übersetzung i_G . Für das Übersetzungsverhältnis i_G gilt in relativen und in absoluten Drehzahlen ausgedrückt

$$i_G = \frac{\omega_{i1Rel}}{\omega_{i2Rel}} = \frac{\omega_{i1} - \omega_{i3}}{\omega_{i2} - \omega_{i3}}. \quad (3.1)$$

Diese Gleichung entspricht der bei [Laschet \(1988\)](#) angegebenen WILLIS's Formel für Planetengetriebe. Die Leistungsbilanz an der Übersetzung i_G lautet in absoluten Drehzahlen

$$\sum_{k=1}^3 P_{ik} = \omega_{i1} m_{i1} + \omega_{i2} m_{i2} + \omega_{i3} m_{i3} \stackrel{!}{=} 0. \quad (3.2)$$

Die Momentenbilanz an der idealen, masselosen Übersetzung ergibt sich zu

$$\sum_{k=1}^3 m_{i_k} = m_{i1} + m_{i2} + m_{i3} \stackrel{!}{=} 0. \quad (3.3)$$

Aus der Momenten- und Leistungsbilanz der Gleichungen 3.2 und 3.3 bestimmt sich der Zusammenhang zwischen den Drehzahlen, den Drehmomenten und der Übersetzung zu

$$\frac{m_{i2}}{m_{i1}} = -\frac{\omega_{i1} - \omega_{i3}}{\omega_{i2} - \omega_{i3}} = -i_G. \quad (3.4)$$

Das Abstützmoment m_{i3} als Funktion der Wellenschnittmomente m_{i1} und m_{i2} lautet dann

$$m_{i3} = (i_G - 1)m_{i1} = -\left(\frac{i_G - 1}{i_G}\right) m_{i2}. \quad (3.5)$$

Erst durch die Berücksichtigung dieses zusätzlichen Freiheitsgrades wird es möglich, zwischen relativ gemessenen Wellendrehzahlen im Aggregat und absoluten gemessenen Raddrehzahlen in den Ausgangsgleichungen des Reglerstreckenmodells zu unterscheiden.

Zusammenhang zwischen dem Aggregateabstützmoment und dem Achsmoment

Für das Triebstrangmodell in [Abbildung 3.2](#) kann unter der Voraussetzung einer kleinen Massenträgheit J_1 mit geringer Winkelbeschleunigung das Aggregate-Abstützmoment m_{Agg} näherungsweise als Funktion des Achsmoments m_{Achs} ausgedrückt werden

$$\begin{aligned} m_{Agg} &= -m_{Mot} - m_{i3} \\ &\approx -m_{Mot} - (i_G - 1)m_{Mot} \\ &= -i_G m_{Mot} \\ &= -m_{Achs}. \end{aligned} \quad (3.6)$$

Daraus folgt die Bewegungsgleichung der Aggregateträgheit als Funktion des Achsmomentes

$$\begin{aligned} m_{Agg} &= J_3 \dot{\omega}_{Agg} + c_{Agg} \phi_{Agg} + d_{Agg} \omega_{Agg} \\ &= -m_{Achs}. \end{aligned} \tag{3.7}$$

Für den stationären Fall bestimmt sich die Aggregatfedersteifigkeit c_{Agg} aus dem Verdrehwinkel ϕ_{Agg} und dem Achsmoment m_{Achs} zu

$$c_{Agg} = -\frac{m_{Achs}}{\phi_{Agg}}. \tag{3.8}$$

Vergleich der resultierenden Triebstrangeigenfrequenzen

Die Berücksichtigung der Aggregateträgheit J_3 und seiner Lagerung c_{Agg} führt zu einer zusätzlichen schwingungsfähigen Eigenbewegung. Das einfache 2-Massen-Triebstrangmodell erweitert sich zu einem 3-Massen-Modell¹ (vergl. in Abbildung 3.2 'rot' und 'schwarz'). Die Eigenfrequenzen des Triebstrangs werden somit von der Aggregatelagersteifigkeit abhängig (Abbildung 3.3).

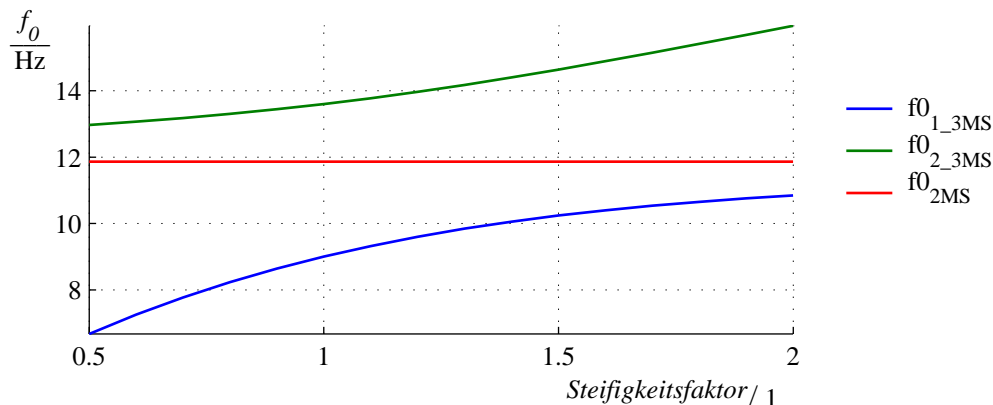


Abbildung 3.3: Vergleich der Triebstrangeigenfrequenzen des 2 und des 3 Massen-Modells als Funktion der Aggregatelagersteifigkeit.

Auf der Abszisse ist der Faktor für die relative Veränderung zu der im Fahrzeug verbauten Steifigkeit aufgetragen. Das bekannte 2-Massen-Modell berücksichtigt keine Aggregatelager. Die Eigenfrequenz $f_{0_{2MS}}$ ist somit unabhängig von der Steifigkeit c_{Agg} . Für sehr große Steifigkeiten, $Steifigkeitsfaktor \gg 1$, nähert sich eine Eigenfrequenz des

¹Streckenparameter sind im Anhang B auf Seite 127 zusammengestellt.

3-Massen-Modells der des 2-Massen-Modells an, $f_{0_{1,3MS}} \rightarrow f_{0_{2MS}}$. Da die zweite Eigenfrequenz $f_{0_{2,3MS}}$ sehr groß wird, kann diese für hohe Lagersteifigkeiten vernachlässigt werden. Für die im Fahrzeug gültigen Parameter, *Steifigkeitsfaktor* = 1, unterscheiden sich die Frequenzen deutlich. Zur Bestimmung der Abtriebs-Ersatzfedersteifigkeit c_{Achs} ist eine Berücksichtigung der Aggregatelagersteifigkeit c_{Agg} daher zwingend notwendig.

3.2 Modalanalyse des erweiterten Triebstrangmodells

Die Modalanalyse zeigt die Energieverteilung im Triebstrang. Aus dieser kann erstens auf den Stellenwert der Aggregatmasse J_3 und der Lagersteifigkeit c_{Agg} für die jeweilige Eigenschwingung geschlossen werden. Zweitens kann ein optimaler Einprägungsort der Stellgröße zur aktiven Dämpfung der Schwingung ermittelt werden.

Die modalen Parameter erlauben physikalisch interpretierbare Einblicke in die Systemdynamik. Aus der Lösung des homogenen Differentialgleichungssystems können sowohl Aussagen über das zeitliche Verhalten mittels der Eigenwerte, als auch über das räumliche Verhalten, bestimmt durch die Eigenvektoren, getroffen werden, siehe z. B. bei den Grundlagen von [Köster \(1998\)](#).

Der hier vorgestellte Ansatz ist auf Triebstrangprobleme besonders angepasst. Er basiert auf der von [Laschet \(1988\)](#) angegebenen Methode.

Die Differentialgleichung für das ungedämpfte mechanische schwingungsfähige System lautet

$$0 = \mathbf{J}\ddot{\varphi} + \mathbf{C}\varphi \quad \Leftrightarrow \quad \ddot{\varphi} = \underbrace{-\mathbf{J}^{-1}\mathbf{C}}_{\mathbf{A}}\varphi. \quad (3.9)$$

Die Lösung der Gleichung (3.9) erfolgt über die Laplace-Transformation

$$(\mathbf{1}s^2 - \mathbf{A})\varphi(s) = 0. \quad (3.10)$$

Mit der Substitution

$$s^2 = \lambda = -\omega^2 \quad (3.11)$$

ist Gleichung (3.9) auf ein Eigenwertproblem der Matrix \mathbf{A} zurückgeführt

$$(\lambda - \mathbf{A})\varphi(s) = 0. \quad (3.12)$$

Die Eigenwerte λ_m berechnen sich aus der charakteristischen Gleichung

$$\det(\lambda - \mathbf{A}) = 0 \quad \text{mit} \quad \lambda_m (m = 1, 2 \dots n - 1). \quad (3.13)$$

Die Eigenfrequenzen bestimmen sich dann mit Gleichung (3.11) zu

$$f_{0_m} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{-\lambda_m}. \quad (3.14)$$

Der Eigenvektor φ_m zum Eigenwert λ_m entspricht der zugehörigen Schwingungsform. Die Elemente des Eigenvektors φ_m erhält man als lokale Größen, die auf das jeweilige Drehzahlniveau bezogen sind. Um die Amplituden vergleichen zu können, wird der Eigenvektor auf das Drehzahlniveau einer Masse bezogen und dann auf den Maximalwert 1 normiert.

Bei der Zuordnung der Energien im System wird in Abhängigkeit von der Eigenfrequenz zwischen kinetischer Energie der Trägheiten und potentieller Energie der Steifigkeiten unterschieden.

Die **kinetische** Energie E_{Kin_n} der Trägheit J_n bei der Eigenfrequenz ω_m ergibt sich mit dem absoluten Winkel aus der Eigenform φ_{nm} zu:

$$E_{Kin_n}(\omega_m) = \frac{1}{2} J_n (\omega_m \varphi_{nm})^2 \quad (3.15)$$

Die **potentielle** Energie E_{Pot_n} der Steifigkeiten c_n bei der Eigenfrequenz ω_m ergibt sich mit dem relativen Winkel $\Delta\varphi_{im}$ aus den Eigenformen φ_{nm} zu:

$$E_{Pot_i}(\omega_m) = \frac{1}{2} c_i \Delta\varphi_{im}^2 \quad \text{mit} \quad \Delta\varphi_{im} = \varphi_{nm} - \varphi_{n-1_m} \quad (3.16)$$

Je größer der Energieinhalt des Elementes ist, desto stärker wird die entsprechende Eigenfrequenz von diesem bestimmt.

In Abbildung 3.4 sind die Schwingungseigenformen und die Energien des 3-Massen-Triebstrangmodells für den 1. Gang dargestellt. Die Trägheiten sind in der Reihenfolge $[J_3, J_1, J_2]$ und die Steifigkeiten in der Reihenfolge $[c_{Agg}, c_{Achs}]$ auf den jeweiligen Abszissen angeordnet.

Die kinetischen Energien von Aggregat und Eingangswelle liegen für beide Eigenfrequenzen in derselben Größenordnung. Im Fall der 9 Hz Eigenschwingung wird in beiden Federsteifigkeiten nahezu die identische potentielle Energie gespeichert. Aufgrund dieser kinetischen und potentiellen Energieverteilung muss ein vollständiges Triebstrang-

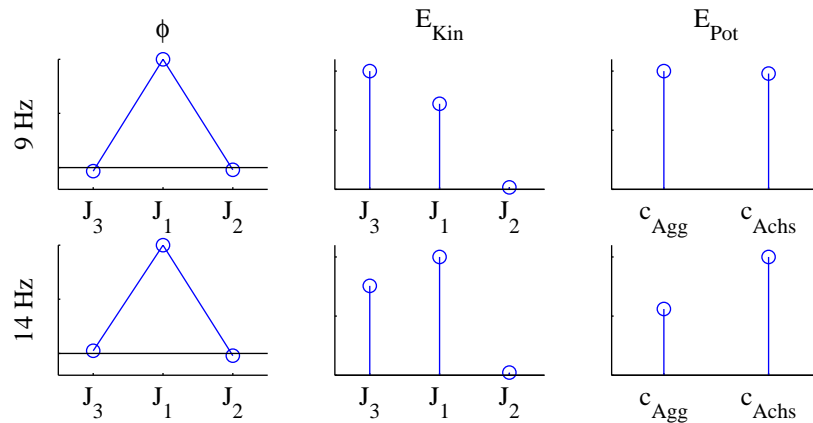


Abbildung 3.4: Eigenformen des Antriebstrangs im 1. Gang unter Berücksichtigung der Aggregateträgheit J_3 und der Aggregatelagersteifigkeit c_{Agg} .

modell die Aggregateträgheit und die Lagersteifigkeiten zwingend berücksichtigen.

Wie zu erkennen, besitzt die Eingangswellendrehzahl in beiden Schwingungsformen die größte Amplitude. Für eine Dämpfung der Triebstrangschwingung bietet es sich daher an, ein Moment an dieser Stelle im Triebtrang, der Eingangswelle, einzuprägen. Alternative Stellgrößen, wie z. B. das Ansteuern der Radbremsen erweisen sich damit als ungünstig. Eine Dämpfung über das Motormoment kommt bei schlupfender Kupplung ebenfalls nicht in Betracht, da es nur indirekt über die Aggregatelagerung Einfluss auf den Abtrieb nimmt. Somit findet die im Eingangskapitel angenommene Stellgröße, die Kapazität der Primärkupplung m_K , durch die Ergebnisse der Modalanalyse ihre Bestätigung.

3.3 Verifikation der Aggregatebewegung

Abbildung 3.5 zeigt die Messwerte der Aggregatelage-Sensoren, die aus einem Fahrversuch bei geschlossener Kupplung im ersten Gang ermittelt worden sind. In der linken Hälfte sind die Rohwerte des unteren und des oberen Lagesensors s_{AggO} und s_{AggU} dargestellt. Die Ordinate gibt den Abstand der Seilzugsensoren d_S an, die Abszisse die zugehörigen Weginformationen. Die rechte Seite der Abbildung 3.5 zeigt die korrigierten Messwerte s_{RotO} und s_{RotU} , bei denen der translatorische Anteil der Aggregatebewegung, wie im Abschnitt 2.2.5 beschrieben, herausgerechnet ist.

Der rotatorische Anteil der Bewegung überwiegt gegenüber dem translatorischen Anteil deutlich. Die Höhe der Drehachse (als Stern gekennzeichnet) liegt 17 cm oberhalb

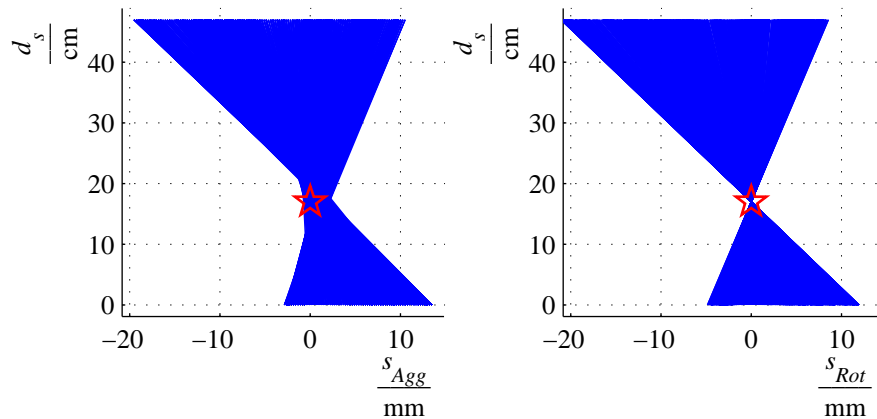
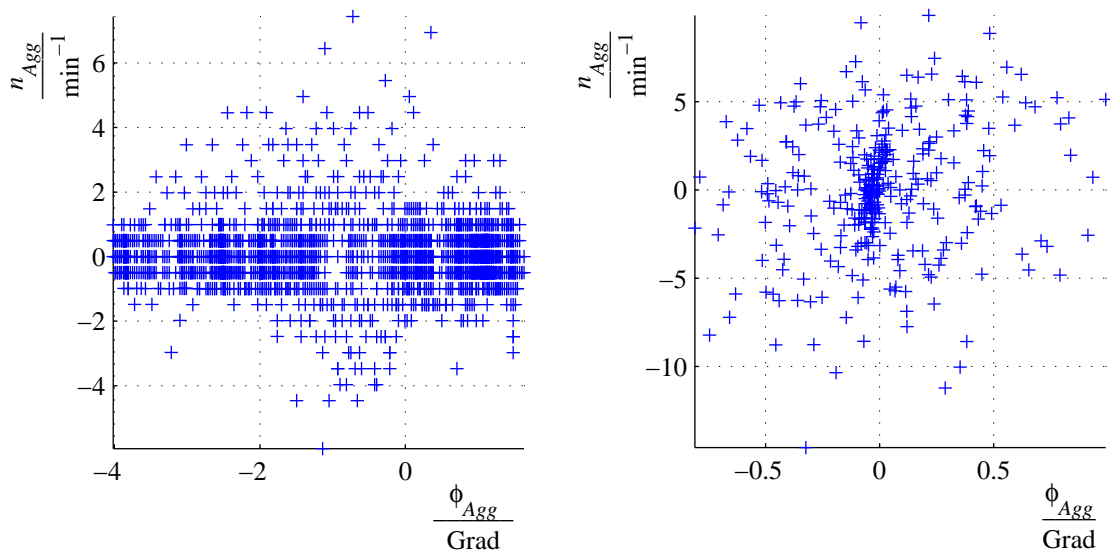


Abbildung 3.5: Lageänderung des Aggregats gegenüber der Fahrzeugkarrosserie. *LINKS:* Messwerte des oberen s_{AggO} und des unteren s_{AggU} Lagesensors. *RECHTS:* Rotatorischer Anteil s_{RotO} und s_{RotU} der Aggregatebewegung.



(a) Bewegung des Aggregats bei Lastwech- (b) Bewegung des Aggregats bei Schwingun-
seln am stabilem Triebstrang. gen am instabilem Triebstrang.

Abbildung 3.6: Gemessener Aggregateverdrehwinkel ϕ_{Agg} und berechnete Aggregateverdrehgeschwindigkeit n_{Agg} im ersten Gang. *LINKS:* stabiler Triebstrang. *RECHTS:* instabiler Triebstrang.

der Position des unteren Messwertaufnehmers. Der resultierende Verdrehwinkel ϕ_{Agg} und die Verdrehgeschwindigkeit des Aggregats n_{Agg} ist der linken Hälfte von [Abbildung 3.6](#) zu entnehmen. Bei positiven Motormomenten ist das Vorzeichen des Aggregatewinkels ϕ_{Agg} aufgrund des negativen Abstützmomentes negativ. Die Lastwechsel bewirken

eine Lageänderung der Oberseite des Aggregats um ca. 3 cm. Dies entspricht einem Verdrehwinkel von 6° . Die Verdrehwinkelgeschwindigkeiten befinden sich im Bereich von -12 min^{-1} bis ca. $+10 \text{ min}^{-1}$.

3.4 Möglichkeiten der Streckenstabilisierung

Mit Hilfe der Wurzelortskurventechnik werden die Polempfindlichkeiten gegenüber den wichtigsten Parameteränderungen der Strecke untersucht. Hierzu werden die beiden Federsteifigkeiten c_{Achs} und c_{Agg} des schwingungsfähigen Triebstrangmodells aus Abbildung 3.2 um eine der Verdrehwinkelgeschwindigkeit proportionale Dämpfung d_{Achs} und d_{Agg} erweitert. Sowohl die Dämpfungsbeiwerte der Achsen d_{Achs} und der Aggregatlagerung d_{Agg} , als auch der Reibbeiwertgradient μ' üben einen wesentlichen Einfluss auf die Stabilität bzw. den Dämpfungsgrad der Strecke aus.

Betrachtet werden die zwei charakteristischen komplex konjugierten Polpaare der mechanischen Strecke. In den Wurzelortskurven sind jeweils der Arbeitspunkt² (**AP**), die Minimal- (**Min**) und Maximalwerte (**Max**) der Parametervariation besonders gekennzeichnet. Der Arbeitspunkt bestimmt sich aus denen im Fahrzeug identifizierten Parametern.

Wurzelortskurve in Abhängigkeit des Reibbeiwertgradienten

In Abbildung 3.7 ist die Wurzelortskurve in der s-Ebene als Funktion des Reibbeiwertgradienten μ' dargestellt.

Beide mechanischen Polpaare verändern Ihre Position in Abhängigkeit des Reibbeiwertgradienten μ' . Der Dämpfungsgrad des Polpaares mit der kleineren Eigenfrequenz (9 Hz) besitzt eine monotone Abhängigkeit. Die Pole wandern mit negativem Reibbeiwertgradienten in die positive s-Halbebene und sind somit maßgeblich für die Instabilität der Strecke verantwortlich. Dahingegen beschreiben die Polpaare der höheren Eigenfrequenz (13 Hz) eine kreisförmige Bahn. Mit kleinerem Reibwertgradienten μ' nimmt der Dämpfungsgrad ab. Dieser erhöht sich nur in den Randbereichen der Parametervariation. Je nach Auslegung des Triebstrangs können auch diese Polpaare positive reelle Werte annehmen und somit zur Instabilität führen.

²Streckenparameter sind im Anhang B auf Seite 127 zusammengestellt.

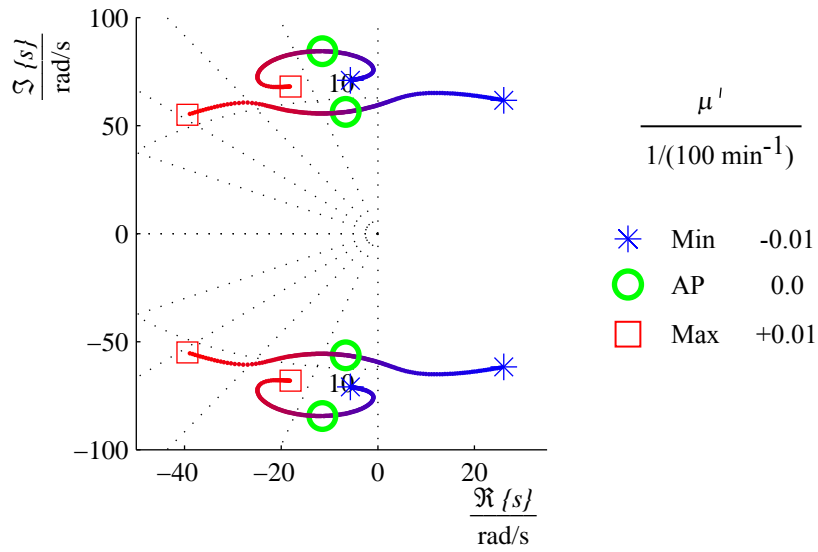
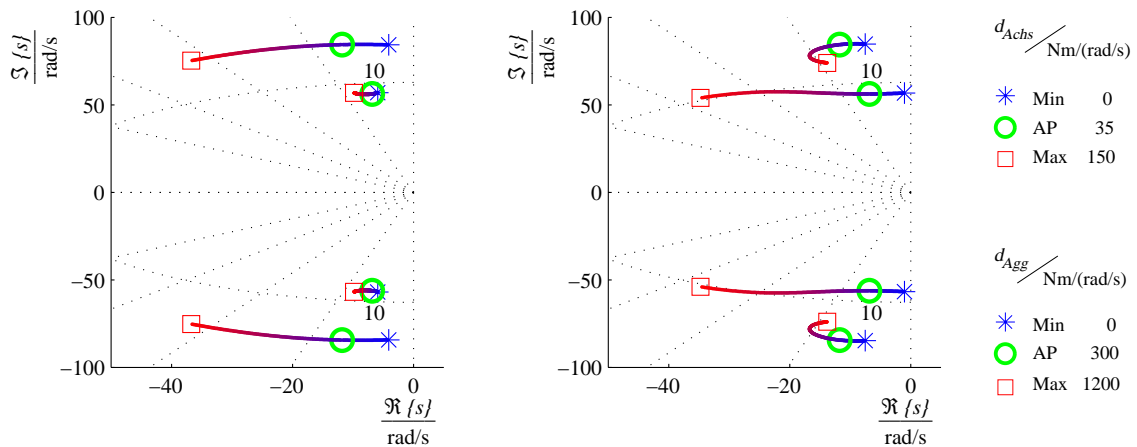


Abbildung 3.7: Einfluss des Reibbeiwertgradienten μ' auf die Lage der Streckenpole des Triebstrangs in der komplexen s-Ebene.

Wurzelortskurve in Abhängigkeit der Achs- und Aggregatelagerdämpfung

Abbildung 3.8 stellt den Einfluss der Dämpfungsbeiwerte der Achsfedersteifigkeit d_{Achs} und der Aggregatelerlager d_{Agg} auf die Pollagen dar.



(a) Variation der Achsdämpfung d_{Achs} (b) Variation der Aggregatelergerdämpfung d_{Agg}

Abbildung 3.8: Einfluss der Achsdämpfung d_{Achs} und der Aggregatelergerdämpfung d_{Agg} auf die Lage der Streckenpole des Triebstrangs in der komplexen s-Ebene.

Die linke Hälfte 3.8(a) zeigt die Pollagen bei Variation der Achsdämpfung d_{Achs} . Sie beeinflusst im Wesentlichen die Eigenwerte der 13 Hz Pole. Der Dämpfungsgrad der 9 Hz Pole verändert sich dahingegen nur geringfügig. Diese werden hauptsächlich von der Aggregatelagerdämpfung d_{Agg} beeinflusst (Abbildung 3.8(b)). Der Dämpfungsgrad der 13 Hz Pole variiert dahingegen nur geringfügig.

Fazit

Da die Lage des Polpaares mit der niedrigeren Eigenfrequenz nur geringfügig von der Achswellendämpfung d_{Achs} abhängig ist (Abbildung 3.8(a)), diese aber maßgeblich durch den Reibbeiwertgradienten μ' beeinflusst wird (vergl. Abbildung 3.7), stellt eine alleinige Erhöhung der Achswellendämpfung d_{Achs} ohne eine gleichzeitige Anpassung der Aggregatelagerdämpfung d_{Agg} keine effektive Maßnahme dar, um gegenüber Änderungen des Reibbeiwertgradienten μ' eine robuste Stabilität des Triebstrangs zu erreichen.

Eine alleinige Zustandsrückführung des Achsverdrehwinkels wirkt wie eine Erhöhung der Achsdämpfung. Sie ist daher ebenfalls nicht geeignet, die Strecke bei Reibwertänderungen ausreichend zu stabilisieren. Daher wird eine vollständige Zustandsrückführung zur Stabilisierung der Strecke vorgeschlagen.

4 Methoden des Reglerentwurfs

In diesem Kapitel werden die wichtigsten angewendeten regelungstechnischen Methoden erläutert. Da die Regelung im festen Zeitraster auf dem Forschungssteuergerät implementiert werden soll, müssen daher die nichtlinearen, zeitkontinuierlichen Prozessmodelle in ein lineares, zeitdiskretes Streckenmodell überführt werden. Dies ermöglicht die Berücksichtigung von Strecken-Totzeiten beim Entwurf des Reglers.

Neben der Detektion von Schwingungen wird auf die Auslegung von optimalen Zustandsrückführungen und Beobachtern auf Basis des Kalman-Filters eingegangen. Die Eingrößen-Regelkreisstruktur mit zwei Freiheitsgraden wird auf den Mehrgrößenfall einer Zustandsregelung adaptiert. Dadurch wird es möglich, Stör- und Führungsverhalten der Regelung unabhängig von einander vorzugeben. Im Gegensatz zur klassischen Zustandsrückführung beinhaltet diese Struktur keine implizite Veränderung der Streckenverstärkung. Dies ist Grundvoraussetzung, damit die Stellgröße der Motordrehzahlregelung auch bei Modellunsicherheiten stationär nicht verändert wird. Es werden zwei Dämpfungsregelungen entworfen, die sich in ihrer Komplexität und der Anzahl der verwendeten Messgrößen unterscheiden. Am Ende dieses Kapitels wird die im Fahrzeug resultierende Regelkreisstruktur für den Anfahrvorgang vorgestellt.

4.1 Lineare Prozessmodelle

Zeitkontinuierliche Systembeschreibung

Zeitkontinuierliche, nichtlineare Systeme lassen sich durch das Gleichungssystem

$$\dot{\mathbf{X}}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{X}, \mathbf{U}) \quad \text{und} \quad \mathbf{Y}(t) = \mathbf{g}(\mathbf{X}, \mathbf{U}) \quad (4.1)$$

mathematisch beschreiben. Die Zustandsableitungen $\dot{\mathbf{X}}(t)$ und die Ausgangsgrößen $\mathbf{Y}(t)$ der Strecke werden als Funktion der Zustände \mathbf{X} und der Eingangsgrößen \mathbf{Y} mittels der Funktionen \mathbf{f} und \mathbf{g} berechnet. Dabei bezeichnet $\mathbf{X} \in \mathbb{R}^n$ den Zustands-

vektor, $\mathbf{Y} \in \mathbb{R}^q$ den Ausgangsvektor und $\mathbf{U} \in \mathbb{R}^p$ den Vektor der Stellgrößen. Durch die Linearisierung der Gleichung 4.1 um den Arbeitspunkt $\bar{\mathbf{X}}$ und $\bar{\mathbf{U}}$ wird das lineare zeitkontinuierliche Prozessmodell im Zustandsraum in der Form

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) \quad (4.2)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) + \mathbf{D}\mathbf{u}(t) \quad (4.3)$$

gebildet. Die Koeffizienten der Matrizen $\mathbf{A} \in \mathbb{R}^{n \times n}$, $\mathbf{B} \in \mathbb{R}^{n \times p}$, $\mathbf{C} \in \mathbb{R}^{q \times n}$ und $\mathbf{D} \in \mathbb{R}^{q \times p}$ sind durch die partiellen Ableitungen der Funktionen \mathbf{f} und \mathbf{g} bestimmt zu:

$$\begin{aligned} \mathbf{a}_{ij} &= \left. \frac{\partial f_i(\mathbf{X}, \mathbf{U})}{\partial X_j} \right|_{(\bar{\mathbf{X}}, \bar{\mathbf{U}})} & \mathbf{b}_{ij} &= \left. \frac{\partial f_i(\mathbf{X}, \mathbf{U})}{\partial U_j} \right|_{(\bar{\mathbf{X}}, \bar{\mathbf{U}})} \\ \mathbf{c}_{ij} &= \left. \frac{\partial g_i(\mathbf{X}, \mathbf{U})}{\partial X_j} \right|_{(\bar{\mathbf{X}}, \bar{\mathbf{U}})} & \mathbf{d}_{ij} &= \left. \frac{\partial g_i(\mathbf{X}, \mathbf{U})}{\partial U_j} \right|_{(\bar{\mathbf{X}}, \bar{\mathbf{U}})} \end{aligned} \quad (4.4)$$

Durch die Laplace-Transformation können die Zustandsgrößen \mathbf{x} aus der Beschreibung eliminiert werden. Die zeitkontinuierliche Übertragungsfunktion

$$\mathbf{F}(s) = \frac{\mathbf{y}(s)}{\mathbf{u}(s)} = \mathbf{C}(s\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B} + \mathbf{D} \quad (4.5)$$

beschreibt das entsprechende Ein-/Ausgangsverhalten der Strecke.

Zeitdiskrete Systembeschreibung

Der Zusammenhang des linearen zeitkontinuierlichen Systems, Gleichung 4.2 und 4.3, mit der entsprechenden zeitdiskreten Prozessbeschreibung im Zustandsraum

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{A}\mathbf{x}_k + \mathbf{B}\mathbf{u}_k \quad (4.6)$$

$$\mathbf{y}_k = \mathbf{C}\mathbf{x}_k + \mathbf{D}\mathbf{u}_k \quad (4.7)$$

ist über die Transformation mit der Abtastzeit T_0

$$\begin{aligned} \mathbf{A} &= e^{\mathbf{A}T_0} & \mathbf{B} &= \int_0^{T_0} e^{\mathbf{A}t} \mathbf{B} dt \\ \mathbf{C} &= \mathbf{C} & \mathbf{D} &= \mathbf{D} \end{aligned} \quad (4.8)$$

gegeben, siehe z. B. Isermann (1987a). Die äquivalente zeitdiskrete Übertragungsfunktion

$$\mathbf{F}(z) = \frac{\mathbf{y}(z)}{\mathbf{u}(z)} = \mathbf{C}(z\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B} + \mathbf{D} \quad (4.9)$$

folgt mit Hilfe der z-Transformierten von Gleichung 4.5. Weiterführende Erklärungen sind für zeitkontinuierliche Prozesse zum Beispiel bei Föllinger (1994) gegeben. Eine Übersicht über den zeitdiskreten Reglerentwurf ist bei Vaccaro (1995) zu finden.

4.2 Charakteristische Parameter schwingungsfähiger Systeme

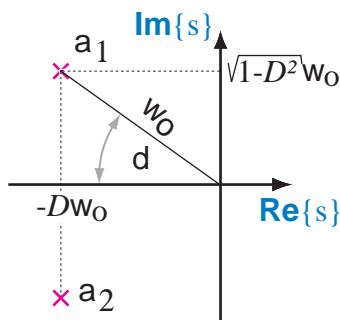


Abbildung 4.1: Wurzeln eines zeitkontinuierlichen P_{T2} Systems in der s-Ebene

Am Beispiel eines schwingungsfähigen Systems 2. Ordnung sollen die wesentlichen Parameter zur Charakterisierung einer Schwingung erläutert werden. Die Übertragungsfunktion eines schwingungsfähigen P_{T2} Gliedes mit der Verstärkung eins, der Kennkreisfrequenz ω_0 und dem Dämpfungsgrad D ist durch

$$G(s) = \frac{\omega_0^2}{s^2 + 2D\omega_0 s + \omega_0^2} \quad \text{mit} \quad \omega_0 = 1/T \quad (4.10)$$

beschrieben. Die Sprungantwort des Systems lautet

$$h(t) = 1 - \frac{1}{\sqrt{1-D^2}} e^{-D\omega_0 t} \sin(\sqrt{1-D^2}\omega_0 t + \varphi). \quad (4.11)$$

Die Wurzeln der charakteristischen Gleichung ergeben sich zu

$$\alpha_{1,2} = \sigma_i \pm j\omega_i = -\omega_0(D \pm j\sqrt{1-D^2}) \quad \text{mit} \quad 0 < D < 1. \quad (4.12)$$

Abbildung 4.1 stellt diese in der komplexen s-Ebene dar. Durch den Vergleich der Lage der Wurzeln mit den Parametern der Sprungantwort ergeben sich folgende Zusammenhänge:

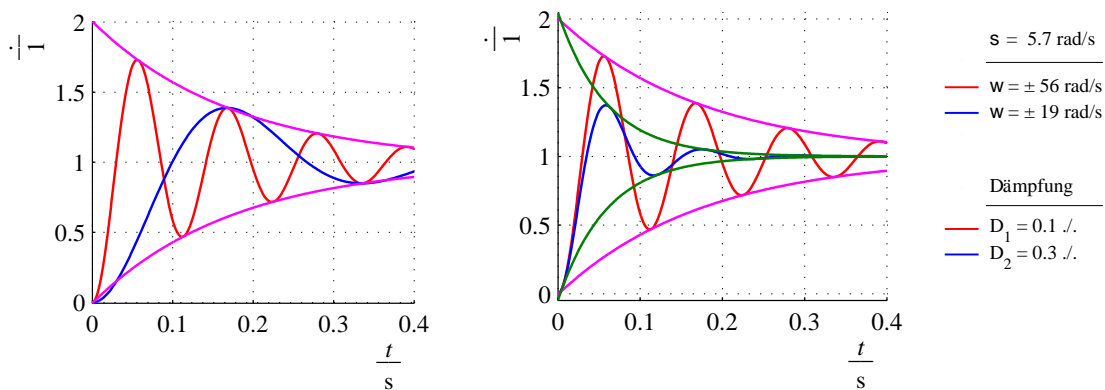
- Der Realteil der Pole $-D\omega_0$ bestimmt die einhüllende e -Funktion. Dieser ist also ein Maß für die Geschwindigkeit, mit der die Amplitude der Schwingung reduziert wird. Der Realteil ist aber für die Beurteilung der Schwingungsneigung

nicht ausreichend. Bei zu geringer Dämpfung können auch schnell abklingende Schwingungen stark oszillieren (Abbildung 4.2(a)).

- Der Winkel δ bestimmt, in welchem Maß die Schwingung oszilliert (Abbildung 4.2(b)). Ein aktiver Stelleingriff sollte also zu einem reduzierten Winkel δ führen. Der Zusammenhang zwischen dem Dämpfungsgrad D und dem Winkel δ ist über den Cosinus gegeben

$$\cos \delta = D = -\sigma_i / \omega_0. \quad (4.13)$$

Für eine robuste Regelung wird von Ackermann (1993) vorgeschlagen, die Pole der offenen Strecke so zu verändern, dass der Dämpfungsgrad D erhöht wird, die Kennkreisfrequenz des ungedämpften Systems ω_0 aber beibehalten bleibt.



(a) Konstanter Realteil

(b) Variation des Dämpfungsgrads

Abbildung 4.2: Vergleich der Sprungantworten eines schwingungsfähigen P_{T2} Systems bei Variation *LINKS*: des Imaginärteils *RECHTS*: des Dämpfungsgrads.

4.3 Detektion von Triebstrangschwingungen

Ziel des nachfolgend beschriebenen Verfahrens ist es, ein Auftreten von Shudder-Schwingungen zu erkennen. Da die Schwingung in einem Frequenzbereich der ersten Triebstrangeigenfrequenz liegt, wird vorgeschlagen, die Shudder-Erkennung auf die Parameteridentifikation eines P_{T2} Gliedes zurückzuführen. Der zeitdiskrete Ansatz ermittelt sowohl ein Maß für die Frequenz der Schwingung als auch ein Maß für die Güte dieser Schätzung. Wie im Kapitel 7.3 auf Seite 105 anhand einer Fahrzeugmessung gezeigt wird, kann das Gütemaß zur Schwingungserkennung verwendet werden.

Die minimale Beschreibungsform eines schwingungsfähigen Systems erfolgt mit Hilfe einer Differentialgleichung 2. Ordnung

$$K \omega_0^2 u(t) = \frac{d^2}{dt^2} x(t) + 2D \omega_0 \frac{d}{dt} x(t) + \omega_0^2 x(t) \quad \text{mit } 0 \leq D \leq 1. \quad (4.14)$$

Sind die Signalableitungen bestimmt, so können aus dem homogenen Anteil der Gleichung 4.14 der Dämpfungsgrad D und die Kennkreisfrequenz ω_0 der Schwingung aus dem linearen Gleichungssystem

$$\underbrace{\frac{d^2}{dt^2} x(t)}_{\mathbf{y}(t)} = \underbrace{\left[-\frac{d}{dt} x(t) \quad -x(t) \right]}_{\Psi(t)} \underbrace{\begin{bmatrix} 2D\omega_0 \\ \omega_0^2 \end{bmatrix}}_{\Theta} \quad (4.15)$$

bestimmt werden. Um die Differenzierung des Drehzahlsignals, die zur Verstärkung von hochfrequenten Messstörungen führt, zu vermeiden, wird die zeitdiskrete Beschreibung der Übertragungsfunktion

$$F_d(z) = \frac{K_d}{1 + a_{d1} z^{-1} + a_{d2} z^{-2}} \quad (4.16)$$

gewählt. In Matrixschreibweise erhält man dann für die homogene Differenzengleichung

$$\underbrace{\mathbf{y}(k)}_{\mathbf{y}(k)} = \underbrace{\begin{bmatrix} -y(k-1) & -y(k-2) \end{bmatrix}}_{\Psi(k)} \underbrace{\begin{bmatrix} a_{d1} \\ a_{d2} \end{bmatrix}}_{\Theta}. \quad (4.17)$$

Eine weitere Vereinfachung kann getroffen werden, wenn man in erster Näherung von einer ungedämpften Schwingung ausgeht. Der Dämpfungsgrad D wird dann identisch Null gesetzt. Die zeitkontinuierlichen Wurzeln aus Gleichung 4.12 sind durch die Exponentialfunktion $z_i = e^{\alpha_i T_0}$ und der Abtastzeit T_0 mit denen des zeitdiskreten Systems gekoppelt. In diesem Fall bestimmt sich die Frequenz der Schwingung f_0 aus den zeitdiskreten Parametern

$$a_{d1} = -2 \cos(\omega_0 T_0) \quad \text{und} \quad a_{d2} = 1 \quad \text{zu} \quad f_0 = \frac{\cos^{-1}(-a_{d1}/2)}{2\pi T_0}. \quad (4.18)$$

Das Problem der Shuddererkennung ist somit auf die Identifikation eines einzelnen Parameters a_{d1} zurückgeführt, der in die Kennkreisfrequenz ω_0 der Schwingung umge-

rechnet werden kann. Aus einer Zusammenfassung der Schätzgleichung (4.17) folgt

$$\underbrace{[y(k) + y(k-2)]}_{\mathbf{y}(k)} = \underbrace{[-y(k-1)]}_{\Psi(k)} \underbrace{[a_{d1}]}_{\Theta}. \quad (4.19)$$

Die Gleichungen 4.17 und 4.19 sind linear in den Parametern. Sie können mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate bestimmt werden. Mit Hilfe der Pseudo-Inversen kann das Gleichungssystem durch

$$\Psi \Theta = \mathbf{y} \quad \Leftrightarrow \quad \Theta = (\Psi^T \Psi)^{-1} \Psi^T \mathbf{y} \quad (4.20)$$

gelöst werden. Für die Echtzeitanwendung wird die rekursive Berechnung der Parameter durchgeführt, wie z. B. bei Isermann (1987b) angegeben. Der korrigierte Parametervektor $\Theta(k)$ ergibt sich dann aus dem alten geschätzten Parametervektor $\Theta(k-1)$ und dem gewichteten Schätzfehler e zu

$$\Theta(k) = \Theta(k-1) + \gamma(k) e(k, \Theta(k-1)). \quad (4.21)$$

Der Schätzfehler e ist die Differenz zwischen der gemessenen y und der geschätzten Ausgangsgröße \hat{y}

$$\begin{aligned} e(k, \Theta(k-1)) &= y(k) - \hat{y}(k) \\ &= y(k) - \Psi^T(k) \Theta(k-1). \end{aligned} \quad (4.22)$$

Die Gewichtung γ des Schätzfehlers berechnet sich mit der Kovarianzmatrix P aus der Gleichung

$$\gamma(k) = \frac{P(k-1)\Psi(k)}{\Psi^T(k)P(k-1)\Psi(k) + \lambda} \quad (4.23)$$

mit

$$P(k) = \frac{1}{\lambda} [1 - \gamma(k) \Psi^T(k)] P(k-1). \quad (4.24)$$

Über die Diagonalelemente lassen sich die Varianzen der Parameterschätzwerte bestimmen. Sie bilden ein Maß für die Genauigkeit der Schätzung.

4.4 Linear quadratisch optimaler Regler (LQR)

Das allgemeine Gütekriterium, das bei einem Riccati-Entwurf minimiert werden soll, lautet

$$J_{LQR}(\mathbf{u}) = \frac{1}{2} \sum_{k=0}^{\infty} (\mathbf{x}_k^T \mathbf{Q} \mathbf{x}_k + \mathbf{u}_k^T \mathbf{R} \mathbf{u}_k + 2 \mathbf{x}_k^T \mathbf{N} \mathbf{u}_k). \quad (4.25)$$

Die optimale Zustandsrückführung \mathbf{K} , die das Gütekriterium minimiert, ist gegeben durch

$$\mathbf{K} = (\mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{B} + \mathbf{R})^{-1} (\mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{A} + \mathbf{N}^T) \quad (4.26)$$

mit \mathbf{P} als Lösung der Riccati Gleichung

$$\mathbf{A}^T \mathbf{P} \mathbf{A} - \mathbf{P} - (\mathbf{A}^T \mathbf{P} \mathbf{B} + \mathbf{N}) (\mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{B} + \mathbf{R})^{-1} (\mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{A} + \mathbf{N}^T) + \mathbf{Q} = \mathbf{0}. \quad (4.27)$$

Die Beschreibung des offenen Regelkreis $\mathbf{G}_0(z)$ mit der in Gleichung (4.26) bestimmten Zustandsrückführung \mathbf{K} lautet

$$\mathbf{G}_0(z) = \mathbf{K} (z\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1} \mathbf{B}. \quad (4.28)$$

Der Regelkreis mit der Zustandsrückführung \mathbf{K} besitzt die folgenden Eigenschaften:

- die Amplitudenreserve beträgt: $0.5 < k < \infty$
- die Phasenreserve beträgt: $-60^\circ < \theta < +60^\circ$
- robuste Stabilität gegenüber einer multiplikativen Unsicherheit $|\Delta_m| < 2$
- Die Amplitude der Kreisverstärkung fällt für $\omega > \omega_{Eck}$ mit -20 dB/Dekade

Um keine Gewichtung aller Zustände \mathbf{x}_i einzeln vornehmen zu müssen, werden die Regelgrößen \mathbf{z} in Abhängigkeit der Zustände \mathbf{x} und der Stellgrößen \mathbf{u} der Strecke ausgedrückt

$$\mathbf{z} = \mathbf{G}\mathbf{x} + \mathbf{H}\mathbf{u}. \quad (4.29)$$

Wobei $\mathbf{z} \in \mathbb{R}^l$ den Vektor der Regelgrößen bezeichnet. Das entsprechende Gütemaß aus Gleichung (4.25) ergibt sich durch Ersetzung zu

$$J_{LQR}(\mathbf{u}) = \frac{1}{2} \sum_{k=0}^{\infty} (\mathbf{z}_k^T \bar{\mathbf{Q}} \mathbf{z}_k + \mathbf{u}_k^T \bar{\mathbf{R}} \mathbf{u}_k). \quad (4.30)$$

Da $\dim \bar{Q} < \dim Q$, ist hiermit die Anzahl der frei wählbaren Parameter reduziert worden. Der erste Summand ist ein gewichtetes Maß für die Energie der Regelgrößen. Der zweite Summand ist ein Maß für die Energie der benötigten Stellgröße. [Franklin u. a. \(2002\)](#) schlagen vor, die Bewertungsmatrizen \bar{Q} und \bar{R} nach Bryson's Regel

$$\bar{Q}_{ii} = \frac{1}{\max(\mathbf{z}_i)^2} \quad i \in \{1, 2, \dots, l\} \quad (4.31)$$

$$\bar{R}_{jj} = \frac{1}{\max(\mathbf{u}_j)^2} \quad j \in \{1, 2, \dots, p\} \quad (4.32)$$

zu wählen. Als freier Auslegungsparameter der Regelung wird dann ρ eingeführt. Mit ihm kann innerhalb des resultierenden Gütemaßes

$$J_{LQR}(\mathbf{u}) = \frac{1}{2} \sum_{k=0}^{\infty} (\mathbf{z}_k^T \bar{Q} \mathbf{z}_k + \rho \mathbf{u}_k^T \bar{R} \mathbf{u}_k) \quad (4.33)$$

zwischen den Stellgrößen und den Regelgrößen gewichtet werden. Der skalare Einstellparameter ρ beeinflusst somit die Güte und Robustheit der Regelung.

- Wird ρ **groß** gewählt, dann wird die Regelung mit einer geringen Stellenergie auskommen. Die Regelgröße \mathbf{z} wird langsam nach einer Anfangsstörung in den Arbeitspunkt zurückgeführt.
- Wird ρ **klein** gewählt, dann wird die Dynamik des Regelkreises erhöht. Die Stellenergie wird zur Ausregelung einer Anfangsstörung größer. Die Robustheit des Regelkreises nimmt ab.

Die entsprechende zeitinvariante Zustandsrückführung \mathbf{K} berechnet sich aus den Gleichungen [4.26](#) und [4.27](#), wenn folgende Matrizenbeziehungen

$$\mathbf{Q} = \mathbf{G}^T \bar{Q} \mathbf{G}, \quad \mathbf{R} = \mathbf{H}^T \bar{Q} \mathbf{H} + \rho \bar{R} \quad \text{und} \quad \mathbf{N} = \mathbf{G}^T \bar{Q} \mathbf{H} \quad (4.34)$$

eingesetzt werden. [Hespanha \(2004\)](#) schlägt vor, neben der Regelgröße \mathbf{z} auch die gewichtete Ableitung der Regelgröße zu bewerten. Im zeitdiskreten Bereich entspricht dies einer Bewertung der Änderungen der Regelgrößen zwischen zwei aufeinanderfolgenden Abtastschritten. Der Regelgrößenvektor \mathbf{z} wird damit um die mit γ gewichtete Regelgrößenänderung $\mathbf{z}_{k+1} - \mathbf{z}_k$ erweitert und anschließend als Funktion der Systemmatrizen

ausgedrückt

$$\bar{\mathbf{z}} = \begin{bmatrix} \mathbf{z}_k \\ \gamma(\mathbf{z}_{k+1} - \mathbf{z}_k) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{G}\mathbf{x}_k + \mathbf{H}\mathbf{u}_k \\ \gamma\mathbf{C}\mathbf{A}\mathbf{x}_k + \gamma\mathbf{C}\mathbf{B}\mathbf{u}_k - \mathbf{C}\mathbf{x}_k \end{bmatrix}. \quad (4.35)$$

Aus Gleichung (4.29) wird

$$\bar{\mathbf{z}} = \bar{\mathbf{G}}\mathbf{x} + \bar{\mathbf{H}}\mathbf{u} \quad (4.36)$$

mit den Gewichtungsmatrizen

$$\bar{\mathbf{G}} = \begin{bmatrix} \mathbf{G} \\ \gamma\mathbf{C}(\mathbf{A} - \mathbf{I}) \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad \bar{\mathbf{H}} = \begin{bmatrix} \mathbf{H} \\ \gamma\mathbf{C}\mathbf{B} \end{bmatrix}. \quad (4.37)$$

Die für den Riccati-Entwurf des Rückführvektors \mathbf{K} benötigten Matrizen ergeben sich dann zusammengefasst zu

$$\mathbf{Q} = \bar{\mathbf{G}}^T \bar{\mathbf{Q}} \bar{\mathbf{G}}, \quad \mathbf{R} = \bar{\mathbf{H}}^T \bar{\mathbf{Q}} \bar{\mathbf{H}} + \rho \bar{\mathbf{R}} \quad \text{und} \quad \mathbf{N} = \bar{\mathbf{G}}^T \bar{\mathbf{Q}} \bar{\mathbf{H}}. \quad (4.38)$$

Damit ist eine systematische Vorgehensweise zur Bestimmung der Matrizen beschrieben, die den Entwurf auf die zwei Parameter ρ und γ reduziert. Der Einfluss der Parameter auf den Regelkreis wird anhand des Bode-Diagramms der offenen Strecke ersichtlich.

- ρ verschiebt den Amplitudengang des offenen Regelkreises G_0 und damit die Durchtrittsfrequenz. Je größer ρ , desto geringer wird die Verstärkung und somit die Durchtrittsfrequenz.
- γ beeinflusst den Phasengang des offenen Regelkreises. Je größer γ gewählt wird, desto größer wird die Phasenhebung. Die Phasenreserve des Regelkreises kann damit erhöht werden.

4.5 Stationäres Kalman-Filter für zeitinvariante Systeme (LQG)

Die mathematische Beschreibung eines gestörten, linearen, zeitinvarianten, zeitdiskreten Systems lautet

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{A}\mathbf{x}_k + \mathbf{B}\mathbf{u}_k + \mathbf{F}\mathbf{v}_k \quad (4.39)$$

$$\mathbf{y}_k = \mathbf{C}\mathbf{x}_k + \mathbf{n}_k. \quad (4.40)$$

Zur Rekonstruktion $\hat{\mathbf{x}}_k$ des Zustandsvektors \mathbf{x}_k soll ein zeitdiskretes Kalman-Filter verwendet werden. Dieses stellt sicher, dass der quadratische Mittelwert (die Kovarianz) des Rekonstruktionsfehlers $\tilde{\mathbf{x}}_k$ minimal wird

$$J_{LQG} = \lim_{k \rightarrow \infty} E \{ \|\tilde{\mathbf{x}}_k\|^2 \} \quad \text{mit} \quad \tilde{\mathbf{x}}_k \stackrel{\text{def}}{=} \mathbf{x}_k - \hat{\mathbf{x}}_k. \quad (4.41)$$

Das Kalman-Filter berücksichtigt neben den Eingangsstörungen auch die Messfehler der Strecke. Die Erwartungswerte des stochastischen Eingangs- und Messrauschens seien null und stochastisch unabhängig

$$E \{ \mathbf{v}_k \} = \bar{\mathbf{v}} = 0, \quad E \{ \mathbf{n}_k \} = \bar{\mathbf{n}} = 0 \quad \text{und} \quad E \{ \mathbf{v}_k \mathbf{n}_k^T \} = 0. \quad (4.42)$$

Man bezeichnet daher diese Aufgabenstellung auch als ein linear quadratisches Schätzproblem (LQG). Für die Varianzen der Störungen gilt

$$E \{ [\mathbf{v}_k - \bar{\mathbf{v}}] [\mathbf{v}_k - \bar{\mathbf{v}}]^T \} = \mathbf{Q} \quad \text{und} \quad E \{ [\mathbf{n}_k - \bar{\mathbf{n}}] [\mathbf{n}_k - \bar{\mathbf{n}}]^T \} = \mathbf{R}. \quad (4.43)$$

Ebenfalls müssen die Störungen unkorreliert zueinander sein. Je nach Wahl der Matrix \mathbf{F} können unterschiedliche Störungen betrachtet werden. Um Rauschen bzw. stochastische Störungen am Eingang der Strecke zu berücksichtigen, wählt man $\mathbf{F} = \mathbf{B}$.

Die mathematische Beschreibung des zeitinvarianten Kalman-Filters mit konstanter Verstärkung in Prediktor-Korrektor Form lautet

$$\mathbf{z}_k = \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}}_{k-1} + \mathbf{B}\mathbf{u}_{k-1} \quad (4.44)$$

$$\hat{\mathbf{x}}_k = \mathbf{z}_k + \mathbf{L}(\mathbf{y}_k - \mathbf{C}\mathbf{z}_k). \quad (4.45)$$

Das Blockschaltbild der Strecke, beschrieben durch die Gleichungen 4.39 und 4.40, und

des Filters, beschrieben durch die Gleichungen 4.45 und 4.44, ist in Abbildung 4.3 dargestellt.

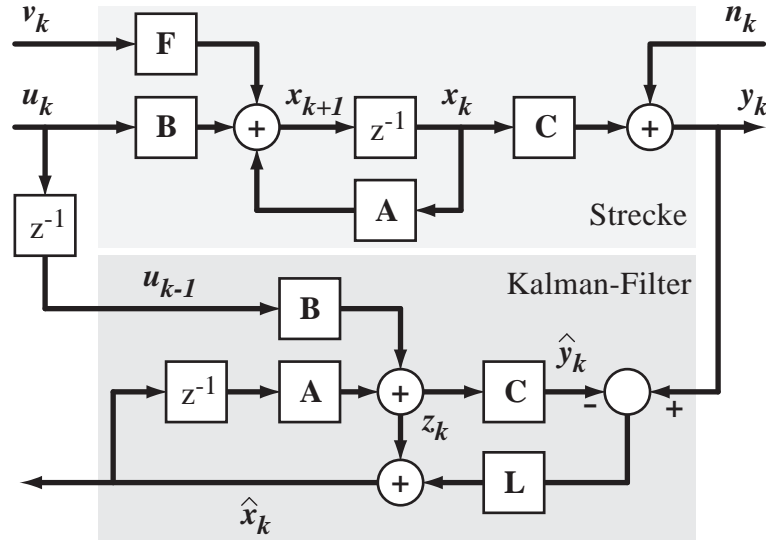


Abbildung 4.3: Zustandsschätzung mit dem zeitdiskreten Kalman-Filter

Das optimale Kalman-Filter enthält eine zeitvariante Kalman-Verstärkung \mathbf{L}_k . Zur Reduzierung der Rechenzeit ist aber eine konstante Verstärkung vorteilhafter. Für beobachtbare und steuerbare Systeme nähert sich die Kalman-Verstärkung für $k \rightarrow \infty$ der gesuchten konstanten Matrix an (siehe Ludyk (1995)). Der Endwert \mathbf{L} bestimmt sich durch

$$\mathbf{L} = \mathbf{M}\mathbf{C}^T (\mathbf{R} + \mathbf{C}\mathbf{M}\mathbf{C}^T)^{-1}. \quad (4.46)$$

Aus den rekursiven Gleichungen des Kalman Filters, wie sie z. B. bei Papageorgiou (1996) angegeben sind, wird die Matrix \mathbf{M} aus der Lösung der stationären algebraischen Matrix-Ricatti-Gleichung

$$\mathbf{M} = \mathbf{F}\mathbf{Q}\mathbf{F}^T + \mathbf{A}\mathbf{M}\mathbf{A}^T - \mathbf{A}\mathbf{M}\mathbf{C}^T (\mathbf{R} + \mathbf{C}\mathbf{M}\mathbf{C}^T)^{-1} \mathbf{C}\mathbf{M}\mathbf{A}^T \quad (4.47)$$

berechnet.

Neben der unterschiedlichen Bestimmung der Matrix \mathbf{L} ist auch die Struktur des zeitdiskreten Kalman Filters von der eines Beobachters verschieden. Im Gegensatz zum Beobachter ist die Auslegungsmethodik des Kalman-Filters unabhängig von der Anzahl der Mess- und Eingangsgrößen anwendbar. Bei Auslegung des Beobachters durch Polvorgabe, ist die Rückführmatrix \mathbf{L} für Mehrgrößensysteme nicht mehr eindeutig be-

stimmt. Die Wahl der Soll-Pollagen ist ebenfalls nicht trivial. Die Auslegungsparameter des Kalman-Filters \mathbf{Q} und \mathbf{R} hingegen sind physikalisch interpretierbar:

- Ist die Kovarianz des Messrauschens \mathbf{R} **klein** gegenüber der Kovarianz des Systemrauschens \mathbf{Q} , verwendet das Filter Abweichungen zwischen den gemessenen Werten y und den erwarteten Ausgangsgrößen \hat{y} , um die Prediktion der Zustände zu korrigieren. Die Matrix \mathbf{L} wird mit betragsmäßig größeren Elementen besetzt. Dies führt zu schnellen Eigenwerten der Fehlerdynamikmatrix $(\mathbf{A} - \mathbf{LC})$.
- Ist die Kovarianz des Messrauschens \mathbf{R} **groß** gegenüber der Kovarianz des Systemrauschens \mathbf{Q} , werden Messwertabweichungen nur in geringem Maße gewichtet, um die Zustandsschätzung zu korrigieren. Die Matrix \mathbf{L} wird mit betragsmäßig kleineren Elementen besetzt. Dies führt zu langsamen Eigenwerten der Fehlerdynamikmatrix $(\mathbf{A} - \mathbf{LC})$.

Stehen mehr als ein Messwert des Regelkreises zur Verfügung, wird die Signalgüte der jeweiligen Ausgangsgröße mit Hilfe der Diagonalelemente der Kovarianzmatrix \mathbf{R} bei der Schätzung der Zustände berücksichtigt.

Initialisierung des Kalman-Filters

Zum Start der Filterberechnung ist für das stationäre Kalman-Filter der Anfangswert des predizierten Zustandes \mathbf{z}_0 zu setzen. Die beste Schätzung zu diesem Abtastschritt ist der Erwartungswert. Zu Beginn der Zustandsschätzung wird der Arbeitspunkt durch die aktuellen Eingangs- und Messwerte definiert. Somit kann der Startwert zu Null gesetzt werden

$$\mathbf{z}_0 = \mathbf{E}\{\mathbf{x}_0\} = \mathbf{0}. \quad (4.48)$$

4.6 Beobachterbasierte Regelkreisstrukturen

Unter Verwendung des Zustandsbeobachters B_G , des Zustandsvektors \mathbf{x} und dem Regelvektor \mathbf{K} können unterschiedliche Strukturen von Regelkreisen realisiert werden.

Abbildung 4.4(a) zeigt den klassischen Aufbau des Zustandsreglers im Fall nicht vollständig messbarer Zustände \mathbf{x} . Der Beobachter schätzt die Zustände $\bar{\mathbf{x}}_k$ der Strecke und führt diese gewichtet mit dem Regelvektor \mathbf{K} der Stellgröße zu.

Werden die Zustandsrückführung K und der Beobachter B_G in dem Vorwärtszweig zusammengefasst, wie z. B. von Müller (1996) vorgeschlagen, führt dies zu dem klassischen Folgeregelkreis für Zustandsgrößenregler, dargestellt in Abbildung 4.4(b). Der Beobachter B_G schätzt in dieser Anordnung die vektorielle Regeldifferenz des Zustandsvektors $\tilde{\mathbf{x}}_k = \mathbf{x}^* - \mathbf{x}$ und nicht die realen Zustände der Strecke \mathbf{x} , wie aus der Herleitung von Hespanha (2004) ersichtlich wird.

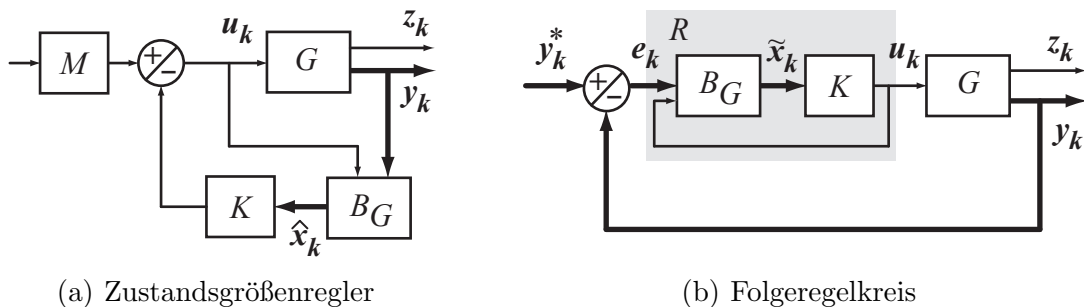


Abbildung 4.4: Regelkreisstrukturen mit Zustandsschätzung und -rückführung.

4.6.1 Zustandsgrößenregler

Da die Zustandsrückführung die Dynamik der Strecke ohne jegliche Sollwertvorgabe verändert, scheint diese Struktur zur aktiven Dämpfung von Triebstrangschwingungen vorteilhaft anwendbar zu sein. Eine Berechnung der Eingangswellen-Solldrehzahl, deren Wert von nicht messbaren Lastmomenten abhängt, ist bei dieser Struktur nicht nötig. Ferner kann das Streckenmodell des Beobachters um ein Störmoment erweitert werden, um somit Parameterungenauigkeiten und Modellfehler zu schätzen.

Strukturelle Nachteile

Die gewichtete Rückführung des Zustandsvektors führt zu einer Änderung der Streckenverstärkung. Um die identische statische Verstärkung zu erhalten, kann das Vorfilter

$$M = \frac{CA^{-1}B}{C(A - BK)^{-1}B} \quad (4.49)$$

der Regelstrecke vorgeschaltet werden. Dieses führt jedoch zu einer unerwünschten stationären Veränderung der Stellgröße des Motordrehzahlreglers. Da die Parameter der Strecke gewissen Unsicherheiten unterliegen und über der Zeit variieren, ist eine konstante Gewichtung der gewünschten Stellgröße nicht zielführend.

Durch die direkte Methode der Polvorgabe, vorgestellt von [Konigorski \(1988\)](#), kann die Dynamik des geschlossenen Regelkreises unter Verwendung einzelner Zustandsgrößen verändert werden. Werden für die Rückführung nur die Zustände der Strecke benutzt, die stationär identisch null sind, führt dies zu keiner Verstärkungsänderung. Das Vorfilter kann dann entfallen. Bei Anwendung dieser Vorgehensweise erwiesen sich die erzielten Pollagen jedoch als nicht ausreichend gedämpft.

Zur Lösung des Problems, wird im Kapitel [4.7](#) die Regelkreisstruktur mit zwei Freiheitsgraden auf den Zustandsraum adaptiert. Bei dieser beeinflusst die Zustandsrückführung die Streckenverstärkung nicht.

4.6.2 Folgeregelkreis

Da durch den Soll- Istwertvergleich die Regeldifferenz als neue Messgröße dem Beobachter zugeführt wird, gibt der geschätzte Zustandsvektor des Beobachters nicht die physikalischen Zustände der realen Strecke wieder. Eine Erweiterung des Beobachter-Streckenmodells um eine Störgrößenschätzung ist daher nicht zweckmäßig. Vielmehr ist der Zustandsvektor ein Maß für die Differenz zwischen den Soll- und Istzuständen.

Strukturelle Nachteile

Die Störübertragungsfunktion für am Ausgang der Strecke eingeprägte Störungen wird als Sensitivitätsfunktion S bezeichnet. Die Führungsübertragungsfunktion heißt komplementäre Sensitivitätsfunktion T . Wie dem Blockschaltbild [4.4\(b\)](#) zu entnehmen ist,

ergibt sich für

$$S = \frac{1}{1 + GR} \quad \text{und} \quad T = \frac{GR}{1 + GR} \quad \text{mit} \quad S + T = 1. \quad (4.50)$$

Beide sind von der Reglerübertragungsfunktion R abhängig. Wenn die Sensitivitätsfunktion S durch den Regler R gezielt ausgelegt ist, dann ist damit auch das Störverhalten T festgelegt und umgekehrt.

Verstärkungsanpassung (LTR)

Sowohl der LQR Regler, als auch das Kalman-Filter besitzen für sich eine hohe Robustheit und gute Performance. Werden beide Elemente in einem Regelkreis integriert, muss dies aber nicht zwangsläufig auch zu einer hohen Robustheit des Gesamtsystems führen. Daher wird hier das Verfahren der Verstärkungsanpassung des Beobachters vorgestellt. In der Literatur wird diese Vorgehensweise auch als Loop Transfer Recovery (LTR) vorgestellt, siehe z. B. bei [Saberi u. a. \(1993\)](#) oder [Athans \(1986\)](#). Ziel der Verstärkungsanpassung ist es, für den Ausgangsgrößenregler die Robustheit eines Regelkreises mit einer LQR Zustands-Rückführung zu erreichen bzw. zu verbessern.

Wählt man für die Eingangsstörmatrix des Beobachters $\bar{\mathbf{B}} = \mathbf{B}$, so kann mit Hilfe der Kovarianzmatrix \mathbf{R} der Amplitudengang des offenen Regelkreises angepasst werden. Mit kleineren Werten von $\|\mathbf{R}\|$ wird die Grenze ω_{max} des Bereiches größer, in der die Verstärkung des LQR Reglers nachgebildet wird: $\omega \in [0, \omega_{max}]$. Für Frequenzen größer als ω_{max} sinkt die Amplitude des Frequenzgangs mit mehr als -20 dB/Dekade.

Die Robustheit kann somit durch den Zustandsbeobachter gegenüber der direkten Zustandsrückführung erhöht werden. Die Übertragungsfunktion des offenen Regelkreises ist im Anhang [A.3](#) hergeleitet.

4.7 Regelkreisstruktur mit zwei Freiheitsgraden

Eine Regelkreisstruktur mit zwei Freiheitsgraden wurde gewählt, um das Führungs- und Störverhalten getrennt voneinander vorzugeben. Die einfachste Ausführung eines solchen Regelkreises ist in [Abbildung 4.5](#) dargestellt.

Die Auslegung des Reglers R und des Vorfilters F erfolgt in zwei Schritten:

1. Die Berechnung des Reglers R erfolgt mit dem Ziel der Ausregelung von Eingangs-

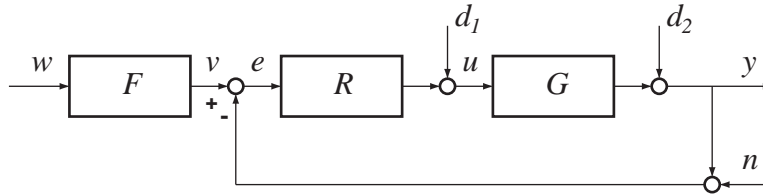


Abbildung 4.5: Eingrößen-Standard-Regelkreis mit zwei Freiheitsgraden für die Strecke G mit Vorfilter F und Regler R .

und Ausgangsstörungen, der Berücksichtigung von Messfehlern und der Sicherstellung des Folgeverhaltens bzgl. w .

2. Das Vorfilter F wird mit dem Ziel ausgelegt, dass die Regelgröße y dem Sollwert w mit der gewünschten Soll-Dynamik H^* folgt.

Die Ist-Führungsübertragungsfunktion H ist eine Funktion des Reglers R

$$H = \frac{Y(s)}{W(s)} = \frac{GRF}{1 + GR} \stackrel{!}{=} H^* \quad (4.51)$$

und soll mit der gewünschten Soll-Führungsübertragungsfunktion H^* übereinstimmen. Bei Änderung des Reglers, ist das Vorfilter ebenfalls neu auszulegen. [Kreisselmeier \(1999\)](#) schlägt eine Struktur mit zwei Freiheitsgraden vor, bei der das Führungsverhalten vom Störverhalten unabhängig ist (Abbildung 4.6).

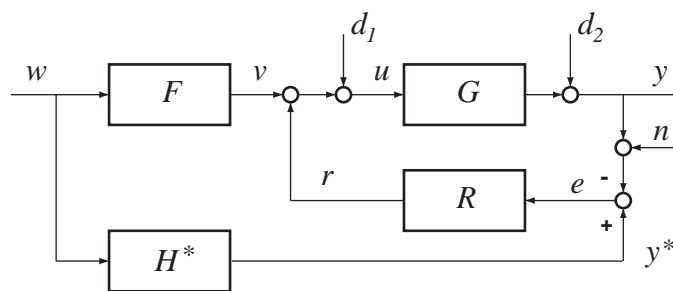


Abbildung 4.6: Eingrößen-Regelkreisstruktur mit zwei Freiheitsgraden nach Kreisselmeier für die unabhängige Vorgabe des Führungs- und Störverhaltens.

Die Sensitivitäts- S und die Führungsübertragungsfunktion H lauten jetzt

$$S = \frac{Y(s)}{D_2(s)} = \frac{1}{1 + GR} \quad \text{und} \quad H = GF \quad \text{mit} \quad F = \frac{H^*}{G}. \quad (4.52)$$

Die Führungsübertragungsfunktion H ist unabhängig von der des Reglers R und einzig durch das Vorfilter F definiert. Sie wird nicht mehr durch die komplementäre Sensitivitätsfunktion T beschrieben.

Übertragung des Regelkreises in den Zustandsraum

Werden anstatt der Ausgangsgröße \mathbf{y} der Strecke die Zustände \mathbf{x} zurückgeführt, bildet sich die Regeldifferenz \mathbf{e} somit vektoruell zwischen den Ist- und den Sollzuständen \mathbf{x} und \mathbf{x}^* . Der Regler R reduziert sich dann für Strecken mit einer Stellgröße auf einen Rückführvektor K (Abbildung 4.7).

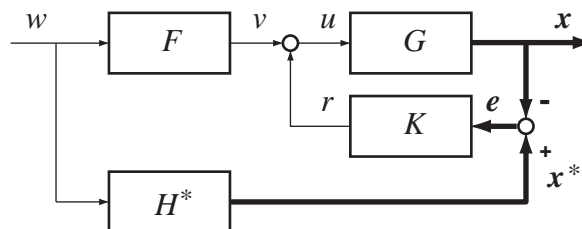


Abbildung 4.7: Zwei-Freiheitsgradregler mit Zustandsrückführung.

Für diese Regelkreisstruktur läßt sich somit eine Zustandsrückführung realisieren, die nach dem in diesem Kapitel vorgestellten Verfahren bestimmt werden kann. Da die Verstärkung der Strecke nicht verändert wird, ist auch kein Vorfilter zum Ausgleich nötig.

4.8 Regelkreisstrukturen im Fahrzeug

Für den Anwendungsfall der aktiven Dämpfung von Triebstrangschwingungen ergeben sich prinzipielle Unterschiede in der Interpretation der Signale und der Übertragungsfunktionen im Regelkreis. In den obigen Ausführungen hat die Eingangsgröße w den Charakter eines Sollwertes und damit besitzt die Übertragungsfunktion H^* in Abbildung 4.6 die Einheit eins. Im Falle der aktiven Dämpfung liegt jedoch kein Sollwert für eine Ausgangsgröße der Sekundärstrecke vor, sondern nur das gewünschte Kupplungsmoment des Motordrehzahlreglers m_{KP} . Daher wird als Eingangssignal des Zwei-Freiheitsgrad-Reglers die von der Motordrehzahlregelung gewünschte Stellgröße

verwendet

$$w := m_{KP}. \quad (4.53)$$

Daraus ergibt sich, dass die Soll-Führungsübertragungsfunktion H^* durch die Soll-Streckendynamik G^* ersetzt werden muss

$$H^* \implies G^*. \quad (4.54)$$

Das Vorfilter F dient dann dem Ziel, gesteuert die gewünschte Soll-Streckendynamik G^* zwischen Stellgröße w und der Ausgangsgröße y zu erreichen

$$G^* = G F. \quad (4.55)$$

Das Vorfilter F ist in diesem Fall dimensionslos und hat die gewünschte statische Verstärkung eins. Im Fahrzeug wurden zwei Dämpfungsregler implementiert, die beide auf der zuvor beschriebenen Zwei-Freiheitsgrad-Struktur basieren. Sie unterscheiden sich in ihrer Komplexität und in der Anzahl der verwendeten Messgrößen.

4.8.1 Zustandsgrößenregler mit Störgrößenbeobachter

Die Struktur des ersten Dämpfungsreglers in der bisherigen Nomenklatur ist in Abbildung 4.8 dargestellt. Dieses Regelungskonzept wird in den folgenden Kapiteln abgekürzt als *Zustandsgrößenregler* bezeichnet.

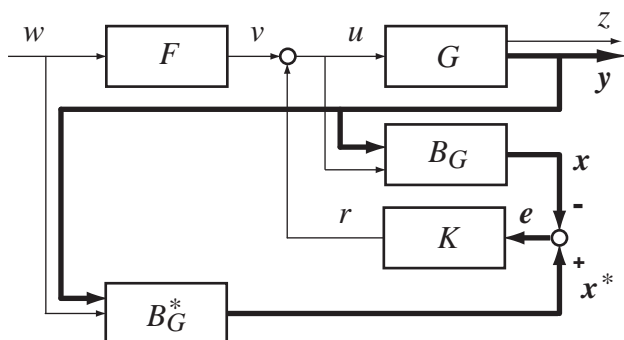


Abbildung 4.8: Erster Dämpfungsregler: *Zustandsgrößenregler*.

Aktive Triebstrangdämpfung mittels Zustandsgrößenbeobachter für die Soll- und Ist-dynamik B_G^* und B_G .

Sowohl zur Schätzung der Ist-Zustände \mathbf{x} als auch der Soll-Zustände \mathbf{x}^* der Strecke dienen die Beobachter B_G und B_G^* . Die vektorielle Regeldifferenz \mathbf{e} dieser Zustände

wird mit den Rückführvektor K gewichtet und der Stellgröße zugefügt. Das Vorfilter F wird zur gesteuerten Erhöhung der Triebstrangdämpfung eingesetzt.

Die Regelkreisstruktur des Zustandsgrößenreglers mit zwei Freiheitsgraden in Kombination mit dem Motordrehzahlregler R_P im Fahrzeug zeigt Abbildung 4.9.

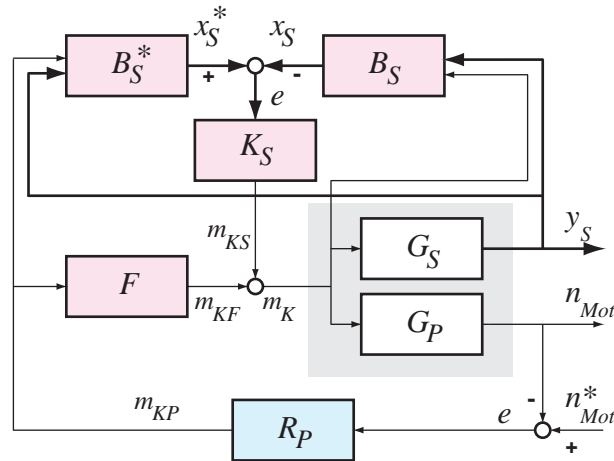


Abbildung 4.9: Gesamtstruktur des Regelkreises bestehend aus dem Anfahrregler (blau) und dem Dämpfungsregler (rot) ausgeführt als Zustandsgrößenregler mit Vorsteuerung.

Zur Schätzung der Ist-Zustände \mathbf{x}_S der Sekundär-Strecke G_S werden sämtliche zur Verfügung stehenden Messwerte \mathbf{y}_S der Sekundär-Strecke verwendet. Dies sind der Kupplungsdruck p_{K1M} , die Verdrehwinkelgeschwindigkeit $\Delta n_{EW1RadM}$ und der Verdrehwinkel des Abtriebs $\Delta \phi_{EW1RadM}$. Das Streckenmodell des Istwert-Beobachters B_S ist neben den Zustandsgrößen der Strecke um eine Totzeit T_{Tot} und ein Kupplungsstörmoment m_{KSt} erweitert. Damit keine niederfrequenten Stellgrößenanteile eingepreßt werden, wird das geschätzte Störmoment m_{KSt} nicht zurückgeführt. Durch die Verwendung der realen Stellgröße zur Schätzung der Ist-Zustände, werden Instabilitäten durch nicht berücksichtigte Stellgrößenbegrenzungen ausgeschlossen.

Um eine Drift der Reglerstellgröße zu vermeiden, dürfen keine bleibenden Differenzen zwischen den Soll- und den Istzuständen auftreten. Daher werden die Soll-Zustände \mathbf{x}^* nicht von der Strecke entkoppelt über eine Steuerung ermittelt, sondern mit Hilfe eines zweiten Beobachters B_S^* bestimmt. Dieser wird auf Basis des Soll-Streckenmodells G_S^* entworfen. Im Vergleich zur Auslegung des Ist-Beobachters B_S , ist die Kovarianz des Messrauschens bei der Auslegung des Soll-Beobachters B_S^* wesentlich höher gewichtet worden.

4.8.2 Ausgangsgrößenregler

Die Struktur des zweiten Dämpfungsreglers in der bisherigen Nomenklatur ist in Abbildung 4.10 dargestellt. Dieses Regelungskonzept wird in den folgenden Kapiteln abgekürzt als *Ausgangsgrößenregler* bezeichnet.

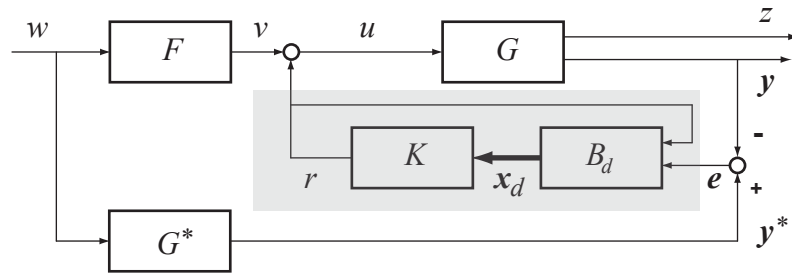


Abbildung 4.10: Zweiter Dämpfungsregler: *Ausgangsgrößenregler*. Aktive Triebstrangdämpfung durch optimale Ausgangsrückführung.

Zur Schätzung der Ist-Zustände \mathbf{x} dient der Beobachter B_G . Der Sollwert \mathbf{y}^* der Strecke wird über die Soll-Übertragungsfunktion G^* gebildet. Die skalare Regeldifferenz e ist die Eingangsgröße der Reglerübertragungsfunktion, der Ausgang wird der Stellgröße zugefügt. Das Vorfilter F ist mit dem Vorfilter des Zustandsgrößenreglers identisch und wird zur Erhöhung der Dämpfung eingesetzt.

Die Regelkreisstruktur des Ausgangsgrößenreglers mit zwei Freiheitsgraden in Kombination mit dem Motordrehzahlregler im Fahrzeug zeigt Abbildung 4.11.

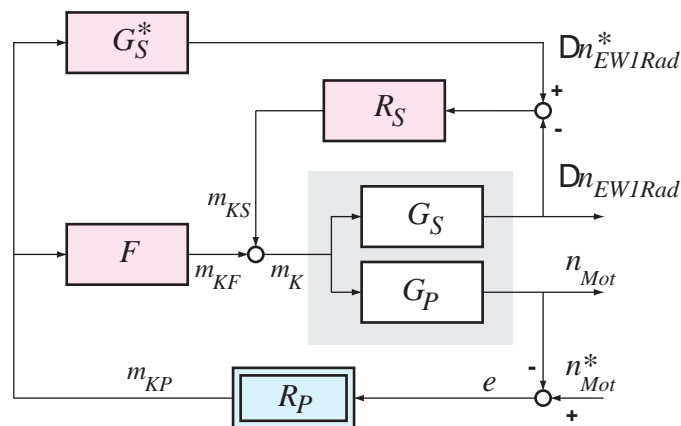


Abbildung 4.11: Gesamtstruktur des Regelkreises bestehend aus dem Anfahrregler (blau) und dem Dämpfungsregler (rot) ausgeführt als Ausgangsgrößenregler mit Vorsteuerung.

Als Messgröße wird nur die aktuelle Verdrehwinkelgeschwindigkeit

$$\Delta n_{EW1Rad} = n_{EW1} - i_G 0.5 (n_{RadVL} + n_{RadVR}) \quad (4.56)$$

zwischen Eingangswelle und Rad benutzt.

Der entsprechende Sollwert Δn_{EW1Rad}^* wird im Gegensatz zum Zustandsregler nicht über einen Beobachter ermittelt, sondern direkt mit Hilfe der Soll-Übertragungsfunktion der Strecke G_S zwischen Kupplungsmoment und Verdrehwinkelgeschwindigkeit.

Durch die geeignete Wahl der Regelgröße des Sekundär-Streckenmodells G_S können niederfrequente Stellgrößenanteile und damit das Auftreten einer Stellgrößendrift, unterbunden werden (siehe dazu auch die Ausführungen in Kapitel [5.2.5](#) auf Seite [72](#)).

5 Modellbildung

Nachdem im vorherigen Kapitel die Grundlagen der regelungstechnischen Methoden erläutert worden sind, wird nun auf das für die Regelung verwendete Streckenmodell detailliert eingegangen. Aus den linearisierten Gleichungen zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens der Subsysteme: Kupplung, Hydraulik und Mechanik erfolgt die Darstellung der Gesamtstrecke im Zustandsraum. Eine Transformation der Zustände mit anschließender Ordnungsreduktion führt zu einem Modell mit minimaler Ordnung, welches die wesentlichen dynamischen Eigenschaften vollständig beschreibt.

Die für die Auslegung der Dämpfungsregler geforderte Hochpasscharakteristik der Regelgröße wird durch eine geeignete Wahl der Ausgangsgröße erzielt und im Bode-Diagramm dargestellt. Am Ende des Kapitels wird der Bezug zwischen den Messgrößen zu den gewählten Zustandsgrößen hergestellt.

5.1 Nichtlineares Simulations-Streckenmodell

Im Rahmen der Arbeit entstand ein nichtlineares Triebstrangmodell, welches besonders die Struktur und die Eigenschaften eines Doppelkupplungsgetriebes detailliert wiedergibt. Sowohl Anfahrten als auch Schaltungen zwischen den unterschiedlichen Gängen sind damit darstellbar. Für im Schlupf befindliche und haftende Kupplungen werden die Abstützmomente des Getriebes und die resultierende Aggregatebeschleunigung ermittelt.

Dieses strukturvariable Fahrzeugmodell verändert während der Simulation die Anzahl der Freiheitsgrade. Für die Berechnung solcher Systeme sind verschiedene Methoden bekannt (siehe z. B. Übersicht [Schwenger und Haase \(2002\)](#)). Einen Ansatz, bei dem zu jedem Simulationsschritt der vollständige Gleichungssatz berechnet wird, ist u. a. bei [Pfeiffer und Glocker \(2000\)](#) vorgestellt. Der vollständige Bewegungs-Gleichungssatz mit seinen Nebenbedingungen wird als "Linear Complementary Problem" (LCP) formuliert. In dieser zeitkontinuierlichen Beschreibung las-

sen sich die Schnittmomente und -kräfte bestimmen. Die zeitdiskrete Erweiterung des LCP-Verfahrens basiert auf dem Übergang von Kräften zu Impulsen. Stiegelmeyr und Pfeiffer (1999) bezeichnen dies als „Time Stepping Algorithm“ (TSA).

Diese Verfahren fanden in der Simulation der nichtlinearen Streckenmodelle für die Triebstrangdynamik und der Hydraulik Anwendung. Das Regler-Streckenmodell zur aktiven Dämpfung des Anfahrshudderns benötigt diese Strukturvariabilität nicht, da die Schwingungen nur bei schlupfender Kupplung auftreten können. Ferner kann das Regler-Streckenmodell auf wenige Feder-Dämpfer-Elemente und Massen reduziert werden.

5.2 Linearisiertes Regler-Streckenmodell

Nachfolgend werden die Gleichungen der Teilkomponenten vorgestellt und die Nichtlinearitäten für das Regler-Streckenmodell um den Arbeitspunkt linearisiert.

Allgemeingültige Konventionen

- Da das Hydraulik- und das Kupplungsmodell sowohl für die Primär- als auch für die Sekundärkupplung gültig ist, wird im Folgenden der Kupplungsindex in den Modellgleichungen nicht explizit angegeben.
- Zu einer Steifigkeit c gehört die entsprechende Dämpfung d . Sie wird aufgrund der besseren Übersicht nicht explizit in den Ersatzschaltbildern mit eingezeichnet.
- Drehzahlen werden bei Fahrzeugmessungen in der Einheit min^{-1} angegeben. Die dazugehörigen Messstellen sind in den Ersatzschaltbildern mit n_x bezeichnet. In den Modellgleichungen werden hingegen die entsprechenden Drehzahlen in der SI-Einheit rad/s verwendet. Um den Unterschied in den Einheiten zu verdeutlichen, werden sie mit ω_x bezeichnet. Für die Umrechnung gilt

$$\frac{n}{\text{min}^{-1}} = \frac{30}{\pi} \frac{\omega}{\text{rad/s}} \approx 9.55 \frac{\omega}{\text{rad/s}}. \quad (5.1)$$

- Im Anhang B sind die im Kapitel 7.1 und 7.2 identifizierten Streckenparameter des Modells zusammenfassend angegeben.

5.2.1 Hydraulik

Um eine möglichst niedrige Reglerordnung zu erhalten, wird das Getriebesteuergerät mit der Hydraulik in einem Ersatzstreckenmodell zusammengefasst. Das Übertragungsverhalten dieser Teilstrecke wird aus einer Reihenschaltung eines Totzeitgliedes und eines P_{T2} Gliedes nachgebildet (Abbildung 5.1).

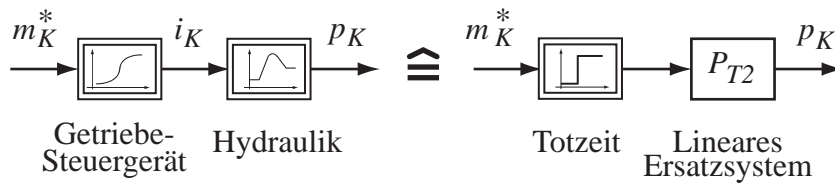


Abbildung 5.1: Ersatzschaltbild der Hydraulikstrecke zwischen Sollkapazität der Kupplung m_K^* und dem Kupplungsdruck p_K .

Mit den Hydraulik-Streckenparametern Kennkreisfrequenz ω_{Hyd} und dem Dämpfungsgrad D_{Hyd} lautet die Differentialgleichung 2. Ordnung der Hydraulik-Strecke

$$\frac{d^2}{dt^2} p_K = -2 D_{Hyd} \omega_{Hyd} \frac{d}{dt} p_K - \omega_{Hyd}^2 p_K + \omega_{Hyd}^2 K_{m2p} m_K^*. \quad (5.2)$$

Sie beschreibt das Verhalten zwischen der Sollkapazität m_K^* und dem Kupplungs-Wirkdruck p_K . Die Hydraulik und das Getriebesteuergerät ist somit durch drei Zustände: dem Kupplungsdruck p_K , dem Druckgradienten \dot{p}_K und der Strecken-Totzeit T_{Tot} beschrieben. Die Totzeit der Strecke T_{Tot} findet durch eine Zustandserweiterung der Systemgleichungen im zeitdiskreten Bereich Berücksichtigung.

5.2.2 Reibwertcharakteristik der Kupplung

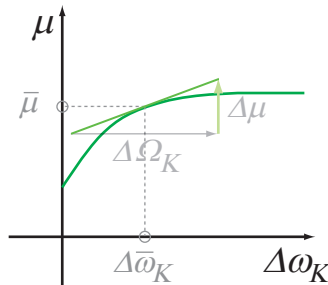


Abbildung 5.2: Linearisierung der Reibkennlinie

Das statische Übertragungsverhalten der Kupplung ist durch ihre Reibwertcharakteristik beschrieben, beispielhaft dargestellt in Abbildung 5.2. Der Reibwert μ der Kupplung ist eine Funktion der Differenzdrehzahl $\Delta\omega_K = \omega_0 - \omega_1$ zwischen der Primär- und Sekundärseite der jeweiligen Reibelemente. Mit dem Kupplungs-Geometriefaktor

$$K_{Geo} = r_K n_K A_K, \quad (5.3)$$

zusammengesetzt aus dem mittleren Reibradius der Kupplung r_K , der Wirkfläche des Hydraulikzylinders A_K und der Anzahl der Belaglamellen n_K , bestimmt sich das übertragbare Kupplungsmoment zu

$$M_K = \mu (|\Delta\omega_K|) K_{Geo} p_K \text{sign}(\Delta\omega_K). \quad (5.4)$$

Die Änderung des Kupplungsmomentes um den Arbeitspunkt $\Delta\bar{\omega}_K$ und \bar{p}_{K1} berechnet sich mit Hilfe der partiellen Ableitungen zu

$$m_K = \left. \frac{\partial M_K}{\partial \Delta\omega_K} \right|_{\Delta\bar{\omega}_K} \Delta\Omega_K + \left. \frac{\partial M_K}{\partial p_K} \right|_{\bar{p}_{K1}} \Delta p_K \quad (5.5)$$

mit den Arbeitspunktabweichungen

$$m_K = M_K - \bar{M}_K \quad , \quad \Delta\Omega_K = \Delta\omega_K - \Delta\bar{\omega}_K \quad \text{und} \quad \Delta p_K = p_K - \bar{p}_{K1}. \quad (5.6)$$

Die Linearisierung der Reibwert-Kennlinie μ um den Arbeitspunkt $\Delta\bar{\omega}_K$ ergibt für positive Kupplungs-Differenzdrehzahlen eine Näherung für den Reibwert

$$\begin{aligned} \mu(\Delta\bar{\omega}_K \pm \Delta\Omega_K) \Big|_{\Delta\bar{\omega}_K} &\approx \bar{\mu} + \left. \frac{\partial \mu}{\partial \Delta\omega_K} \right|_{\Delta\bar{\omega}_K} \Delta\Omega_K \\ &= \bar{\mu} + \mu' \Delta\Omega_K. \end{aligned} \quad (5.7)$$

Mit Gleichung (5.7) kann für die Kupplungsmomentenänderung

$$\begin{aligned} m_K &= \underbrace{\mu' K_{Geo} \bar{p}_{K1}}_{K_{\mu'}} \Delta\Omega_K + \underbrace{\bar{\mu} K_{Geo}}_{K_{\bar{\mu}}} \Delta p_K \\ &= K_{\mu'} \Delta\Omega_K + K_{\bar{\mu}} \Delta p_K \end{aligned} \quad (5.8)$$

geschrieben werden.

5.2.3 Triebstrangmechanik

Das Ersatzschaltbild der mechanischen Strecke besteht aus den fünf Massenträgheiten $J_0 \dots J_4$ und den zwei Feder-Dämpfer-Elementen c_{Achs} und c_{Agg} (Abbildung 5.3).

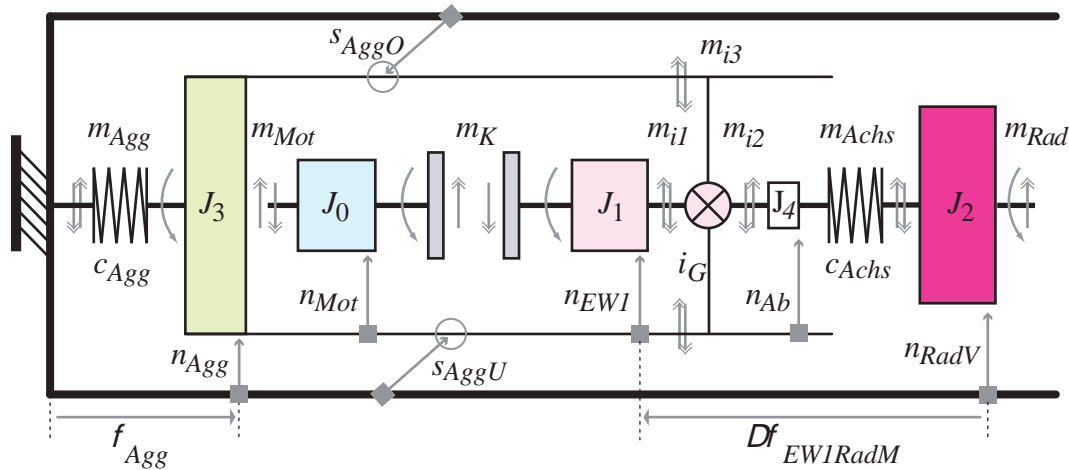


Abbildung 5.3: Schwingungsfähiges Ersatzschaltbild der Triebstrangmechanik mit schlupfender Kupplung bestehend aus vier Trägheiten und zwei Federsteifigkeiten.

Die jeweiligen Ersatzträgheiten setzen sich dabei wie folgt zusammen:

- J_0 : Summe aller Kupplungs-Primärseitigen-Trägheiten bestehend aus Kurbelwelle, Zweimassenschwungrad und Kupplungs-Primärseite.
- J_1 : Summe aller Kupplungs-Sekundärseitigen-Trägheiten bestehend aus Kupplungssekundärseite, Eingangswelle und den auf die Eingangswelle bezogenen getriebeinternen Wellen, Fest- und Losrädern inklusive Differential.
- J_2 : Abtriebsträgheit des Fahrzeugs bestehend aus der Fahrzeugmasse.
- J_3 : Hauptträgheitsmoment des Aggregats parallel zur Kurbelwellenachse.
- J_4 : Messstelle der Abtriebsdrehzahl mit einer im Modell vernachlässigten Trägheit.

Unter Berücksichtigung der getroffenen Orientierung der Schnittmomente können die Differentialgleichungen und die Nebenbedingungen aufgestellt werden. Die auf den Arbeitspunkt bezogenen Bewegungsgleichungen der Ersatzträgheiten J_0 , J_1 , J_2 und J_3

lauten:

$$\begin{aligned}
 J_0 \frac{d}{dt} \omega_{Mot} &= m_{Mot} - m_K & \frac{d}{dt} \phi_{Mot} &= \omega_{Mot} \\
 J_1 \frac{d}{dt} \omega_{EW1} &= m_K - m_{i1} & \frac{d}{dt} \phi_{EW1} &= \omega_{EW1} \\
 J_2 \frac{d}{dt} \omega_{RadV} &= m_{Achs} - m_{Rad} & \frac{d}{dt} \phi_{RadV} &= \omega_{RadV} \\
 J_3 \frac{d}{dt} \omega_{Agg} &= -m_{Agg} - m_{i3} - m_{Mot} & \frac{d}{dt} \phi_{Agg} &= \omega_{Agg}
 \end{aligned} \tag{5.9}$$

Die Lageinformation der Motorträgheit J_0 ist für das Regler-Streckenmodell nicht von Interesse. Die Winkel und Drehzahlen an der Übersetzung i_G sind über

$$i_G = \frac{\omega_{EW1} - \omega_{Agg}}{\omega_{Ab} - \omega_{Agg}} = \frac{\phi_{EW1} - \phi_{Agg}}{\phi_{Ab} - \phi_{Agg}} \tag{5.10}$$

miteinander gekoppelt¹. Für die Momente m_i an der Übersetzung i_G gilt die Momenten-Gleichgewichtsbedingung

$$0 = m_{i1} + m_{i2} + m_{i3} \tag{5.11}$$

$$\text{mit } m_{i2} = -m_{i1} i_G. \tag{5.12}$$

Das Achsmoment m_{Achs} bestimmt sich über den Verdrehwinkel $\Delta\phi_{Achs}$ und der Differenzwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega_{Achs}$ der Steifigkeit c_{Achs} zu

$$\begin{aligned}
 m_{Achs} &= \underbrace{(\phi_{Ab} - \phi_{RadV})}_{\Delta\phi_{Achs}} c_{Achs} + \underbrace{(\omega_{Ab} - \omega_{RadV})}_{\Delta\omega_{Achs}} d_{Achs} \\
 &= \Delta\phi_{Achs} c_{Achs} + \Delta\omega_{Achs} d_{Achs}.
 \end{aligned} \tag{5.13}$$

Bei Vernachlässigung der Trägheit J_4 gilt

$$m_{Achs} = -m_{i2}. \tag{5.14}$$

Das Abstützmoment m_{Agg} des Aggregats bestimmt sich aus der Winkellage ϕ_{Agg} und der Winkelgeschwindigkeit ω_{Agg} des Aggregats zu

$$m_{Agg} = \phi_{Agg} c_{Agg} + \omega_{Agg} d_{Agg}. \tag{5.15}$$

¹Siehe Erläuterung in Kapitel 3.1 auf Seite 31.

Bestimmung der Radlastmomentenänderung m_{Rad} aus dem Fahrwiderstandsmoment

Das Fahrwiderstandsmoment M_{Rad} setzt sich aus dem Rollwiderstand F_R , dem Luftwiderstand F_L , dem Steigungswiderstand F_S und dem Reifenradius r_{Rad} zusammen

$$M_{Rad} = r_{Rad} F_{Rad} \quad \text{mit} \quad F_{Rad} = F_R + F_L + F_S. \quad (5.16)$$

Mit Hilfe der partiellen Ableitung ergibt sich die gesuchte Radlastmomentenänderung

$$m_{Rad} = \left. \frac{dM_{Rad}}{d\omega_{RadV}} \right|_{\bar{\omega}_{RadV}} \Omega_{RadV} \quad \text{mit} \quad \Omega_{RadV} = \omega_{RadV} - \bar{\omega}_{RadV}. \quad (5.17)$$

Der **Rollwiderstand** F_R berechnet sich nach Förster (1991) zu

$$F_R = f_R m_F g \cos(\alpha_S) \quad \text{mit} \quad f_R \approx A_0 + A_1 v_F + A_2 v_F^4 \quad (5.18)$$

und dem Steigungswinkel α_S der Fahrbahn. Bei Beton- und Asphaltstraße gelten für die Koeffizienten die Größenordnungen

$$A_0 \approx 0.012 \dots 0.015, \quad A_1 \approx -1.457 \cdot 10^{-5} \text{ s/m} \quad \text{und} \quad A_2 \approx 9.34 \cdot 10^{-10} (\text{s/m})^4.$$

In Bereichen kleiner Fahrzeuggeschwindigkeiten ist somit $F_R \approx \text{const} \neq f(v_F)$.

Für den **Steigungswiderstand** F_S gilt

$$F_S = m_F g \sin(\alpha_S). \quad (5.19)$$

Der **Luftwiderstand** F_L berechnet sich aus

$$F_L = 0.5 \rho_L c_W A_F v_F^2 \quad \text{mit} \quad v_F = r_{Rad} \omega_{RadV} \quad (5.20)$$

und ist die einzige geschwindigkeitsabhängige Komponente vom Fahrwiderstandsmoment M_{Rad} . Das entsprechende Luftwiderstandsmoment ergibt sich dann als Funktion der Raddrehzahl zu

$$M_L = 0.5 \rho_L c_W A_F r_{Rad}^3 \omega_{RadV}^2. \quad (5.21)$$

Mit dem Verstärkungsfaktor K_{Rad} kann die Radlastmomentenänderung m_{Rad} als Funktion der Raddrehzahländerung Ω_{RadV} um den Arbeitspunkt $\bar{\omega}_{RadV}$ linear angenähert werden

$$m_{Rad} = K_{Rad} \Omega_{RadV} \quad \text{mit} \quad K_{Rad} = \rho_L c_W A_F r_{Rad}^3 \bar{\omega}_{RadV}. \quad (5.22)$$

Durch Einsetzen der Gleichungen von (5.3) bis (5.22) in (5.9) erhält man die zeitkontinuierliche Zustandsraumbeschreibung $\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u}$ der mechanischen Strecke. Die zwei Eingangsgrößen

$$\mathbf{u} = [p_{K1}, m_{Mot}]^T \quad (5.23)$$

und die 7 Zustandsgrößen

$$\mathbf{x} = [\omega_{Mot}, \omega_{EW1}, \omega_{RadV}, \omega_{Agg}, \phi_{EW1}, \phi_{RadV}, \phi_{Agg}]^T \quad (5.24)$$

sind über die Systemmatrix

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\frac{K_{\mu'}}{J_0} & \frac{K_{\mu'}}{J_0} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_{\mu'}}{J_1} - \frac{i_G^2 K_{\mu'} + d_{Achs}}{i_G^2 J_1} & \frac{d_{Achs}}{i_G J_1} & -\frac{d_{Achs}(i_G-1)}{i_G^2 J_1} & -\frac{c_{Achs}}{i_G^2 J_1} & \frac{c_{Achs}}{i_G J_1} & -\frac{c_{Achs}(i_G-1)}{i_G^2 J_1} & 0 \\ 0 & \frac{d_{Achs}}{i_G J_2} & -\frac{d_{Achs} + K_{Rad}}{J_2} & \frac{c_{Achs}}{i_G J_2} & -\frac{c_{Achs}}{J_2} & \frac{c_{Achs}(i_G-1)}{i_G J_2} & 0 \\ 0 & -\frac{d_{Achs}(i_G-1)}{i_G^2 J_3} & \frac{d_{Achs} + i_G^2 d_{Agg} - 2 i_G d_{Achs} + i_G^2 d_{Achs}}{i_G^2 J_3} & -\frac{c_{Achs}(i_G-1)}{i_G^2 J_3} & \frac{c_{Achs}(i_G-1)}{i_G J_3} & -\frac{c_{Achs} + i_G^2 c_{Agg} + i_G^2 c_{Achs} - 2 i_G c_{Achs}}{i_G^2 J_3} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.25)$$

und der Eingangsmatrix

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} -\frac{K_{\mu}}{J_0} & \frac{K_{\mu}}{J_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ J_0^{-1} & 0 & 0 & -J_3^{-1} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (5.26)$$

gekoppelt. Mit den zwei Zustandsgrößen der Hydraulik und der Berücksichtigung einer Totzeit würde sich ein zeitdiskretes Regler-Streckenmodell 10. Ordnung ergeben.

5.2.4 Ordnungsreduktion des Reglerstreckenmodells

Eingangswellen- und Raddrehzahl n_{EW1} und n_{RadV} hängen u. a. von dem unbekanntem Lastmoment m_{Rad} ab, und können somit je nach Fahrsituation (z. B. Steigung) unterschiedliche stationäre Werte annehmen. Sie eignen sich daher nicht direkt als Regelgröße. Eine Filterung des Drehzahlsignals n_{EW1} mit einem Hochpass ist eine Möglichkeit diesen Störeinfluss auszuschließen und nur das dynamische Verhalten zu betrachten. Dies würde jedoch die Ordnung des Streckenmodells um die des Filters erhöhen.

Zur Beschreibung des Schwingungsverhaltens sind die stationären Einzelwinkel des Antriebstrangs unbedeutend. Entscheidend für die Dynamik sind hauptsächlich die Verdrehwinkel und die Verdrehgeschwindigkeiten der Steifigkeiten c_{Achs} und c_{Agg} . Die bezogene Differenzwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega_{EW1Rad}$ berechnet sich aus

$$\Delta\omega_{EW1Rad} = \omega_{EW1} - 0.5 i_G (\omega_{RadVL} + \omega_{RadVR}) = \omega_{EW1} - i_G \omega_{RadV}. \quad (5.27)$$

Wie aus den Spalten 5 und 6 der Systemmatrix 5.25 ersichtlich ist, gehen die absoluten Winkel ϕ_{EW1} und ϕ_{RadV} in jedem Zustand als gewichtete Differenz ein. Daher wird der Verdrehwinkel der Achse

$$\Delta\phi_{Achs} = \phi_{Ab} - \phi_{RadV} = \frac{(i_G - 1)\phi_{Agg} + \phi_{EW1}}{i_G} - \phi_{RadV} \quad (5.28)$$

als neue Zustandsgröße eingeführt. Der transformierte Zustandsvektor \mathbf{x}_T des mechanischen Ersatzmodells lautet somit

$$\mathbf{x}_T = [\Delta\omega_{EW1Rad}, \omega_{Agg}, \Delta\phi_{Achs}, \phi_{Agg}, \omega_{Mot}, \omega_{RadV}, \phi_{RadV}]^T. \quad (5.29)$$

Da für die Motorträgheit $J_0 \gg J_1$ gilt, ist der Zustand ω_{Mot} nahezu vom schwingungsfähigen System entkoppelt. Mit $J_3 \gg J_1$ gilt gleiches für die Fahrzeuggeschwindigkeit ω_{RadV} . Für die Beschreibung des hochfrequenten Streckenverhaltens können daher die Zustände ω_{Mot} , ω_{RadV} und ϕ_{RadV} im transformierten Zustandsvektor \mathbf{x}_T vernachlässigt werden. Daraus resultiert eine reduzierte Zustandsraumbeschreibung 4. Ordnung, siehe Gleichung (5.31).

Die Sprungantworten der Achsverdrehgeschwindigkeit Δn_{Achs} und der Aggregatelage ϕ_{Agg} sind bei Anregung durch einen Einheitssprung des Kupplungsdrucks p_{K1} dynamisch (Frequenz, Phase, Amplitude) nahezu identisch (Abbildung 5.4). Auch die statischen Endwerte der Aggregatelage ϕ_{Agg} stimmen ausreichend exakt überein.

Mit dem reduzierten Zustandsgrößenvektor \mathbf{x} und dem Eingangsvektor \mathbf{u}

$$\dot{\mathbf{x}} = [\Delta\omega_{EW1Rad}, \omega_{Agg}, \Delta\phi_{AchS}, \phi_{Agg}]^T \quad \text{und} \quad \mathbf{u} = [p_{KI}, m_{Mot}]^T \quad (5.30)$$

ergibt sich die Differentialgleichung des reduzierten mechanischen Modells zu

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \begin{bmatrix} -\frac{J_2 i_G^2 K_{\mu'} + J_2 d_{AchS} + d_{AchS} i_G^2 J_1}{i_G^2 J_1 J_2} & -\frac{d_{AchS} (i_G - 1)(J_2 + i_G^2 J_1)}{i_G^2 J_1 J_2} & -\frac{c_{AchS} (J_2 + i_G^2 J_1)}{i_G J_1 J_2} & 0 \\ -\frac{d_{AchS} (i_G - 1)}{i_G^2 J_3} & -\frac{d_{AchS} + i_G^2 d_{Agg} - 2 i_G d_{AchS} + i_G^2 d_{AchS}}{i_G^2 J_3} & -\frac{c_{AchS} (i_G - 1)}{i_G J_3} & -\frac{c_{Agg}}{J_3} \\ i_G^{-1} & \frac{i_G - 1}{i_G} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x}(t) + \begin{bmatrix} \frac{K_{\mu'}}{J_1} & 0 \\ 0 & -J_3^{-1} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{u}(t). \quad (5.31)$$

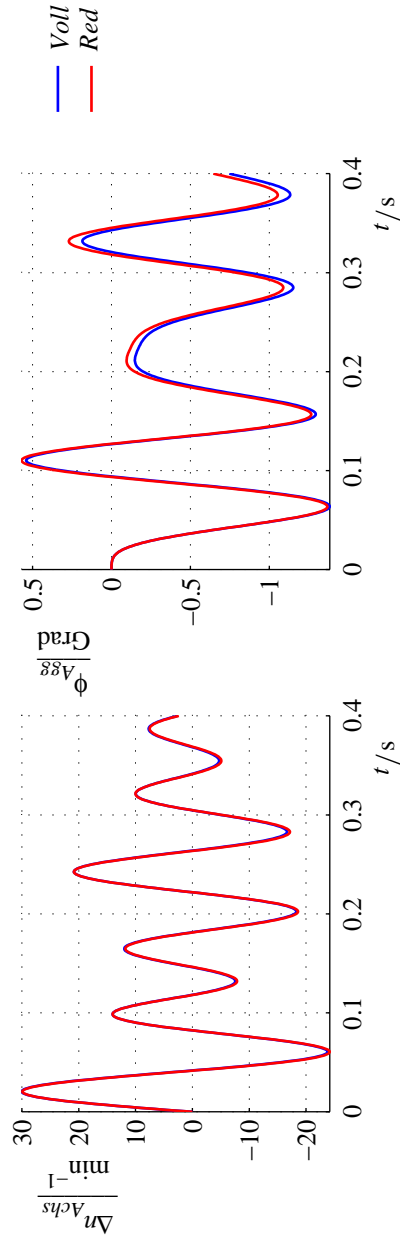


Abbildung 5.4: Vergleich der Sprungantworten der mechanischen Strecke zwischen dem vollständigen und dem reduzierten Modell. *LINKS:* Drehgeschwindigkeit der Achswelle Δn_{AchS} . *RECHTS:* Aggregatlage ϕ_{Agg} .

5.2.5 Bestimmung der Regelgröße

Zur Ermittlung der geeigneten Regelgröße z werden die Verstärkungen dreier Übertragungsfunktionen über der Frequenz miteinander verglichen (Abbildung 5.5). Bei Anregung durch den Kupplungsdruck beschreiben sie das Verhalten der

1. auf die Abtriebsseite transformierten Eingangswellendrehzahl, berechnet anhand der Modellgleichungen der vollen Ordnung: $F_1(s) \equiv p_{K1} \rightarrow n_{EW1_Trans}$
2. Verdrehgeschwindigkeit der Achsfedersteifigkeit, berechnet mit Hilfe der Modellgleichungen der vollen Ordnung: $F_2(s) \equiv p_{K1} \rightarrow \Delta n_{Achs}$
3. Verdrehgeschwindigkeit der Achsfedersteifigkeit, berechnet mit Hilfe der Modellgleichungen des reduzierten Systems: $F_3(s) \equiv p_{K1} \rightarrow \Delta n_{Achs_Red}$

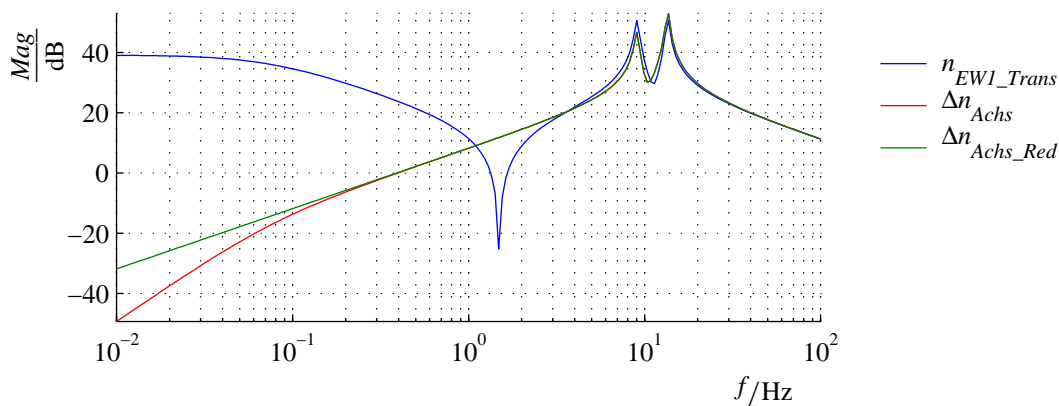


Abbildung 5.5: Verstärkung der mechanischen Strecke

Alle drei Übertragungsfunktionen berechnen dieselben Eigenfrequenzen des Triebstrangs (vergl. Modalanalyse in Kapitel 3.2). Für niederfrequente Bereiche besitzt die Übertragungsfunktion F_1 eine große Verstärkung. Die Eingangswellendrehzahl n_{EW1} ist somit als Regelgröße ungeeignet, da sie die in Kapitel 2.3.2 geforderte Bandpasscharakteristik nicht aufweist. Dieses Verhalten erfüllt F_2 . Die Verdrehgeschwindigkeit der Achse Δn_{Achs} ist daher als Regelgröße geeignet. Die vollständige, Gleichung (5.25), und die reduzierte Zustandsbeschreibung, Gleichung (5.31), besitzen nahezu zu die identische Verstärkung im Resonanzbereich (vergl. F_2 und F_3). Das Modell kann in seiner Ordnung reduziert werden und muss nicht durch ein zusätzliches Hochpassfilter erweitert werden.

Die zwei Eingangsgrößen

$$\mathbf{u} = [m_{KI}^*, m_{Mot}]^T \quad (5.32)$$

und die sechs Zustandsgrößen

$$\mathbf{x} = [\dot{p}_{KI}, p_{KI}, \Delta\omega_{EWIRad}, \omega_{Agg}, \Delta\phi_{Achs}, \phi_{Agg}]^T \quad (5.33)$$

bilden mit der Systemmatrix

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -2d_{Hyd}\omega_{Hyd} & -\omega_{Hyd}^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{K_{\bar{\mu}}}{J_1} & \frac{J_2 i_G^2 K_{\mu'} + J_2 d_{Achs} + d_{Achs} i_G^2 J_1}{i_G^2 J_1 J_2} & \frac{d_{Achs} (i_G - 1) (J_2 + i_G^2 J_1)}{i_G^2 J_1 J_2} & -\frac{c_{Achs} (J_2 + i_G^2 J_1)}{i_G J_1 J_2} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{d_{Achs} (i_G - 1)}{i_G^2 J_3} & -\frac{i_G^2 d_{Achs} + i_G^2 d_{Agg} - 2 i_G d_{Achs} + d_{Achs}}{i_G^2 J_3} & -\frac{c_{Achs} (i_G - 1)}{i_G J_3} & -\frac{c_{Agg}}{J_3} \\ 0 & 0 & i_G^{-1} & \frac{i_G - 1}{i_G} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.34)$$

und der Eingangsmatrix

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \omega_{Hyd}^2 K_{m2p} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -J_3^{-1} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (5.35)$$

die zeitkontinuierliche Zustandsdifferentialgleichung des Gesamtstreckenmodells, bestehend aus Hydraulik und Mechanik. Die Regelgröße \mathbf{z} als Funktion der Zustandsgrößen \mathbf{x} ergibt sich dann nach Gleichung (4.29) aus Kapitel 4.4 zu

$$\mathbf{z} = \mathbf{G}\mathbf{x} + \mathbf{H}\mathbf{u} \quad \rightarrow \quad \Delta\omega_{Achs} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & i_G^{-1} & \frac{i_G - 1}{i_G} & 0 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x}. \quad (5.36)$$

5.2.6 Bestimmung der Ausgangsgleichungen

Zur Regelung steht der Messgrößenvektor

$$\mathbf{y} = [p_{K1M}, \Delta n_{EW1RadM}, \Delta \phi_{EW1RadM}]^T, \quad (5.37)$$

bestehend aus maximal drei Werten, zur Verfügung. Da die Aggregatelage- und Drehmomentensensoren in der Serie nicht verbaut sind, werden sie auch nicht im Regelkreis verwendet. Die realen Drehzahlmessstellen und die vereinbarten Zustandsgrößen des Triebstrangmodells stehen in folgender Beziehung zueinander:

$\Delta n_{EW1RadM}$: Gemessene Differenzdrehzahl zwischen Eingangswellendrehzahl 1 und gemittelten Drehzahlen der Vorderräder in der Einheit 'min⁻¹' bezogen auf die Eingangswellendrehzahl:

$$\begin{aligned} \Delta n_{EW1RadM} &= n_{EW1M} - i_G n_{RadV} \\ &= n_{EW1M} - i_G 0.5 (n_{RadVL} + n_{RadVR}) \\ &= \frac{30}{\pi} [(\omega_{EW1} - \omega_{Agg}) - i_G \omega_{RadV}] \end{aligned} \quad (5.38)$$

$\Delta \phi_{EW1RadM}$: Gemessener Differenzwinkel zwischen der Eingangswelle 1 und den gemittelten Winkeln der Vorderräder in der Einheit 'Grad' bezogen auf die Eingangswellendrehzahl:

$$\begin{aligned} \Delta \phi_{EW1RadM} &= \phi_{EW1M} - i_G \phi_{RadV} \\ &= \phi_{EW1M} - i_G 0.5 (\phi_{RadVL} + \phi_{RadVR}) \\ &= \frac{180}{\pi} i_G (\Delta \phi_{Achs} - \phi_{Agg}) \end{aligned} \quad (5.39)$$

Die Umrechnungsschritte auf die Zustandsgrößen in Gleichung 5.39 sind im Anhang A.2 detailliert ausgeführt. Für die Messgrößen \mathbf{y} gilt damit in Abhängigkeit der Zustandsgrößen

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u} \quad \rightarrow \quad \mathbf{y} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{30}{\pi} & -\frac{30}{\pi} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{180}{\pi} i_G & -\frac{180}{\pi} i_G \end{bmatrix} \mathbf{x}. \quad (5.40)$$

6 Entwurf der optimalen Dämpfungsregler

In diesem Teil werden die in Kapitel 4 beschriebenen theoretischen Methoden zum Reglerentwurf auf das im Kapitel 5 vorgestellte reduzierte Regler-Streckenmodell angewendet. Zuerst wird für beide Dämpfungsregler, dem Ausgangsgrößenregler und dem Zustandsgrößenregler mit Störmomentenschätzung, aus einem Soll-Streckenmodell eine identische Vorsteuerung berechnet.

Durch eine optimale Zustandsrückführung in Verbindung mit einem Zustandsschätzer, welcher nur eine Messgröße verwendet, wird der Ausgangsgrößenregler ausgelegt. Die Parametrierung des Beobachters wird u. a. anhand der Darstellung der signifikanten Nullstellen überprüft.

Für den zweiten Ansatz der Dämpfungsregelung, dem Zustandsregler mit Störgrößenschätzung, werden zwei Kalman-Filter so ausgelegt, dass die Soll- und Istzustände der Strecke mit Hilfe dreier Messgrößen geschätzt werden. Am Beispiel von Sprungantworten für ausgewählte Eingangsgrößen des Beobachters werden die Parametrierungen beider Beobachter miteinander verglichen.

Die Wirksamkeit des Regelungskonzeptes wird anhand einer simulierten Anfahrt mit instabilem Triebstrang vorgestellt. Der Einfluss der Abtastzeit auf die Regelgüte zeigt abschließend der Vergleich zweier Simulationen mit unterschiedlichen Schrittweiten.

6.1 Auslegung des Vorfilters und der Soll-Streckendynamik

Für die Regelkreisstruktur mit zwei Freiheitsgraden wird ein Soll-Streckenmodell benötigt, siehe Kapitel 4.8. Die Berechnung der *stabilen* Soll-Streckendynamik G^* kann durch zwei unterschiedliche Ansätze erfolgen:

1. Ausgehend von der Ist-Streckendynamik G , beschrieben durch die Modellgleichungen in Kapitel 5.2.6, werden die Dämpfungsparameter d_{Agg} und d_{Achs} der Steifigkeiten durch entsprechende Sollwerte d_{Agg}^* und d_{Achs}^* ersetzt.
2. Durch die direkte Vorgabe der Soll-Polstellen des reduzierten Streckenmodells (Kapitel 5.2.6) kann eine Stabilisierung der Eigenbewegungen erzielt werden.

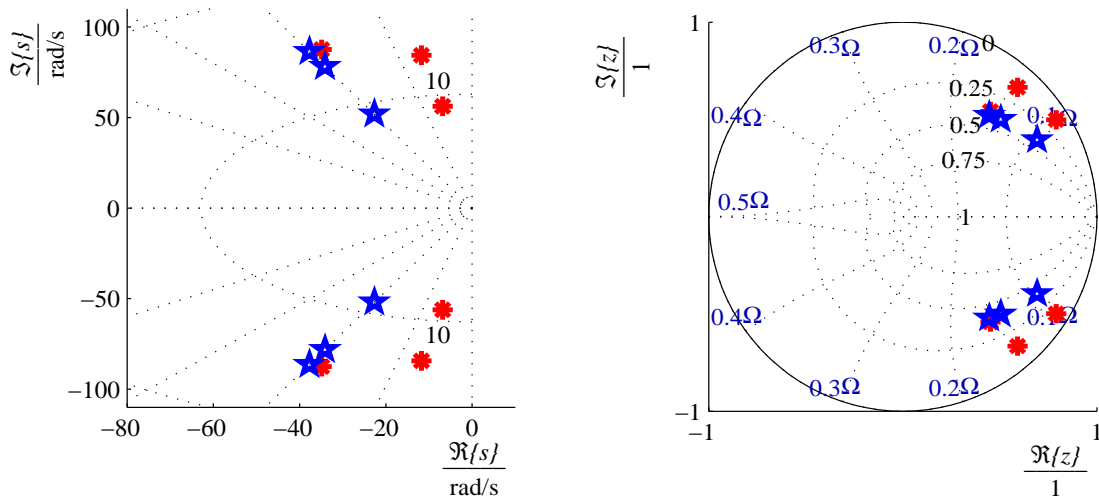
Der erste Lösungsansatz bietet den direkten Vergleich zwischen den physikalischen Parametern der Soll- und Iststrecke an. Bei zu großer Erhöhung der Dämpfung können jedoch aus den komplexen Polpaaren auch zwei reelle Pole entstehen. In diesem Fall nimmt der Realteil des einen Pols große negative Werte an und der Realteil des anderen Pols wandert zum Ursprung. Dies führt zu einer unerwünschten langsamen Eigenbewegung. Bei dieser Vorgehensweise ist es somit nötig, die Pole der Sollstrecke zu überprüfen. Ferner kann hierbei nicht der gesamte Zustandsvektor als Sollwert interpretiert werden. Ein weiterer Nachteil besteht in der gleichzeitigen Verschiebung der Übertragungsnullstellen. Bleiben die Nullstellen der Sollstrecke unverändert zu denen der Iststrecke, kürzen sie sich in der Berechnung des Vorfilters heraus, so dass ein Vorfilter mit reduzierter Ordnung entsteht. Aus diesen Gründen wird hier die direkte Vorgabe der Polstellen für die Sollstrecke angewendet.

In Abbildung 6.1 sind die Ist- und Sollpole des reduzierten Streckenmodells (Mechanik und Hydraulik) in der zeitkontinuierlichen s - und in der zeitdiskreten z -Ebene dargestellt.

Die Sollpole sind, wie in Kapitel 4.2 vorgeschlagen, so ausgelegt, dass die ungedämpfte Eigenkreisfrequenz unverändert bleibt und der Dämpfungsgrad aller Pole $D = 0.4$ beträgt. Das resultierende Vorfilter F sechster Ordnung kann mit Hilfe eines balancierten Verfahrens um zwei Zustände reduziert werden. Das vollständige und das reduzierte Vorfilters weisen im Bode-Diagramm nahezu keine Abweichungen auf (Abbildung 6.2). Wie gewünscht, besitzt das Vorfilter die Charakteristik einer Bandsperre mit der stationären Verstärkung identisch eins¹. Im Resonanzbereich der Strecke werden Anregungen durch den Motordrehzahlregler mit ca. 12 dB unterdrückt. Zwischen dem reduzierten und dem vollständigen Filter sind sowohl in der Amplitude als auch in der Phase kaum Differenzen festzustellen.

Die Sprungantwort des zeitdiskreten Vorfilters zeigt die Reduzierung der Stellgröße um maximal 40 Prozent (Abbildung 6.3). Nach ca. 5 Abtastschritten sind über 90 Prozent des gewünschten Endwertes erreicht.

¹siehe Anforderung aus Kapitel 4.8.



(a) Pole der zeitkontinuierlichen Realisierung in der s-Ebene. (b) Pole der zeitdiskreten Realisierung in der z-Ebene.

Abbildung 6.1: Vergleich der gewünschten Soll-Pollagen (blau) mit den Ist-Pollagen (rot) der Strecke anhand des reduzierten Streckenmodells bestehend aus Mechanik und Hydraulik. *LINKS:* zeitkontinuierliche s-Ebene. *RECHTS:* zeitdiskrete z-Ebene.

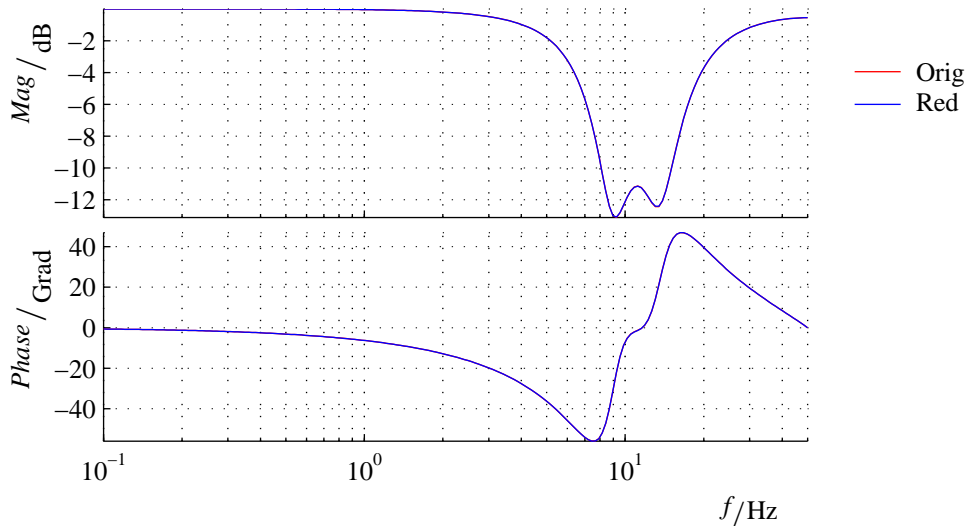


Abbildung 6.2: Identische Charakteristik von vollständigem Vorfilter (Orig) und dem ordnungsreduzierten Vorfilter (Red) im Frequenzbereich. *OBEN:* Amplitudenverstärkung. *UNTEN:* Phasenverschiebung.

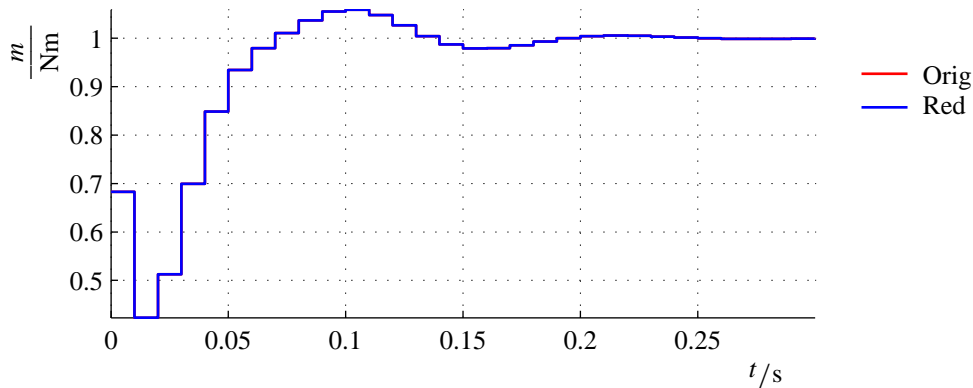


Abbildung 6.3: Identische Sprungantworten von vollständigem Vorfilter (Orig) und dem reduzierten (Red) Vorfilter.

Das resultierende Soll-Streckenmodell zur Ermittlung der Referenzzustände kann auf zwei Arten bestimmt werden:

1. Modellerweiterung durch Vorschalten des Vorfilters.
2. Realisierung der gewünschten Polstellen mittels vollständiger Zustandsrückführung.

Nachteilig am ersten Ansatz ist die resultierende Erhöhung der Streckenordnung um die Ordnung des Filters. Des Weiteren können unerwünschte numerische Instabilitäten auftreten. Das Vorfilter versucht die Pole der Strecke mit Übertragungsnullstellen zu kompensieren. Bei instabilen Strecken gelingt dies durch die endliche Wortlänge der Rechnerhardware jedoch nicht ausreichend exakt und führt zu aufklingenden Schwingungen des simulierten Gesamtsystems.

Daher wird der zweite Ansatz gewählt, in dem das Soll-Streckenverhalten durch eine Zustandsrückführung nach der Methode der Polvorgabe erzielt wird. Die veränderte Verstärkung wird durch eine entsprechende Gewichtung der Eingangsgröße kompensiert. Den Vergleich des Soll- und des Ist-Streckenmodells anhand der Sprungantworten von ausgewählten Zuständen zeigt [Abbildung 6.4](#).

Das Überschwingen des Kupplungsdrucks p_{K1} nach 50 ms wird deutlich reduziert. Die Verdrehgeschwindigkeit der Eingangswelle Δn_{EW1Rad} klingt mit einem geringen Unterschwingen aus. Der Verdrehwinkel der Wellen $\Delta \phi_{EW1Rad}$ erreicht nach fast 120 ms seinen stationären Endwert. Das Überschwingen von nahezu 100 Prozent bei 70 ms wird auf ca. 10 Prozent reduziert.

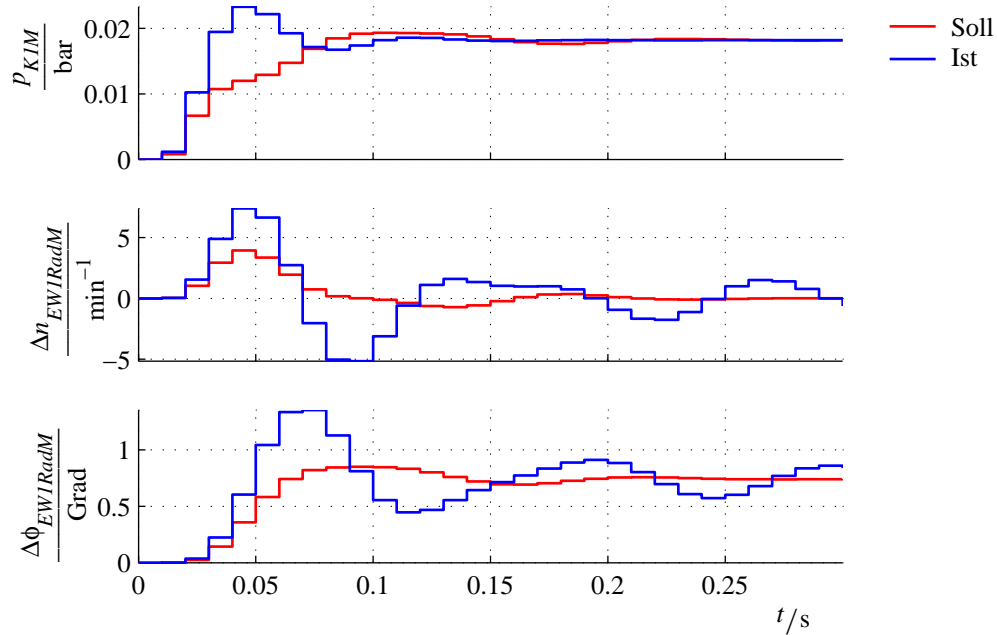


Abbildung 6.4: Vergleich der sensierten Ausgangsgrößen zwischen der Soll-Strecke (Soll) und der Ist-Strecke (Ist) anhand der Sprungantworten. *OBEN:* Gemessener Kupplungsdruck. *MITTE:* Verdrehgeschwindigkeit zwischen Eingangswelle und Rad. *UNTEN:* Verdrehwinkel zwischen Eingangswelle und Rad.

Einfluss des Vorfilters auf den Motordrehzahlregler

Den Einfluss des Vorfilters F auf die Motordrehzahl-Regelstrecke wird anhand der Übertragungsfunktion des offenen Motordrehzahl-Regelkreises dargestellt. Abbildung 6.5 zeigt das Bode-Diagramm der Strecke bestehend aus: Primärstrecke G_P , dem Drehzahlregler R_P und dem Vorfilter F .

Die Gesamtstrecke weist integrales Verhalten auf. Die zusätzliche Phasendrehung tritt bei einer Amplitudenverstärkung von -60 dB auf, sie kann somit nicht zur Instabilität des Regelkreises führen. Das Vorfilter beeinträchtigt das niederfrequente Verhalten des Drehzahlregelkreises kaum.

6.2 Ausgangsgrößenregler mit Verstärkungsanpassung

Für den Ausgangsregler des Eingrößensystems wird der Entwurf der Zustandsrückführung und des Zustandsschätzers vorgestellt. Die Auslegung erfolgt anhand des Bode-Diagramms der offenen Strecke.

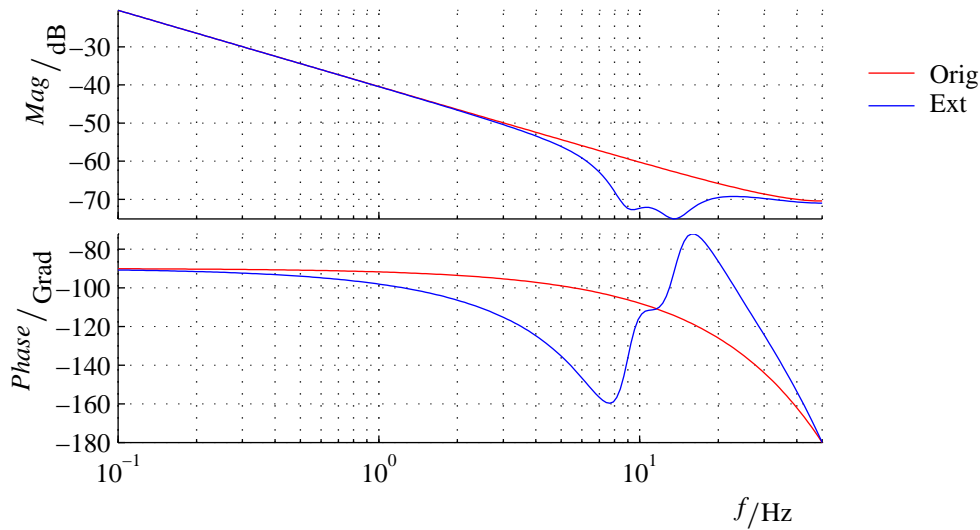


Abbildung 6.5: Einfluss des Vorfilters auf den Frequenzgang des offenen Motordrehzahlregelkreises anhand des Bode-Diagramms: Übertragungsfunktion ohne Vorfilter (Orig), Übertragungsfunktion mit Vorfilter (Ext).

6.2.1 Optimale Zustandsrückführung (LQR)

Ziel der Zustandsrückführung ist es, Regelabweichungen im Frequenzbereich der Eigendynamik der mechanischen Strecke zu reduzieren. Niederfrequente, stationäre Regelabweichungen dürfen zu keiner zusätzlichen nennenswerten Stellgröße des Reglers führen. Bei einer robusten Auslegung dürfen Störungen und Modellungenauigkeiten für Frequenzen, die größer als die Stellgliedodynamik sind, nicht verstärkt werden. Der offene Regelkreis muss daher Bandpass-Charakteristik aufweisen.

Für die Berechnung des Ricatti-Reglers wird die Kupplungs-Sollkapazität m_{K1}^* als Stellgröße und die Verdrehwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega_{Achs}$ als Regelgröße verwendet

$$\mathbf{u} = m_{K1}^* \quad \text{und} \quad \mathbf{z} = \Delta\omega_{Achs}.$$

Die Auslegung der Rückführung erfolgt über die Gewichtung der Stellgröße im Gütemaß (4.33) mit Hilfe des Parameters ρ , siehe Kapitel 4.4 ab Seite 47ff. Abbildung 6.6 zeigt die Anpassung der Regelkreisverstärkung im Bode-Diagramm. Der Parameter ρ beeinflusst maßgeblich die Verstärkung, ohne die Phasenlage zu verändern. Da der Beobachter die Verstärkung des offenen Regelkreises verringert, wird $\rho = \rho_2$ gewählt.

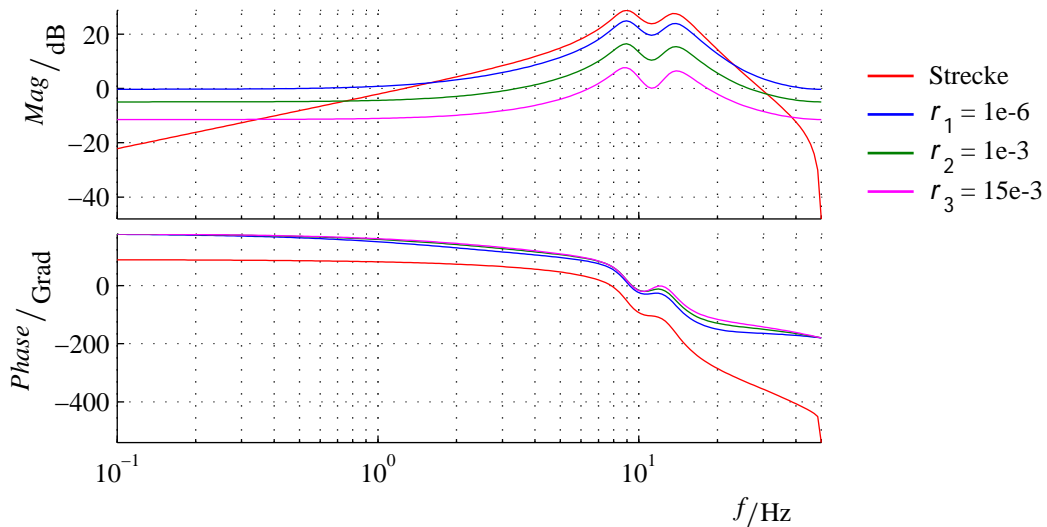


Abbildung 6.6: Einfluss der Gewichtung des Gütemaßes (4.33) mit Hilfe des Auslegungsparameters ρ auf den Frequenzgang der offenen Strecke bei vollständiger Zustandsrückführung mit direkt messbaren Zuständen.

6.2.2 Beobachterentwurf durch Verstärkungsanpassung (LTR)

Die Auslegung des Beobachters für den Ausgangsgrößenregler erfolgt anhand des Parameters σ . Wie in Kapitel 4.5 ab Seite 50 beschrieben, stellt dieser ein Maß für die Genauigkeit der Messwerterfassung dar. Der Parameter wird nicht anhand der real zu erwartenden Varianzen des Messrauschens eingestellt, sondern mit Hilfe der Verstärkungsanpassung im Bode-Diagramm. Mit ihm wird die Frequenz bestimmt, bei der die Amplitude des offenen Regelkreises mit ≤ -40 dB pro Dekade abknickt. Die Robustheit des Regelkreises kann somit variiert werden.

In Abbildung 6.7 sind für verschiedene Werte von σ die Verstärkungen des Regelkreises mit Beobachter und Zustandsrückführung dargestellt. Je größer σ , desto geringer wird die Verstärkung. Für die Fahrzeugversuche wurde der Wert σ_3 verwendet. Die Verstärkung ist nur im Bereich der Eigenfrequenzen nahe eins. Für Frequenzen oberhalb der Stellglieddynamik liegt eine geringe Verstärkung vor.

6.2.3 Bestimmung signifikanter Nullstellen

Als weiteres Bewertungskriterium der Auslegung des Beobachters wird die Lage der Beobachter-Polstellen herangezogen. Für eine hohe Robustheit sollten sich diese in der Nähe der signifikanten Nullstellen der Strecke befinden.

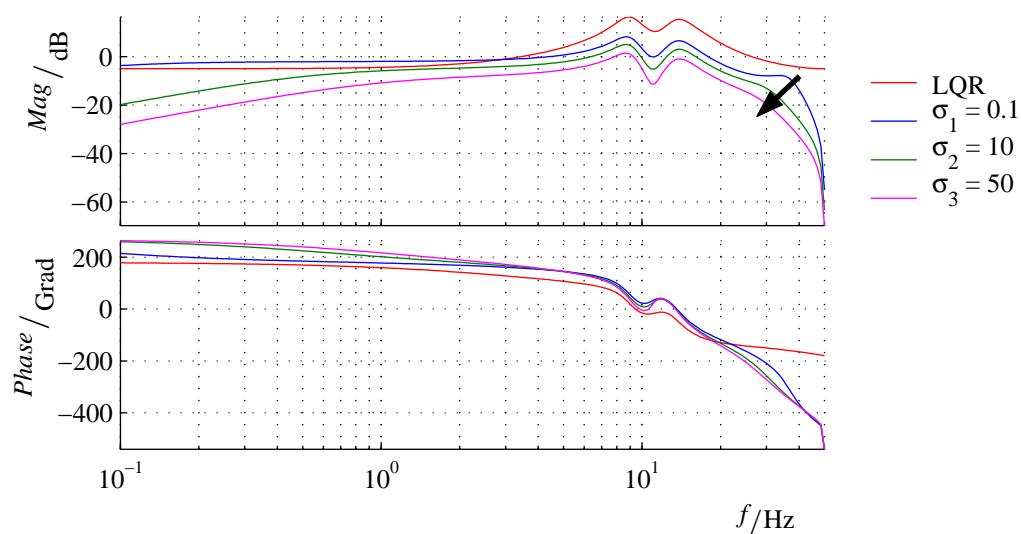
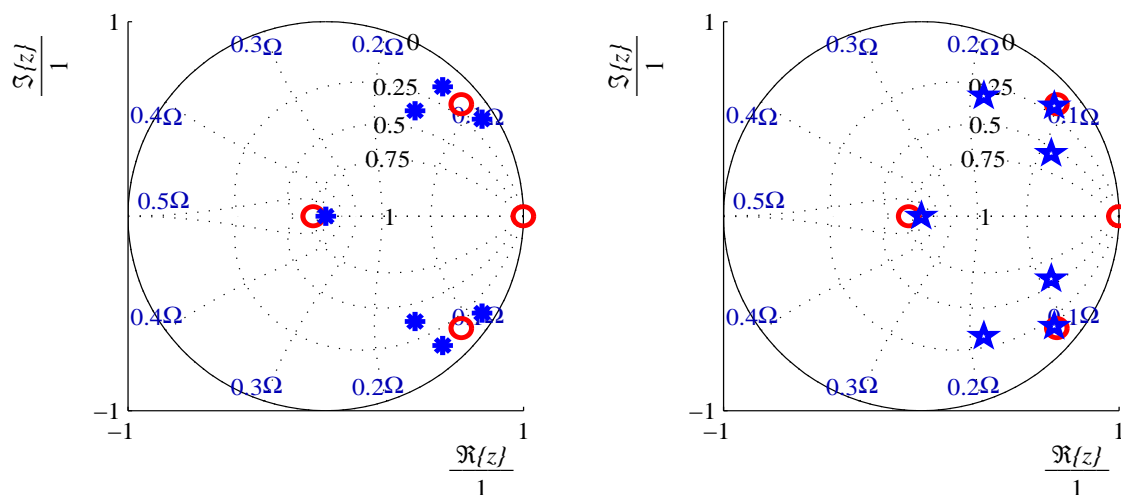


Abbildung 6.7: Einfluss des Auslegungsparameters σ auf den Frequenzgang der offenen Strecke bei vollständiger Zustandsrückführung mit Hilfe eines Beobachters.



(a) Vergleich der Nullstellen der Strecke (rot) mit den Polstellen der mittels einer vollständigen Zustandsrückführung geregelten Strecke (blau).

(b) Vergleich der Nullstellen der Strecke (rot) mit den Polstellen des ausgelegten Beobachters (blau).

Abbildung 6.8: Kompensation der signifikanten Nullstellen der Strecke durch die Beobachterpole.

Nullstellen werden als signifikant bezeichnet, wenn diese im unmittelbaren Bereich der Polstellen der mittels einer vollständigen Zustandsrückführung geregelten Strecke liegen. Abbildung 6.8 zeigt die Pol- und Nullstellenverteilung. Wie in der linken Hälfte zu erkennen, befinden sich drei Nullstellen der Strecke nahe den Polstellen des geregelten Kreises, sie sind somit als signifikante Nullstellen einzustufen. Die Pole des ausgelegten Beobachters sind in der rechten Hälfte dargestellt. Alle drei signifikanten Nullstellen werden durch das Kalman-Filter kompensiert.

6.3 Auslegung der Beobachter des Zustandsreglers

Für den Zustandsregler wird der Soll- und der Ist-Zustandsvektor \mathbf{x}^* und \mathbf{x} zur Bildung der Regeldifferenz \mathbf{e} benötigt². Beide Vektoren werden mittels zweier Kalman-Filter geschätzt³, die mit unterschiedlichen Kovarianzmatrizen und Streckenmodellen auszu-legen sind. Das Motormoment m_{Mot} und das Kupplungssollmoment m_{K1}^* sind die Eingangsgrößen der Strecke. Der Kupplungsdruck p_{K1M} , die Verdrehwinkelgeschwindigkeit $\Delta n_{EW1RadM}$ und der Verdrehwinkel zwischen Eingangswelle und Rad $\Delta \phi_{EW1RadM}$ werden durch Sensoren erfasst

$$\mathbf{u} = [m_{Mot}, m_{K1}^*]^T \quad \text{und} \quad \mathbf{y} = [p_{K1M}, \Delta n_{EW1RadM}, \Delta \phi_{EW1RadM}]^T. \quad (6.1)$$

Die unterschiedliche Genauigkeit der Messwerte ist durch die Gewichtungen der Diagonalelemente der Kovarianzmatrix des Messrauschens berücksichtigt, siehe Gleichung (4.43). Der Sollwert-Beobachter B_G^* wurde im Vergleich zum Istwert-Beobachter B_G mit wesentlich geringeren Varianzen für das Prozessrauschen ausgelegt. Dies führt zu einer verstärkten Kopplung der geschätzten Soll-Zustände mit dem Soll-Streckenmodell. Die Bewertung der Beobachterparametrierung erfolgt anhand von ausgewählten Sprungantworten (Abbildung 6.9).

Die linke Hälfte der Abbildung zeigt bei Anregung des Filters durch eine der drei Messgrößen die aus den geschätzten Zuständen rekonstruierte entsprechende Messgröße. Gut zu erkennen sind die unterschiedlichen Gewichtungen der Sensorwerte des Istwert-Beobachters B_G zueinander. Dem Messwert des Kupplungsdrucks p_{K1M} ist die größte Varianz zugeordnet worden. Der geschätzte Druck $p_{K1M}^\#$ folgt bei fehlender Streckenanregung dem gemessenen Druck p_{K1M} kaum. Dahingegen bestehen zwischen

²siehe Kapitel 4.8.1

³siehe Kapitel 4.5

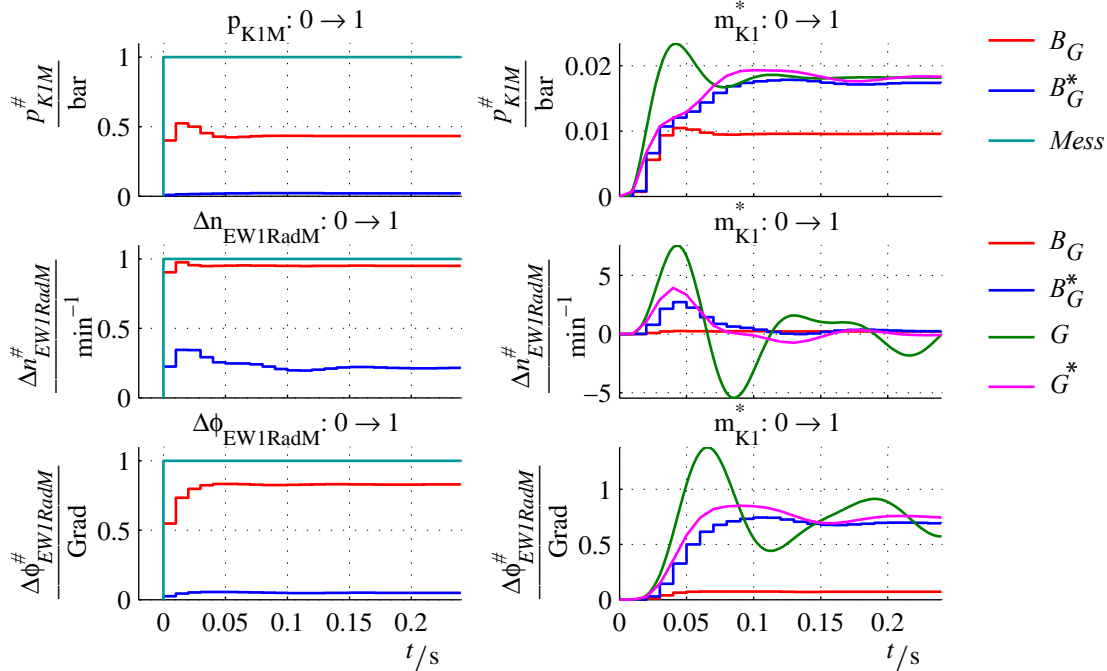


Abbildung 6.9: LINKS: Vergleich der Sprungantworten der rekonstruierten Messgrößen des Soll-Zustandschätzers (B_G^*) mit denen des Ist-Zustandsschätzers (B_G) bei Anregung durch die entsprechende Messgröße. RECHTS: Rekonstruierte Messgrößen bei Anregung der Beobachter durch einen Stellgrößen-Einheitssprung.

dem Schätzwert der Differenzgeschwindigkeit $\Delta n_{EW1Rad}^{\#}$ und dem gemessenen Wert $\Delta n_{EW1RadM}$ kaum Differenzen.

Die unterschiedliche Gewichtung von Prozess- zu Messrauschen bei der Auslegung der beiden Filter ist in den Amplituden der Verläufe wiederzufinden. Der Einfluss der Messwerte auf die Soll-Zustände ist wesentlich geringer als auf die Ist-Zustände.

Die rechte Hälfte der Abbildung zeigt die Auswirkung eines Stellgrößensturms m_{K1}^* auf dieselben Zustandsgrößen. Neben den Beobachterzuständen ist das Soll- und Istverhalten der Strecke G und G^* dargestellt. Der Sollwert-Beobachter B_G^* folgt wie gewünscht dem Sollverhalten der Strecke G^* . Die Zustände des Istwert-Beobachters B_G verändern sich dagegen bei fehlenden adäquaten Messwerten nur geringfügig.

Das Bode-Diagramm in Abbildung 6.10 vergleicht die Übertragungsfunktionen der unregulierten Strecke mit der Ausgangsgröße Δn_{EW1Rad} (Strecke_{y1}), die Singulärwerte der unregulierten Strecke mit allen drei sensierten Ausgangsgrößen (Strecke_{y3}) und die Übertragungsfunktionen der Strecke mit vollständiger Zustandsrückführung (LQR) und der Strecke mit Beobachter und Zustandsrückführung (LTR) miteinander.

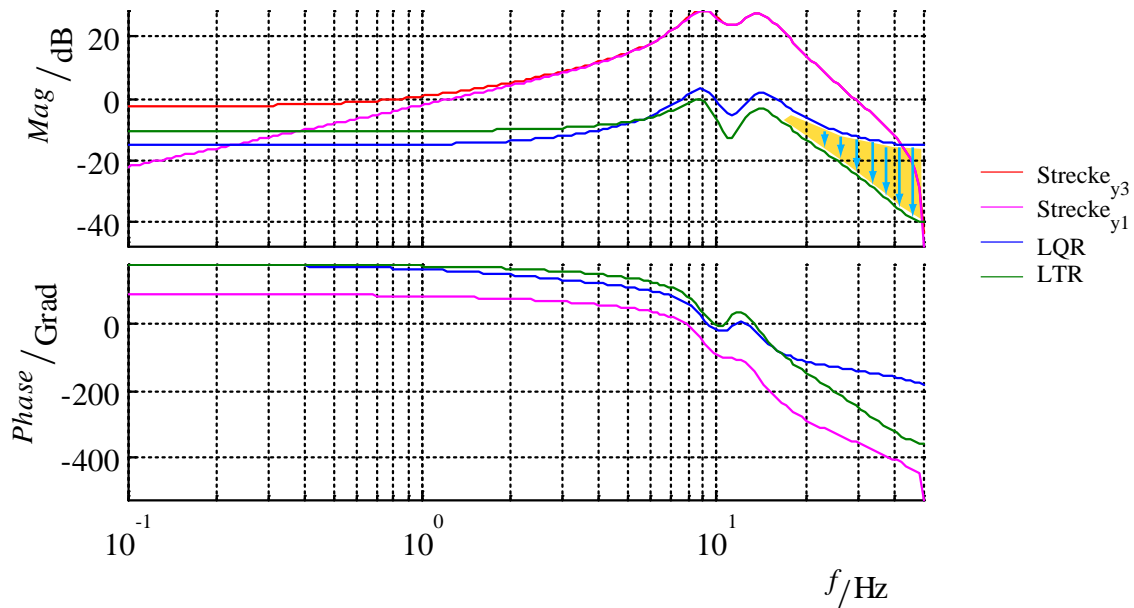


Abbildung 6.10: Streckenverstärkung des Eingrößensystems (Strecke_{y1}) und der Singulärwerte der vollständigen Streckenbeschreibung mit drei Ausgangsgrößen (Strecke_{y3}). Den Einfluss der Zustandsrückführung auf das offene Streckenverhalten zeigt die Kurve LQR. Durch den Beobachter (LTR) wird eine höhere Robustheit gegenüber Störungen erzielt (Reduktion der Verstärkung bei hohen Frequenzen).

Durch den Beobachter wird die Verstärkung im Bereich hoher Frequenzen ($f > 20 \text{ Hz}$) wie gewünscht reduziert. Damit wird die Robustheit gegenüber Messstörungen und Modellungenauigkeiten erhöht.

6.4 Simulation des geschlossenen Regelkreises

Für die Grundsatzuntersuchungen wird das in Abbildung 4.7 vorgestellte Regelungskonzept verwendet. In der Simulation wird gezeigt, wie der beschriebene Ansatz zur Dämpfungsregelung einen instabilen Antriebsstrang während des Anfahrvorgangs stabilisiert.

6.4.1 Dämpfungsregelung während der Anfahrt

Vorfilter und Regler werden mit einer Abtastzeit von 10 ms berechnet. Die Strecke ist zeitkontinuierlich in den Regelkreis eingebunden. Das Motormoment M_{Mot} wird wäh-

rend des Anfahrens innerhalb der ersten zwei Sekunden mit einem Gradienten von 50 Nm/s erhöht (linke Hälfte von Abbildung 6.12). Anschließend bleibt das Motormoment konstant auf 100 Nm.

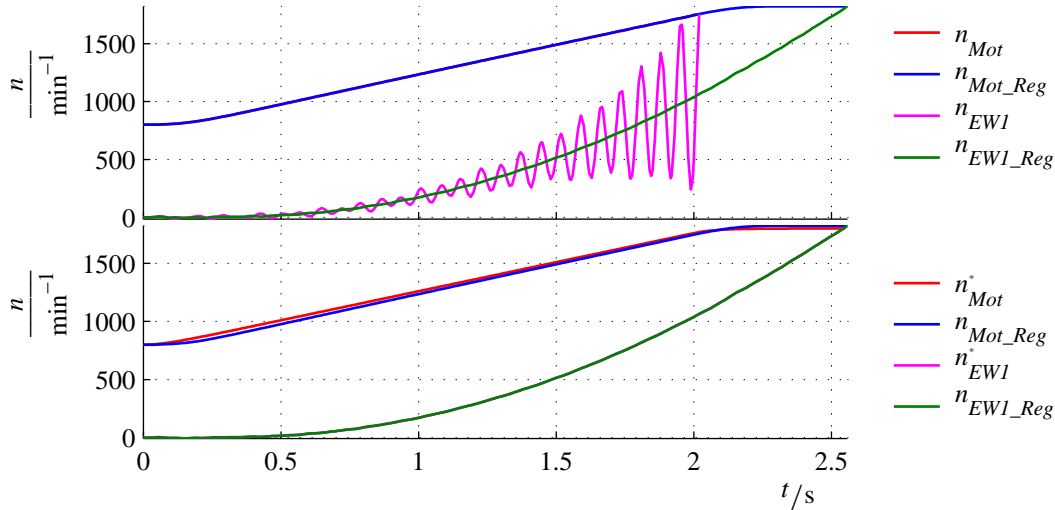


Abbildung 6.11: *OBEN:* Vergleich der Motor- und Eingangswellendrehzahl während einer Anfahrt ohne aktiver Dämpfung (n_{Mot} , n_{EW1}) und mit aktiver Dämpfung (n_{Mot_Reg} , n_{EW1_Reg}). *UNTEN:* Vergleich der Ist-Drehzahlen (n_{Mot_Reg} , n_{EW1_Reg}) im geregelten Fall mit den entsprechenden Sollwerten (n_{Mot}^* , n_{EW1}^*). Der Sollwert des aktiven Dämpfungsreglers ist dabei auf die Eingangswellendrehzahl transformiert.

Abbildung 6.11 zeigt die resultierenden Verläufe der Motor- und Eingangswellendrehzahl n_{Mot} und n_{EW1} . Die obere Hälfte zeigt einen Vergleich der Drehzahlen zweier Anfahrten mit (n_{Mot_Reg} und n_{EW1_Reg}) und ohne aktivem Dämpfungsregler (n_{Mot} und n_{EW1}). Die Schwingungen der Eingangswellendrehzahl n_{EW1} können durch die Dämpfungsregelung unterdrückt werden, das System wird stabilisiert. Die Motordrehzahl n_{Mot} ist in beiden Simulationen nahezu identisch. Der Dämpfungsregler hat praktisch keinen Einfluss auf die Motordrehzahl. Die Eingangswellendrehzahl im geregelten Fall n_{EW1_Reg} liegt genau auf dem Mittelwert der oszillierenden Eingangswellendrehzahl im unregulierten Fall n_{EW1} . Die Schwingungen werden somit unterdrückt, ohne das niederfrequente Verhalten von Motor- und Eingangswelle zu verändern.

In der unteren Hälfte der Abbildung 6.11 ist der Sollwert der Motordrehzahlregelung n_{Mot}^* und der auf die Eingangswelle transformierte Sollwert der aktiven Dämpfung n_{EW1}^* dargestellt. Diese werden mit den Ist-Drehzahlen des Triebstrangs im geregelten Fall n_{Mot_Reg} und n_{EW1_Reg} verglichen. Die Istwerte folgen beiden Sollwerten mit gerin-

ger Regelabweichung. Damit ist gezeigt, dass es möglich ist, mit einer Stellgröße zwei Sollwerten zu folgen, wenn diese im Frequenzbereich entkoppelt sind.

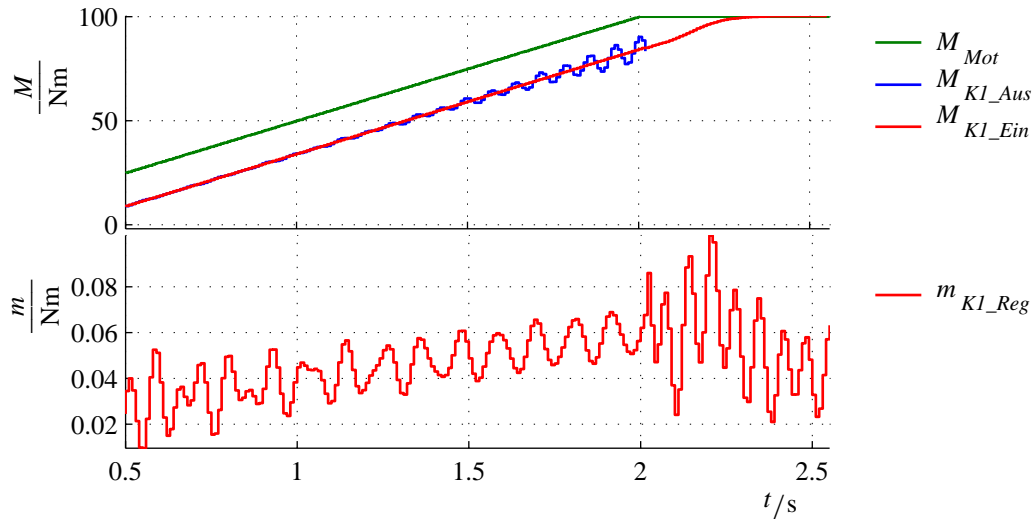


Abbildung 6.12: *OBEN:* Motormoment M_{Mot} und die Stellgröße Kuppplungsmoment während der Anfahrt ohne Dämpfungsregelung M_{K1_Aus} und mit aktiver Dämpfungsregelung M_{K1_Ein} . *UNTEN:* Regleranteil des Dämpfungsreglers m_{K1_Reg} .

Abbildung 6.12 zeigt die zugehörigen Regler-Stellgrößen. In der oberen Hälfte ist das Motormoment und die Kuppplungssollkapazität dargestellt. Die untere Hälfte gibt die Stellgröße des stabilisierenden Dämpfungsreglers wieder.

Die Schwingungen der Eingangswelle haben über den Reibwertverlauf der Kupplung Rückwirkungen auf das Kuppplungsmoment und somit auf die Motordrehzahl. Der Motordrehzahlregler bewirkt eine Mitkopplung, die das Aufschwingen der Eingangswelle unterstützt. Diese Rückwirkung wird durch die Lage der Nullstellen des Vorfilters deutlich reduziert.

Die zur Stabilisierung des Abtriebs benötigte Stellgröße beträgt ca. 0,02 Nm. Dies erfordert im Fahrzeug eine nahezu hysteresefreie Ansteuerung der Kuppplungskapazität.

6.4.2 Einfluss der Abtastschrittweite

Ein Sprung im Gradienten des Motormoments M_{Mot} führt zu einem erhöhten Stellgrößeneingriff (Abbildung 6.12). Anhand eines Motormomentensprungs wird der Einfluss der Diskretisierungs-Schrittweite auf die Regelgüte gezeigt.

Abbildung 6.13 vergleicht das Verhalten des geschlossenen Regelkreises bei einem

Momentensprung von 50 Nm für zwei Dämpfungsregler mit unterschiedlichen Abtastschrittwerten.

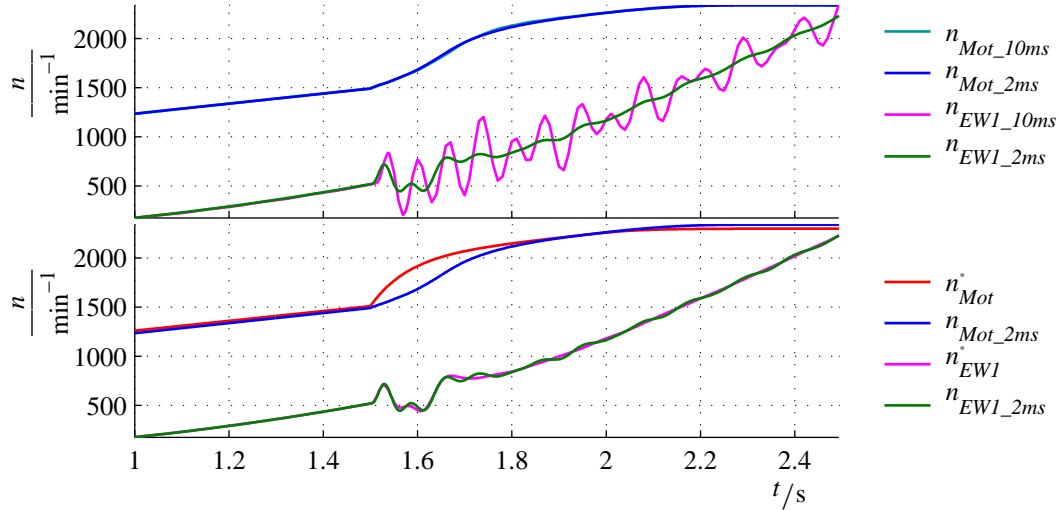


Abbildung 6.13: *OBEN:* Resultierende Motor- und Eingangswellendrehzahl (n_{Mot} , n_{EW1}) bei einer Reglerabtastzeit von $T_0 = 10$ ms und $T_0 = 2$ ms. *UNTEN* Soll- und Istwertverläufe von Motor- und Eingangswellendrehzahl bei einer Abtastzeit von $T_0 = 2$ ms.

Das obere Teilbild der Abbildung 6.13 zeigt die resultierende Motor- und die Eingangswellendrehzahl n_{Mot} und n_{EW1} beider Regler.

Der stark oszillierende Verlauf der Eingangswelle wird durch einen Regler mit einer Abtastschrittweite von 10 ms hervorgerufen. Eine deutliche Verbesserung ist durch die kleinere Schrittweite von 2 ms festzustellen.

Im unteren Teilbild sind die Sollwerte von Motor- und Eingangswellendrehzahl n^*_{Mot} und n^*_{EW1} mit den erzielten Istwerten der Regelung mit 2 ms Abtastzeit n_{Mot_2ms} und n_{EW1_2ms} verglichen. Beide Drehzahlen folgen ihren Sollwerten mit geringer Regelabweichung.

Eine kleinere Abtastzeit trägt somit wesentlich zur Erhöhung der Regelgüte bei. Im Fahrzeug konnte dieser Einfluss aufgrund des festgelegten Kommunikationsaufbaus zwischen Forschungsrechner und Vorortsteuergerät nicht überprüft werden.

7 Experimentelle Ergebnisse

Nach dem Reglerentwurf im vorherigen Kapitel werden nun die Ergebnisse der im Fahrzeug durchgeführten Versuche vorgestellt. Mittels der im Versuchsträger zusätzlich zum Serienstand eingebauten Sensoren zur Messung der Aggregatelage, der Achsmomente und der Triebstrangverdrehwinkel wird die Struktur des Streckenmodells verifiziert. Es wird gezeigt, dass aus den Informationen der Drehzahlsensoren des Triebstrangs auf die Lage des Aggregats geschlossen werden kann. Die im Kapitel 5 vorgeschlagene Modellstruktur wird mit Hilfe eines Vergleiches zwischen dem geschätzten und dem gemessenen Aggregateverdrehwinkel verifiziert. Im Anschluss wird gezeigt, dass sowohl aus der kombinierten Auswertung von Rad- und Getriebedrehzahlsensoren, als auch aus den getriebeinternen Drehzahlsensoren auf das übertragene Moment geschlossen werden kann.

Die dynamische Identifikation der Streckenparameter von Hydraulik und Mechanik erfolgt über eine Anregung der Kupplungssollkapazität mit einem pseudobinären Rauschen. Zur Bewertung der Modellgüte werden die simulierten Ausgangsgrößen des identifizierten Streckenmodells mit den Messgrößen verglichen. Simulations- und Messwerte stimmen dabei gut überein.

Das Kapitel endet mit der Betrachtung des Führungs- und des Störgrößenverhaltens der geschlossenen Strecke in unterschiedlichen Fahrsituationen bei verschiedenen Triebstranganregungen. Zur Beurteilung der aktiven Dämpfungsregelung werden die Messwerte der unregelmäßigen Strecke denen der geregelten Strecke gegenübergestellt.

7.1 Verifikation der Modellstruktur

In diesem Abschnitt wird die Struktur des vorgeschlagenen mechanischen Streckenmodells verifiziert. Ziel ist es, die unterschiedlichen Bezugsebenen der Drehzahlsensoren anhand von Messwerten darzustellen. Im ersten Abschnitt wird der zur Auswertung verwendete Fahrzustand vorgestellt. Anschließend wird die Achsfedersteifigkeit mit

Hilfe des gemessenen Differenzwinkels unter der Berücksichtigung der Aggregatelage bestimmt. Im dritten Teil wird durch die Auswertung der Triebstrangverdrehwinkel die Aggregatelage rekonstruiert und mit der gemessenen Aggregatelage verglichen.

7.1.1 Anregung und Fahrprofil

Die Verifikation der kinematischen Zusammenhänge kann unabhängig vom Zustand der Kupplung erfolgen. Um Störungen durch Reibschwingungen zu vermeiden, wurde daher die Messung bei geschlossener Kupplung im ersten Gang durchgeführt. Abbildung 7.1 zeigt die Anregung durch das Motordrehmoment M_{Mot} und die resultierende Eingangswellendrehzahl n_{EW1} . Es treten sowohl Schubphasen mit Drehmomenten von -40 Nm, als auch Zugphasen mit stationären Drehmomenten im Bereich von 70 Nm bis 250 Nm auf. Um eine Mindestgüte der Drehzahlensignale nicht zu unterschreiten, wurden Stillstandsphasen ausgeschlossen.

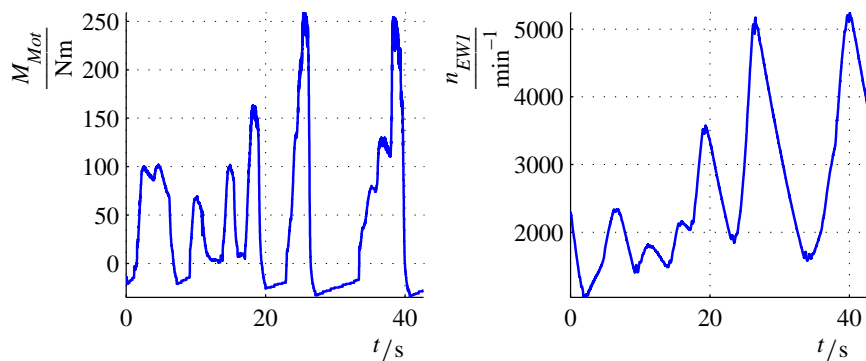


Abbildung 7.1: LINKS: Anregung des Triebstrangs im ersten Gang bei geschlossener Kupplung durch das Motormoment M_{Mot} . RECHTS: Resultierende Eingangswellendrehzahl n_{EW1} .

7.1.2 Identifikation der Aggregatelagersteifigkeit

In der linken Hälfte von Abbildung 7.2 ist die gemessene Lageänderung des Aggregats an der Oberseite s_{AggO} und an der Unterseite s_{AggU} dargestellt. Der daraus berechnete Aggregate-Verdrehwinkel ϕ_{Agg} zeigt das untere Teilbild. Für positive Motormomente $M_{Mot} > 0$ und einer Getriebeübersetzung ungleich dem Rückwärtsgang verlagert sich die Aggregateoberseite zur Fahrgastzelle $s_{AggO} < 0$, die Aggregateunterseite bewegt

sich in Fahrtrichtung $s_{AggU} > 0$ ¹. Da die Aggregatlager in diesem Fall das positive Antriebsmoment abstützen müssen, resultiert ein negativer Aggregateverdrehwinkel $\phi_{Agg} < 0$, siehe Gleichung (3.8).

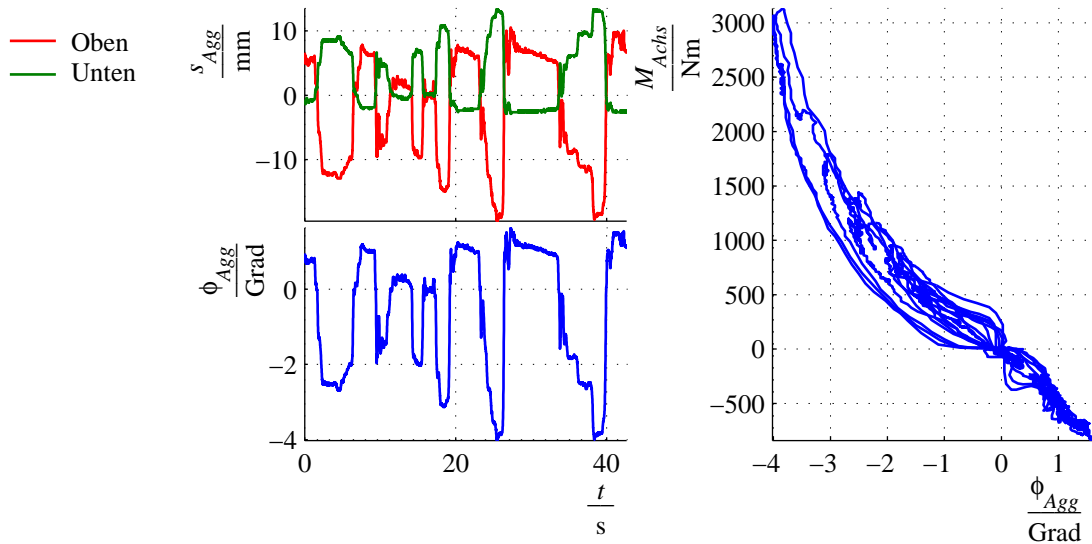


Abbildung 7.2: LINKS: Berechnung des Aggregateverdrehwinkels ϕ_{Agg} aus den Messwerten des unteren s_{AggU} und des oberen Aggregate-Lagesensors s_{AggO} . RECHTS: Zusammenhang zwischen dem gemessenen Summen-Achsmoment M_{Achs} und dem Aggregateverdrehwinkel ϕ_{Agg} .

An der Oberseite verändert das Aggregat aufgrund des abzustützens Drehmoments im Bereich von -20 mm bis +10 mm seine Lage. Dies entspricht einer Winkeländerung von ca. 6° . Die rechte Hälfte der Abbildung 7.2 zeigt das Summen-Antriebsmoment M_{Achs} bestehend aus den beiden gemessenen Teil-Momenten der linken M_{AchsL} und rechten M_{AchsR} Antriebsachse über dem Verdrehwinkel des Aggregats ϕ_{Agg} ².

Mit Hilfe des Zusammenhangs aus Gleichung (3.7) zeigt Abbildung 7.3 das aus dem Achsmoment M_{Achs} und der Aggregatebewegung ω_{Agg} berechnete statische Aggregate-Abstützmoment

$$M_{AggC} = c_{Agg} \phi_{Agg} \approx -M_{Achs} - \underbrace{(d_{Agg} \omega_{Agg} + J_3 \frac{d}{dt} \omega_{Agg})}_{\approx 0}. \quad (7.1)$$

¹siehe Bezugsrichtung in Kapitel 2.2.5.

²Siehe Anordnung der Drehmomentensensorik in Kapitel 2.2.3 und Abbildung 2.7 auf Seite 20.

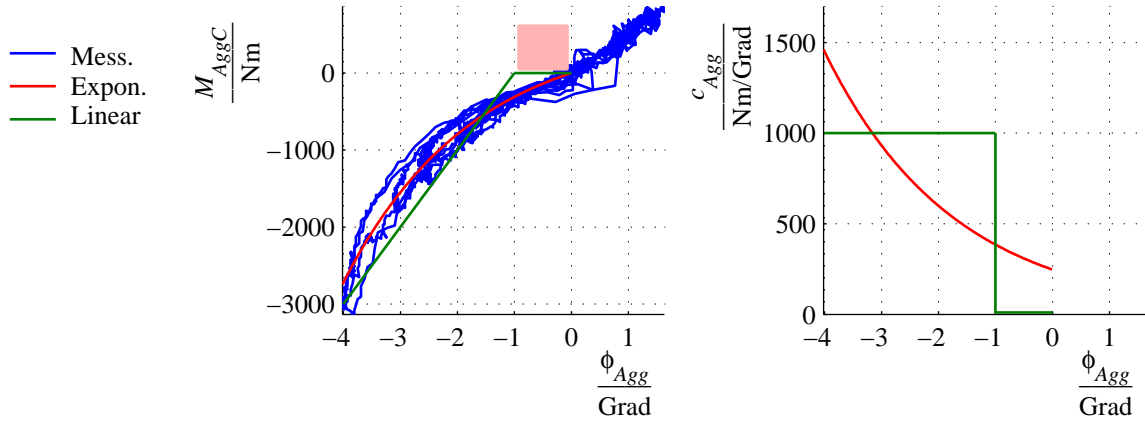


Abbildung 7.3: LINKS: Approximation des statischen Aggregate-Abstützmoments M_{AggC} (Mess.) mit Hilfe eines exponentiellen (Expon.) und eines linearen (Linear) Ansatzes unter Berücksichtigung des Lagerspiels ψ_{Agg} (rosa) von einem Grad. RECHTS: Resultierende Steifigkeitskennlinie der Aggregatelager c_{Agg} bei exponentieller (Expon.) und linearer (Linear) Näherung.

Die zweifache Ableitung des Winkelsignals ϕ_{Agg} nach der Zeit wurde dabei aufgrund der Störverstärkung des Gradientenfilters nicht mit berücksichtigt. Das Abstützmoment M_{AggC} weist nichtlineares Verhalten auf und kann durch zwei unterschiedliche Funktionen angenähert werden. Der exponentielle Ansatz

$$M_{AggC} \approx k_1 (e^{k_2 \phi_{Agg}} - 1) \quad (7.2)$$

mit

$$k_1 = -5460 \text{ Nm} \quad \text{und} \quad k_2 = -0.44 \text{ Grad}^{-1}$$

führt zu der besten analytischen Näherung über den gesamten Arbeitsbereich. Der lineare Ansatz

$$M_{AggC} \approx c_{Agg} (\phi_{Agg} + \psi_{Agg}) \quad \text{für} \quad \phi_{Agg} < -\psi_{Agg} \quad (7.3)$$

setzt sich aus dem Aggregatespiel ψ_{Agg} und der Aggregate-Federsteifigkeit c_{Agg} zusammen. Aus den Messwerten ergibt sich für

$$c_{Agg} = 1000 \text{ Nm/Grad} \quad \text{und} \quad \psi_{Agg} = 1 \text{ Grad.}$$

Die aus diesen beiden Ansätzen resultierende Federsteifigkeit der Aggretagelager c_{Agg}

ist in der rechten Hälfte von Abbildung 7.3 dargestellt. Bei linearer Approximation beträgt die statische Steifigkeit konstant ca. $c_{Agg} = 1000 \text{ Nm/Grad}$. Bei exponentieller Annäherung wächst die Steifigkeit von ca. 300 Nm/Grad auf bis auf 1450 Nm/Grad an. Für Motormomente M_{Mot} um 100 Nm ist die Steifigkeit der exponentiellen Näherung mit der der linearen Näherung nahezu identisch.

7.1.3 Einfluss der Aggregatelage auf die Messung des Triebstrangverdrehwinkels

Der gemessene Verdrehwinkel $\Delta\phi_{EW1RadM}$ zwischen der Eingangswelle und den gemittelten Winkeln beider Vorderräder

$$\Delta\phi_{EW1RadM} = \phi_{EW1M} - i_G 0.5 (\phi_{RadVL} + \phi_{RadVR}) \quad (7.4)$$

ist in dem linken, oberen Teilbild der Abbildung 7.4 dargestellt (Mess)³.

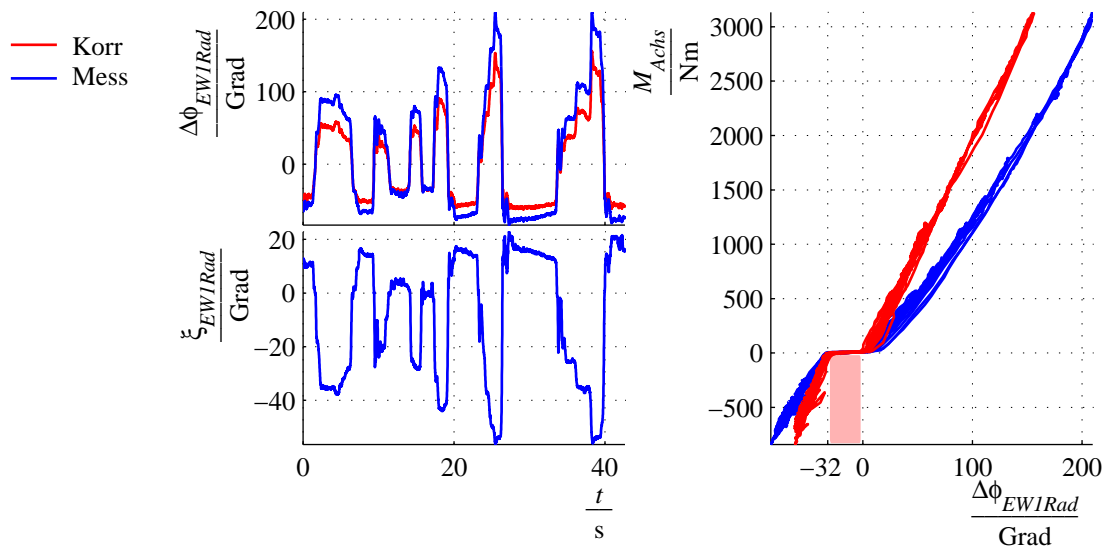


Abbildung 7.4: LINKS: Gemessener $\Delta\phi_{EW1RadM}$ (Mess) und korrigierter $\Delta\phi_{EW1Rad}$ (Korr) Verdrehwinkel des Triebstrangs (Messfehler ξ_{EW1Rad} resultierend aus der Änderung der Aggregatelage ϕ_{Agg}). RECHTS: Zusammenhang zwischen dem gemessenen Summen-Achsmoment M_{Achs} mit dem gemessenen $\Delta\phi_{EW1RadM}$ und dem korrigierten Triebstrangverdrehwinkel $\Delta\phi_{EW1Rad}$. Das Spiel im Triebstrag ψ_{Achs} ist rosa markiert.

³Siehe Anordnung der Drehzahlsensoren in Kapitel 2.2.3 auf Seite 17.

Da die Bezugsebenen der beteiligten Sensoren nicht identisch sind, gibt der Messwert nicht den realen Verdrehwinkel wieder. Wie im Anhang A.2 in Gleichung (A.13) ausgeführt, ergibt sich der Messfehler ξ_{EW1Rad} als Funktion der Aggregatelage ϕ_{Agg} und der Getriebeübersetzung i_G . Der im Triebstrang vorhandene Verdrehwinkel kann somit aus

$$\Delta\phi_{EW1Rad} = \Delta\phi_{EW1RadM} + \xi_{EW1Rad} \quad \text{mit} \quad \xi_{EW1Rad} = i_G \phi_{Agg} \quad (7.5)$$

berechnet werden. Der Messfehler ξ_{EW1Rad} ist im linken, unteren Teilbild der Abbildung 7.4 dargestellt.

Die Kurven des rechten Teilbildes stellen die Abhängigkeit des Summenachsmomentes M_{Achs} über dem gemessenen $\Delta\phi_{EW1RadM}$ (Mess) und dem korrigierten $\Delta\phi_{EW1Rad}$ (Korr) Differenzwinkel dar. Sie zeigen den Einfluss der nichtlinearen Aggregatagersteifigkeit c_{Agg} (siehe Kapitel 7.1.2) auf die Messwerte. Berücksichtigt man diesen Einfluss, wird der erwartete lineare Zusammenhang zwischen Verdrehwinkel und Drehmoment im Triebstrang erkennbar. Daraus resultiert eine gemessene Abtriebssteifigkeit von

$$c_{Achs} \approx \frac{3000 \text{ Nm}}{\frac{150 \text{ Grad}}{i_G}} = 281 \frac{\text{Nm}}{\text{Grad}}. \quad (7.6)$$

Ferner ist neben der Reproduzierbarkeit auf die Auflösung der Differenzwinkelmessung hinzuweisen. Wie aus der Abbildung 7.4 ersichtlich ist, beträgt das Spiel des Antriebstrangs bezogen auf die Raddrehzahlen

$$\psi_{Achs} \approx \frac{32 \text{ Grad}}{i_G} = 2.3 \text{ Grad}. \quad (7.7)$$

Aus der Anzahl der Raddrehzahlimpulse pro Umdrehung ergibt sich aber nur eine diskrete Auflösung von 8.4° . Dies zeigt die erreichte Genauigkeit bei der Berechnung des Verdrehwinkels mithilfe der Winkelprediktion (Gleichung (2.14) auf Seite 19).

Der Zusammenhang zwischen dem gemessenen Verdrehwinkel $\Delta\phi_{EW1RadM}$ und dem übertragenen Drehmoment M_{Achs} im Triebstrang ist eindeutig (Abbildung 7.4). Eine Momentensensierung ist somit ohne zusätzliche Messtechnik, wie z. B. Dehnungsmessstreifen, nur mit der Auswertung der Drehzahlsensoren möglich. Eine Erfassung der Aggregatelage ist aufgrund der Eindeutigkeit zur Bestimmung des Drehmoments nicht nötig. Es ist jedoch notwendig, die Rad- und Eingangswellendrehzahl mit dem selben Steuergerät auszuwerten. Dies ist bei Serienfahrzeugen bisher nicht gegeben.

7.1.4 Drehmomentenschätzung mit Hilfe getriebeinterner Drehzahlsensoren

Das im letzten Abschnitt beschriebene Vorgehen zur Strukturverifikation basiert auf der Annahme eines linearen Zusammenhangs zwischen Drehmoment und Verdrehwinkel des gesamten Antriebsstrangs zwischen Getriebe-Eingangswelle und Rad. Mit Hilfe der Auswertung des Drehzahlsensors am Getriebeabtrieb n_{Ab} , siehe Kapitel 2.2.3, wird ein Maß für den auf die Eingangswelle bezogenen getriebeinternen Verdrehwinkel

$$\Delta\phi_{EW1Ab} = \phi_{EW1} - i_G \phi_{Ab} = i_G \Delta\phi_G \quad (7.8)$$

ermittelt. Mit dieser Größe soll überprüft werden, ob die Linearität zwischen Drehmoment und Verdrehwinkel sowohl innerhalb des Getriebes als auch zwischen Getriebe und Rad vorliegt. Zu diesem Zweck wird die im Kapitel 5.2.3 auf Seite 66 eingeführte Achssteifigkeit c_{Achs} in die Reihenschaltung der Teilsteifigkeiten von Getriebe c_G und Abtrieb c_{Ab} untergliedert

$$c_{Achs} = \frac{c_{Ab} c_G}{c_{Ab} + c_G}. \quad (7.9)$$

Das erweiterte Ersatzschaltbild des Triebstrangs ist in Abbildung 7.5 dargestellt. Es zeigt die Lage der Abtriebsdrehzahlmessung n_{Ab} an der Trägheit J_4 und die Lage der neu eingeführten Ersatzsteifigkeiten des Getriebes c_G und des Abtriebs c_{Ab} .

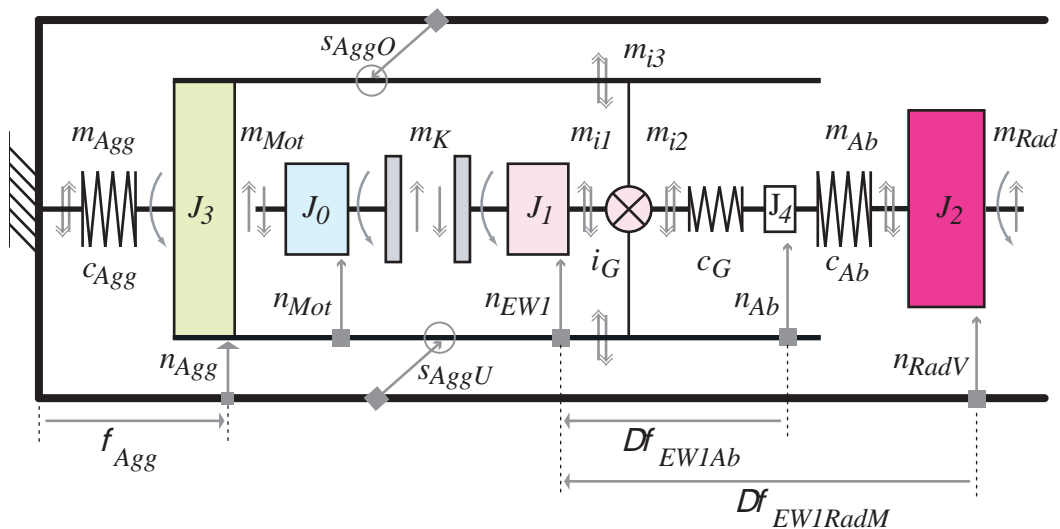


Abbildung 7.5: Ersatzschaltbild des Triebstrangs erweitert um die Getriebesteifigkeit. Die Achssteifigkeit c_{Achs} wird in die Steifigkeiten des Getriebes c_G und des Abtriebs c_{Ab} unterteilt.

Ferner wird gezeigt, in wie weit sich die getriebeinterne Erfassung des Verdrehwinkels $\Delta\phi_{EW1Ab}$ eignet, um auf das übertragene Moment im Triebstrang zu schliessen. Die Berechnung des Triebstrangmoments auf diese Weise zeichnet sich durch zwei Vorteile aus:

- Im Gegensatz zu den Raddrehzahlsensoren stehen sowohl der Getriebe-Eingangswellendrehzahlsensor n_{EW1} als auch der Getriebe-Abtriebsdrehzahlsensor n_{Ab} dem Getriebesteuergerät direkt zur Auswertung zur Verfügung. Die Messung dieses Verdrehwinkels ist somit ohne Umbauten am Kabelstrang des Fahrzeugs möglich.
- Beide Sensoren erfassen die Drehzahlen relativ zu der Aggregatebewegung. Der aus den Messwerten berechnete Differenzwinkel $\Delta\phi_{EW1Ab}$ zwischen Eingangswelle und Abtrieb

$$\begin{aligned}
 \Delta\phi_{EW1Ab} &= \phi_{EW1M} - i_G \phi_{AbM} \\
 &= (\phi_{EW1} - \phi_{Agg}) - i_G \left(\frac{\phi_{EW1} - \phi_{Agg} + i_G \phi_{Agg}}{i_G} - \Delta\phi_G - \phi_{Agg} \right) \\
 &= i_G \Delta\phi_G
 \end{aligned} \tag{7.10}$$

entspricht dem mit der Übersetzung i_G gewichteten Getriebeverdrehwinkel $\Delta\phi_G$ und muss nicht korrigiert werden. Da alle getriebeinternen Drehzahlsensoren dasselbe Bezugssystem verwenden, hat eine Änderung der Aggregatelage keinen Einfluss auf die Erfassung des Differenzwinkels zwischen Eingangswelle und Abtrieb.

Durch die relativ geringen Verdrehwinkel zwischen Eingangswelle und Abtrieb ist jedoch bei der getriebeinternen Differenzwinkelerfassung eine reduzierte Auflösung zu erwarten.

Bestimmung der Getriebesteifigkeit

In der linken Hälfte der Abbildung 7.6 ist der reale Verdrehwinkel des gesamten Triebstrangs $\Delta\phi_{EW1Rad}$ über den im Getriebe gemessenen Differenzwinkel $\Delta\phi_{EW1Ab}$ aufgetragen. Zwischen diesen Differenzwinkeln besteht ein linearer Zusammenhang. Für das Verhältnis der Verdrehwinkel und damit der Steifigkeiten zueinander gilt

$$\frac{\Delta\phi_{EW1Ab}}{\Delta\phi_{EW1Rad}} = \frac{c_{Achs}}{c_G} = \frac{11.75}{150} = 12.77. \tag{7.11}$$

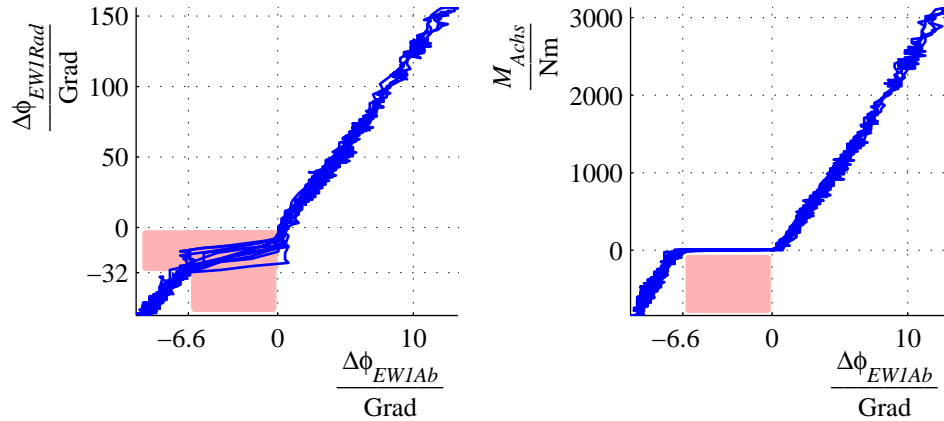


Abbildung 7.6: *LINKS:* Linearer Zusammenhang zwischen dem getriebeinternen gemessenen Verdrehwinkel $\Delta\phi_{EW1Ab}$ und dem korrigierten Triebstrangverdrehwinkel $\Delta\phi_{EW1Rad}$. *RECHTS:* Linearer Zusammenhang zwischen dem übertragenen Achsmoment M_{Achsh} und dem getriebeinternen Verdrehwinkel $\Delta\phi_{EW1Ab}$.

Die Steifigkeit des Getriebes c_G ist gegenüber der Gesamtsteifigkeit c_{Achsh} ca. 13-mal größer und ergibt sich somit zu

$$c_G = 12.77 \cdot c_{Achsh} = 3575 \text{ Nm/Grad.} \quad (7.12)$$

Nach Umstellen der Gleichung (7.9) berechnet die Abtriebsteifigkeit c_{Ab} zu

$$c_{Ab} = \frac{c_G c_{Achsh}}{c_G - c_{Achsh}} = 303 \text{ Nm/Grad.} \quad (7.13)$$

Aus dem direkten Zusammenhang zwischen dem getriebeinternen Verdrehwinkel $\Delta\phi_{EW1Ab}$ und dem übertragenen Achsmoment M_{Achsh} (rechtes Teilbild der Abbildung 7.6) folgt ebenfalls

$$c_G = \frac{3000 \text{ Nm}}{\frac{11.8 \text{ Grad}}{i_G}} = 3575 \text{ Nm/Grad.} \quad (7.14)$$

Bestimmung des Triebstrangspiels

Die Lose im Triebstrang sind in der Abbildung 7.6 in rosa dargestellt. Das auf die Abtriebsdrehzahl bezogene Getriebespiel ψ_G ergibt sich zu

$$\psi_G = \frac{6.6 \text{ Grad}}{i_G} = 0.47 \text{ Grad.} \quad (7.15)$$

Das Spiel im Abtrieb ψ_{Ab} ergibt sich dann aus den Gleichungen (7.7) und (7.15) zu

$$\psi_{Ab} = \psi_{Achs} - \psi_G = 1.83 \text{ Grad.} \quad (7.16)$$

Das Getriebespiel ψ_G ist damit gegenüber der Lose im Abtrieb ψ_{Ab} wesentlich kleiner.

Einfluss der Getriebesteifigkeit und -trägheit auf das dynamische Streckenverhalten

Der Einfluss der Trägheit J_4 und der Getriebesteifigkeit c_G auf das dynamische Verhalten des Triebstrangs wird anhand des realen Achsverdrehwinkels $\Delta\phi_{EW1Rad}$ und des rekonstruierten Verdrehwinkels $\Delta\hat{\phi}_{EW1Rad}$ überprüft. Die Rekonstruktion erfolgt dabei auf Basis der Gleichung (7.11) mit dem gemessenen getriebeinternen Differenzwinkel $\Delta\phi_{EW1Ab}$. Die Schätzgleichung lautet

$$\Delta\hat{\phi}_{EW1Rad} = 12.77 \cdot \Delta\phi_{EW1Ab}. \quad (7.17)$$

Die obere Hälfte der Abbildung 7.7 vergleicht diese Winkel für positive Achsmomente miteinander.

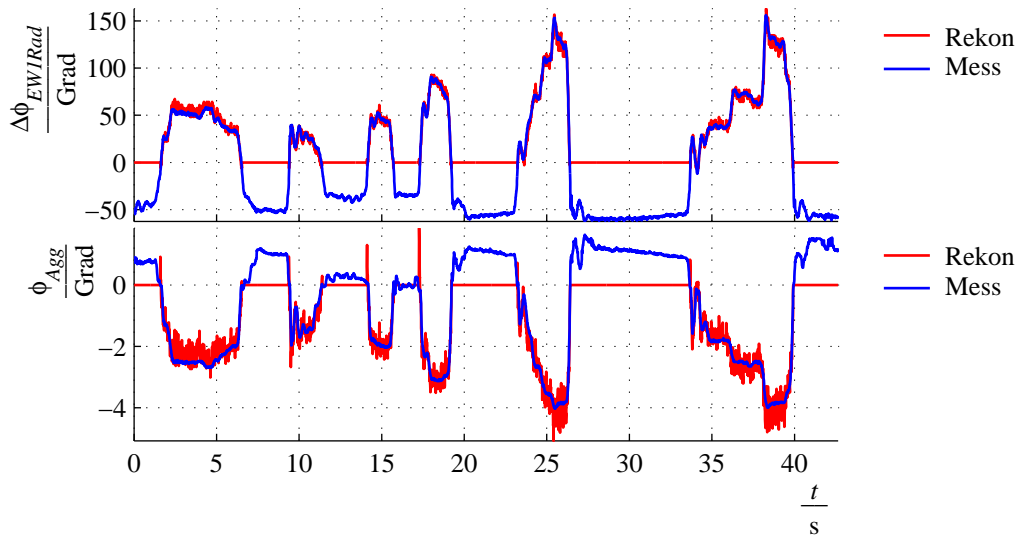


Abbildung 7.7: *OBEN:* Vergleich des gemessenen (‘Mess’, mit Hilfe der Drehzahl- und Aggregatlagensensoren) Triebstrangverdrehwinkels $\Delta\phi_{EW1Rad}$ mit dem rekonstruierten (‘Rekon’, mittels der getriebeinternen Drehzahlsensoren) Verdrehwinkel. *UNTEN:* Vergleich des gemessenen (‘Mess’, mit Hilfe der Aggregatlagensensoren) Aggregatlagewinkel ϕ_{Agg} mit dem rekonstruierten (‘Rekon’, mittels der Drehzahlsensoren im Getriebe und am Rad) Lagewinkel.

Die Amplituden beider Signale sind für positive Achsmomente über den gesamten Zeitbereich nahezu identisch. Die dynamischen Vorgänge werden durch den getriebeinternen Winkel ohne Phasenversatz nachgebildet. Da $J_4 \ll J_2$ und $c_G \gg c_{Ab}$ ist, gilt die in der Modellbildung der Strecke getroffene Zusammenfassung der Steifigkeiten unter Vernachlässigung der Trägheit. Aufgrund der um den Faktor 12.77 kleineren getriebeinternen Verdrehwinkel erhöht sich die Varianz des Messrauschens wie erwartet. Die Auflösung erscheint jedoch ausreichend, um auch dynamisch auf den realen Triebstrangverdrehwinkel zu schließen, und damit ein Maß für das aktuell übertragene Triebstrangmoment zu generieren.

Zur Beurteilung der Signalgüte und der Modellfehler wird mit dem rekonstruierten Verdrehwinkel $\Delta\hat{\phi}_{EW1Rad}$ und dem gemessenen Verdrehwinkel $\Delta\phi_{EW1RadM}$ auf die Aggregatelage $\hat{\phi}_{Agg}$ geschlossen. Dabei wird der Zusammenhang

$$\hat{\phi}_{Agg} = \frac{\Delta\hat{\phi}_{EW1Rad} - \Delta\phi_{EW1RadM}}{i_G} \quad (7.18)$$

verwendet, siehe Gleichung (A.12) im Anhang A.2. Aus dem Vergleich mit der gemessenen Lage (Mess), dargestellt im unteren Teilbild von Abbildung 7.7, ist zu erkennen, dass der Aggregatewinkel ϕ_{Agg} aus den Informationen der Drehzahlsensoren des Triebstrangs berechnet werden kann. Die Struktur des Streckenmodells mit seinen unterschiedlichen Bezugsebenen ist somit verifiziert.

7.2 Dynamische Identifikation der Streckenparameter

Das Streckenmodell ist in die Subsysteme Hydraulik und Mechanik aufgeteilt. Durch die Vorgabe von Kupplungssollmomenten werden diese Strecken im Fahrzeug bei im Schlupf befindlicher Kupplung dynamisch angeregt. Aus den Systemantworten werden die Parameter über eine Optimierung ermittelt. Die Messungen sind über die ECP-Schnittstelle aufgezeichnet (siehe Kapitel 2.2.6 auf Seite 25), da diese eine höhere zeitliche Auflösung ermöglicht. Die Beurteilung der Güte der Identifikation erfolgt über den Vergleich zwischen den Messwerten und den simulierten Ausgangsgrößen.

Wahl des Anregungssignals

Für die Identifikation der Modellparameter wird die Strecke mit einem pseudobinären Rauschen angeregt. Die Realisierung erfolgt über ein Schieberegister der Länge r . Die

Filterkoeffizienten des zeitdiskreten Filters werden durch sog. primitive Polynome definiert. Eine Auflistung der Koeffizienten für unterschiedliche Registerlängen ist bei [Lüke \(1992\)](#) angegeben. Durch sie werden lineare Maximalfolgen erzeugt, die eine maximal mögliche Periodenlänge von $2^r - 1$ Abtastschritten besitzen.

7.2.1 Hydraulik

Die Eigenschaften der Hydraulikstrecke werden durch Angaben über Totzeit T_{Tot} , Verstärkung K_{m2p} , Kennkreisfrequenz ω_{Hyd} und den Dämpfungsgrad D_{Hyd} festgelegt (siehe Kapitel [5.2.1](#) auf Seite [64](#)).

Bestimmung der Totzeit

Zur Ermittlung der Totzeit werden 72 Sprungantworten mit einer variablen Höhe zwischen 1 bar und 2 bar ausgewertet (Abbildung [7.8](#)).

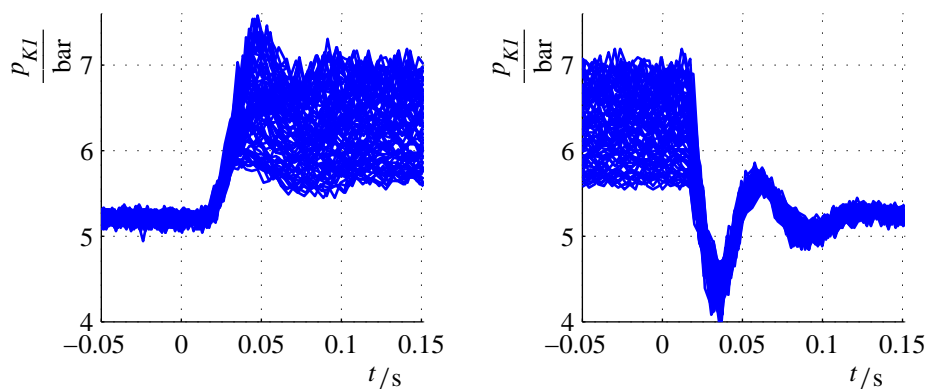


Abbildung 7.8: *LINKS:* 72 gemessene Sprungantworten des Kupplungsdrucks p_{KI} in positiver Richtung mit einem Minimaldruck von ca. 5 bar und einer variierten Sprunghöhe von 1 bar bis 2 bar. *RECHTS:* Entsprechende Sprungantworten in negativer Richtung.

Die Anregung erfolgt im Kleinsignalbereich in positiver und negativer Richtung mit einem Minimaldruck von 5 bar. Für den besseren Vergleich wurde der gemessene Druck auf die jeweilige Amplitude der Anregung bezogen. Die umgerechneten Antworten sind in [Abbildung 7.9](#) dargestellt.

Wie in der linken Hälfte der [Abbildung](#) zu sehen ist, besitzt die Hydraulik eine gute Reproduzierbarkeit. Das unterschiedliche Verhalten zwischen den positiven und den negativen Sprungantworten liegt u. a. an der Wahl des Hauptdruckniveaus. Die rechte

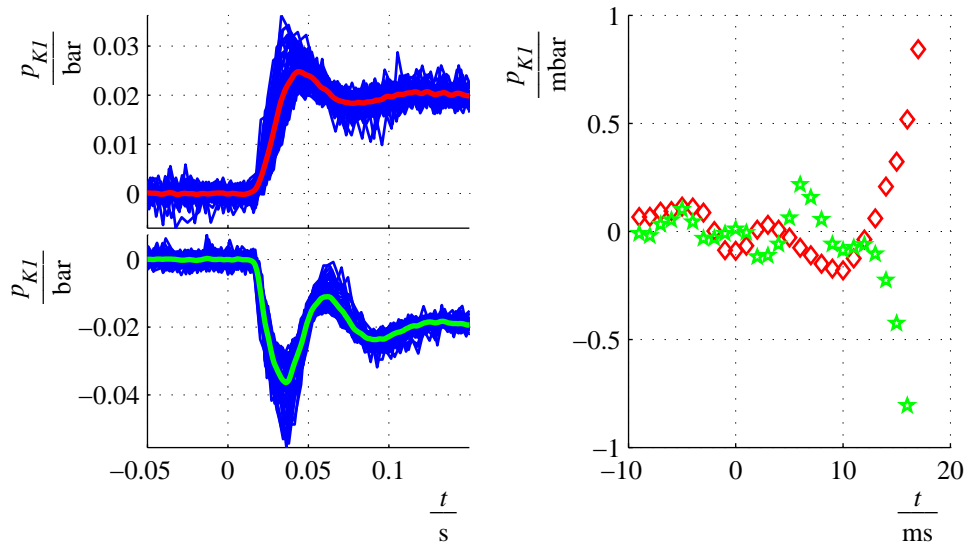


Abbildung 7.9: *LINKS:* Die auf eine Anregung mit dem Einheitsprung ($m_{K1}^* : 0 \rightarrow 1 \text{ Nm}$) umgerechneten Sprungantworten der Hydraulikstrecke. *RECHTS:* Gemittelte und zeitlich gestreckte Sprungantworten.

Hälfte zeigt den Ausschnitt der ersten 30 ms der gemittelten Sprungantworten. Wie dem Diagramm zu entnehmen ist, beträgt die Totzeit

$$T_{Tot} \approx 12 \text{ ms.}$$

In dem Reglerstreckenmodell wird sie durch eine Totzeit von 10 ms angenähert.

Ferner belegen die Messungen, dass die Kommunikation zwischen dem Forschungs- und dem Getriebesteuergerät, siehe Kapitel 2.2.6 auf Seite 25, ohne variable Laufzeiten ausgeführt wird.

Identifikation der Dynamik

Die Anregung der Hydraulik über das Kupplungssollmoment M_{K1}^* im Kleinsignalbereich zeigt die linke Hälfte der Abbildung 7.10. Der resultierende, auf den Arbeitspunkt \bar{p}_{K1} bezogene Kupplungsdruck p_{K1} (ECP) ist in der rechten Hälfte dargestellt.

Um die Anzahl der Messwerte zu reduzieren, erfolgt eine Abstratenreduktion des gemessenen Kupplungsdrucks $p_{K1_ECP} \rightarrow p_{K1_Red}$ mit Hilfe einer Transformation im Frequenzbereich. Wie der Vergleich zwischen p_{K1_ECP} und p_{K1_Red} zeigt (siehe zeitlich gestreckte Darstellung in der rechten Hälfte von Abbildung 7.10), wird ein geglättetes, nicht phasenverschobenes Signal erzeugt.

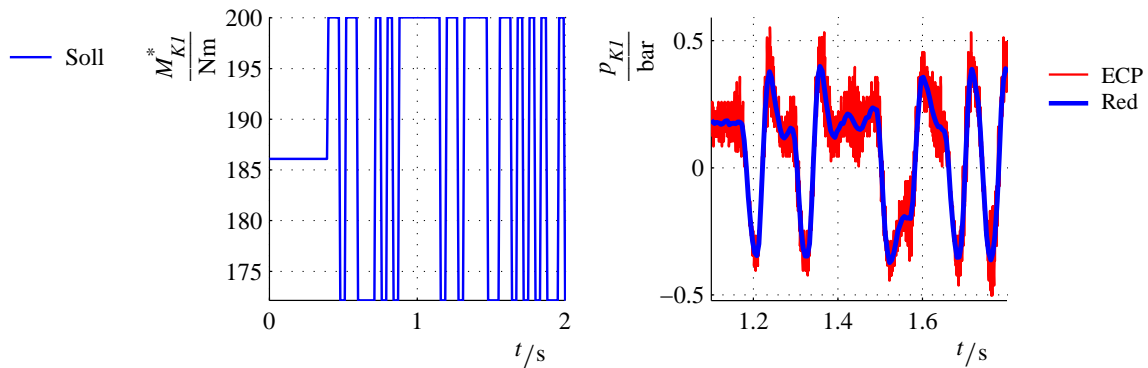


Abbildung 7.10: LINKS: Anregung der Hydraulikstrecke durch das absolute Kuppelungssollmoment M_{KI}^* . RECHTS: Änderung des Kupplungsdrucks p_{KI} um den Arbeitspunkt. Mit 'ECP' ist das zeitlich hochaufgelöste Messwertsignal und mit 'Red' das durch eine Transformation in der Abtastrate reduzierte Signal bezeichnet.

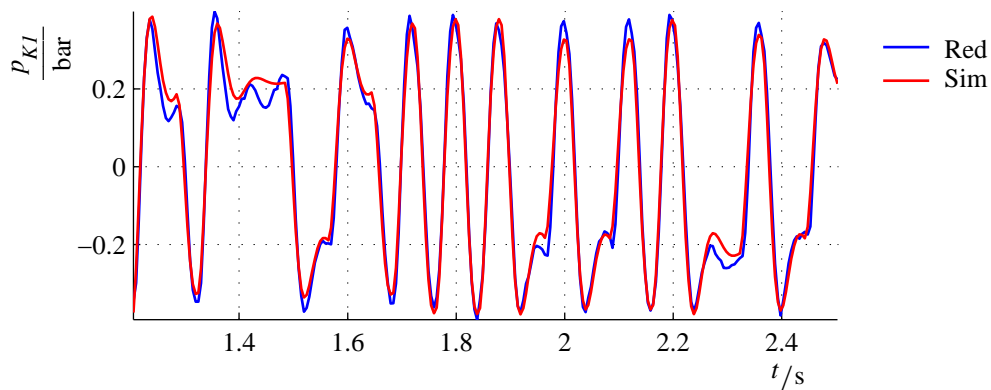


Abbildung 7.11: Vergleich des Kleinsignalverhaltens der Hydraulikstrecke zwischen dem mit den identifizierten Parametern simulierten Druck (Sim) und dem auf den Arbeitspunkt bezogenen, gemessenen Druck (Red).

Tabelle 7.1: Dynamisch identifizierte Streckenparameter der Hydraulik

ω_{Hyd} $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	f_{Hyd} s^{-1}	D_{Hyd} 1	K_{m2p} bar/Nm
95	15	0.37	0.02

Das reduzierte Messwertsignal p_{KI_Red} und die mit den identifizierten Parametern (siehe Tabelle 7.1) simulierte Streckenantwort p_{KI_Sim} zeigt Abbildung 7.11. Das einfache P_{T_2} Modell der Hydraulik gibt die Ventildynamik ausreichend genau wieder.

7.2.2 Mechanik

Die Anregung der mechanischen Strecke erfolgt ebenfalls über die Vorgabe der Kupplungssollkapazität M_{KI}^* . Die Kupplung befindet sich dabei im schlupfenden Zustand. Abbildung 7.12 stellt die resultierenden Drehzahlen dar. Die Motordrehzahl n_{Mot} wird durch die hochfrequente Kupplungsdruckänderung kaum beeinflusst.

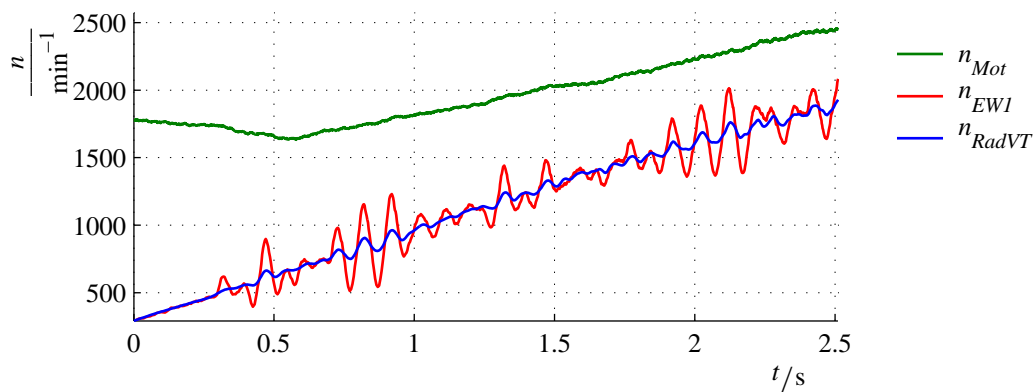


Abbildung 7.12: Resultierende Drehzahlen im Antriebsstrang mit im Schlupf befindlicher Kupplung bei Anregung durch die Kupplungskapazität mit einem PRBS-Signal ($n_{Mot} \equiv$ Motordrehzahl, $n_{EW1} \equiv$ Eingangswelldrehzahl der Primärwelle, $n_{RadVT} \equiv$ auf die Primär-Eingangswelle bezogene gemittelte Raddrehzahlen).

Wie erwartet, sind die Schwingungsamplituden der Eingangswelldrehzahl n_{EW1} gegenüber denen der gemittelten und auf die Eingangswelle bezogenen Raddrehzahl n_{RadVT} deutlich größer.

Für das Teilmodell der Mechanik ist der gemessene Kupplungsdruck p_{KI} die Eingangsgröße. Als Messgrößen für die Identifikation dienen der Verdrehwinkel zwischen Eingangswelle und Rad $\Delta\phi_{EW1Rad}$, die Differenzdrehzahl der Eingangswelle gegenüber dem Rad Δn_{EW1Rad} und der Aggregateverdrehwinkel ϕ_{Agg} .

Die besten Ergebnisse werden erzielt, wenn der zu optimierende Parametersatz die Dämpfungen d_{Agg} und d_{Achs} , die Steifigkeiten der Feder-Dämpfer-Elemente c_{Agg} und c_{Achs} und die beiden Ersatzträgheiten des Aggregats J_3 und der Eingangswelle J_1 beinhaltet. Die identifizierten Streckenparameter sind in Tabelle 7.2 aufgelistet.

Tabelle 7.2: Dynamisch identifizierte Streckenparameter des Triebstrangs

$\frac{d_{Agg}}{\frac{\text{Nm}}{\text{rad s}^{-1}}}$	$\frac{d_{Achs}}{\frac{\text{Nm}}{\text{rad s}^{-1}}}$	$\frac{c_{Agg}}{\frac{\text{Nm}}{\text{Grad}}}$	$\frac{c_{Achs}}{\frac{\text{Nm}}{\text{Grad}}}$	$\frac{J_3}{\text{kg m}^2}$	$\frac{J_1}{\text{kg m}^2}$
475	71	1170	272	12.4	0.012

Abbildung 7.13 vergleicht die gemessenen (Sens) mit den simulierten (Sim) Ausgangsgrößen. Dargestellt sind jeweils die Differenzen zum Arbeitspunkt. Die Messwerte stimmen mit den simulierten Drehzahlen und Winkeln in Frequenz, Phase und Amplitude gut überein. Lediglich die Verdrehwinkel der Abtriebsachse $\Delta\phi_{EW1Rad}$ besitzen zueinander eine leichte Drift.

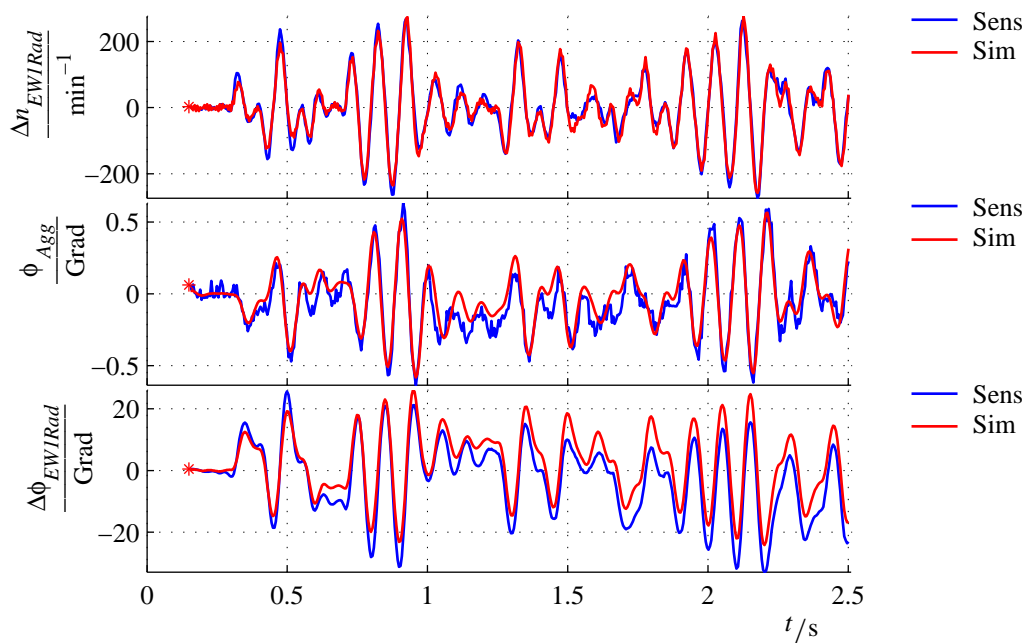


Abbildung 7.13: Vergleich der auf den Arbeitspunkt bezogenen Messwerte (Sens) mit den simulierten Ausgängen (Sim) des identifizierten Triebstrang-Streckenmodells. *OBEN:* Verdrehwinkelgeschwindigkeit Δn_{EW1Rad} *MITTE:* Aggregatlage ϕ_{Agg} *UNTEN:* Verdrehwinkel des Triebstrangs $\Delta\phi_{EW1Rad}$

Zur Verifikation der Schätzung und der Modellannahmen werden die identifizierten Steifigkeiten c_{Achs} und c_{Agg} mit den Werten aus Abschnitt 7.1.2 und Abschnitt 7.1.3, die aus der statischen Kennlinie des Verdrehwinkels als Funktion des Drehmoments bestimmt worden sind, verglichen. Die Werte weisen nur eine geringe Differenz auf. Die

Achssteifigkeit c_{Achs} unterscheidet sich um ca. 9 Nm/Grad, das entspricht einer Abweichung von 3 Prozent. Linearisiert man die Kennlinie für die Aggregatelagersteifigkeit, siehe Abbildung 7.2, um den aktuellen Arbeitspunkt

$$M_{KI}^* \approx 110 \text{ Nm} \quad \rightarrow \quad \bar{M}_{Achs} = 1545 \text{ Nm} \quad \rightarrow \quad \bar{\phi}_{Agg} = -3.2 \text{ Grad}$$

ergibt sich die Aggregatelagersteifigkeit zu $c_{Agg} |_{\bar{\phi}_{Agg}} \approx 1050 \text{ Nm}$. Dieser Wert weicht ca. 10 Prozent von dem aus der Kennlinie identifizierten Wert ab.

7.3 Detektion von Triebstrangschwingungen

Die in Kapitel 4.3 auf Seite 44ff vorgestellte Methode wird auf eine exemplarische Triebstrangschwingung angewendet (linke Hälfte der Abbildung 7.14). Dargestellt sind die Eingangswellendrehzahl n_{EW1} , die auf die Eingangswelle transformierte, gemittelte Vorderraddrehzahl n_{RadVT} und die mit einer Bandsperre gefilterte Eingangswellendrehzahl n_{BS} .

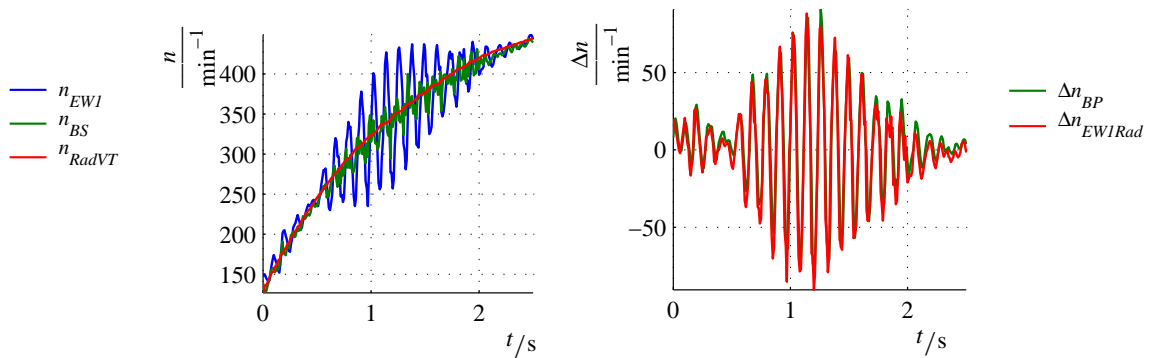


Abbildung 7.14: LINKS: Vergleich der mit Hilfe einer Bandsperre gefilterten Drehzahl $n_{EW1} \rightarrow n_{BS}$ mit der gemittelten Vorderraddrehzahl n_{RadVT} während einer Triebstrangschwingung. RECHTS: Vergleich der bandpassgefilterten Drehzahl $n_{EW1} \rightarrow \Delta n_{BP}$ mit der gemessenen Verdrehgeschwindigkeit Δn_{EW1Rad} .

Für die Schätzung der Frequenz wird ein mittelwertfreies Eingangssignal benötigt. Eine Möglichkeit dieses zu erzeugen, besteht in der Bandpassfilterung der Eingangswellendrehzahl

$$n_{EW1} \xrightarrow{\text{Bandpass}} \Delta n_{BP}.$$

Die im folgenden angewendete alternative Variante benutzt die mittels der Rad-drehzahlsensoren berechnete Differenzgeschwindigkeit zwischen Eingangswelle und Rad Δn_{EW1Rad} . In der rechten Hälfte der Abbildung 7.14 sind diese Signale miteinander verglichen. Beide sind mittelwertfrei und eignen sich als Eingangsgröße der Schätzung.

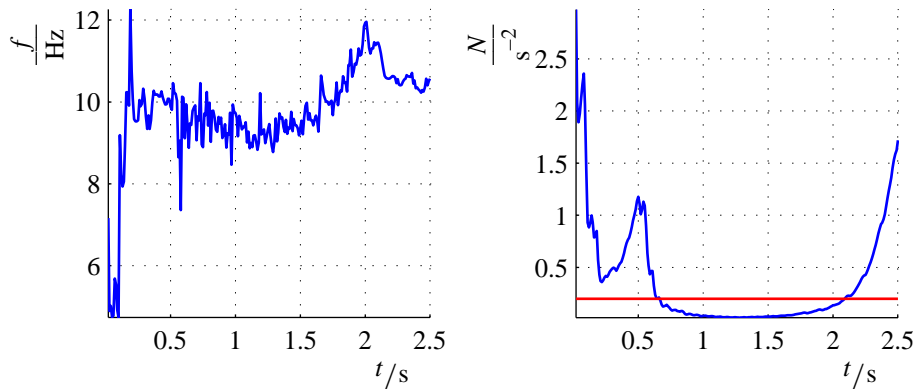


Abbildung 7.15: *LINKS:* Schätzung der Schwingfrequenz f mit der rekursiven Methode der kleinsten Fehlerquadrate. *RECHTS:* Kovarianz N des Schätzwertes.

In der linken Hälfte von Abbildung 7.15 ist die aus dem Schätzparameter a_{d1} mit Hilfe von Gleichung 4.18 ermittelte Frequenz dargestellt. Die rechte Hälfte gibt die zugehörige Varianz des Schätzwertes wieder.

Nach ca. 200 ms wird eine Frequenz von 10 Hz bestimmt. Da die Amplitude in der Zeit von 400 ms bis 500 ms gegen Null geht, steigt die Varianz der Schätzung in diesem Bereich wieder an. Von 0.6 s bis 2.1 s treten Schwingungsamplituden von bis zu 100 min^{-1} auf. Innerhalb dieses Bereiches unterschreitet die Varianz einen Schwellwert (rote Linie in Abbildung 7.15). Klingen die Schwingungen ab, wird die Varianz des Schätzwertes größer und überschreitet den Schwellwert. Die Detektion einer Triebstrangschwingung erfolgt somit über die Bewertung der Kovarianz des zeitdiskreten Parameters a_{d1} .

7.4 Dämpfungsregelung während des Anfahrvorgangs

7.4.1 Anfahren ohne Dämpfungsregelung

Abbildung 7.16 zeigt die Drehzahlen des Triebstrangs während einer Anfahrt mit konstantem Motormoment M_{Mot} und nicht aktivierter Dämpfungsregelung.

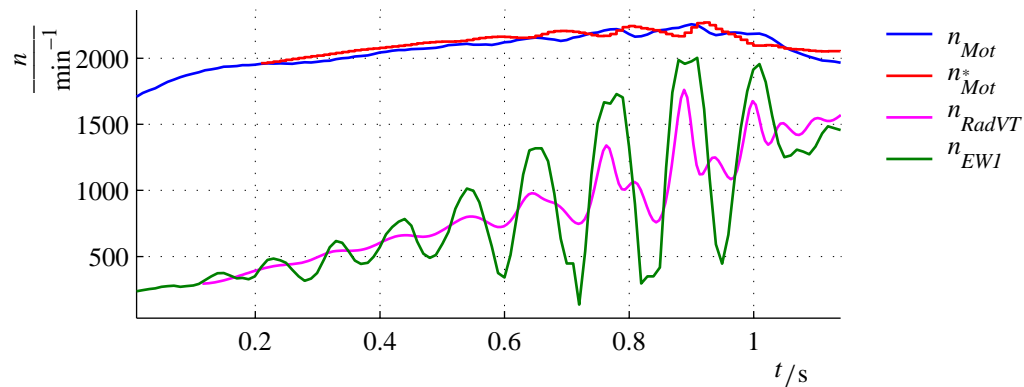


Abbildung 7.16: Ist- und Soll-Motordrehzahl (n_{Mot} , n_{Mot}^*), Eingangswellendrehzahl n_{EWI} und die auf die Eingangswelle transformierte gemittelte Drehzahl der Vorderräder n_{RadVT} während einer Anfahrt ohne Dämpfungsregelung.

Nach ca. 100 ms beginnt die Eingangswelle mit ca. 9.5 Hz gegenüber der Raddrehzahl zu schwingen. Das Kupplungssollmoment M_{KI}^* und der Kupplungsdruck p_{KI} sind bis zum Zeitpunkt von ca. 400 ms mit der Schwingung nicht korreliert (Abbildung 7.17). Die Grundwelle des Kupplungsdrucks besitzt in diesem Zeitbereich eine Frequenz von ca. 1.5 Hz. Nach 0.5 s regen die Drehzahlschwingungen der Eingangswelle die Motordrehmasse an. Durch den Motordrehzahlregler kommt es nachfolgend zu einer Mitkopplung. Es werden Schwingungsamplituden der Eingangswellendrehzahl von bis zu 850 min^{-1} gemessen. Dies würde einem auf die Eingangswellen bezogenen Verdrehwinkel von nahezu 180° entsprechen. Die Achse ist somit gegenüber dem statischen Moment einer wesentlich höheren Belastung ausgesetzt.

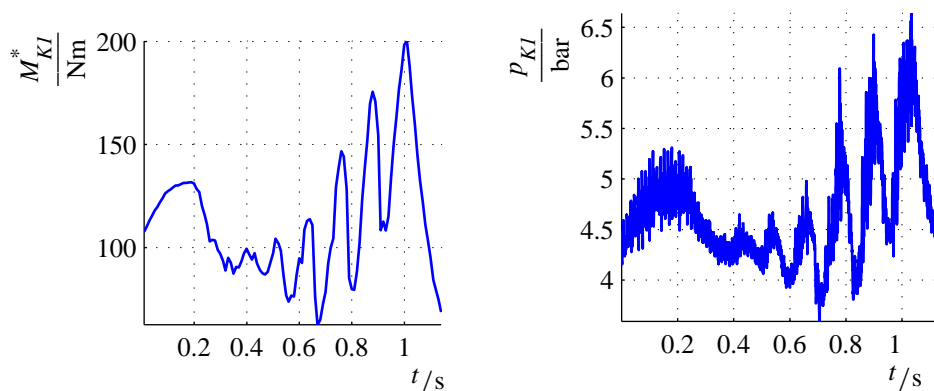


Abbildung 7.17: LINKS: Verlauf des Kupplungssollmoments M_{KI}^* während einer Anfahrt ohne Dämpfungsregelung. RECHTS: Gemessener Kupplungsdruck p_{KI} .

7.4.2 Anfahren mit aktiver Dämpfungsregelung

Ausgangsgrößenregler mit Verstärkungsanpassung

Die Struktur des Ausgangsgrößenreglers und die Integration in den bestehenden Motordrehzahlregelkreis zeigt Abbildung 7.18. Als Messgröße wird die Verdrehwinkelgeschwindigkeit Δn_{EW1Rad} der Antriebswelle verwendet. Sie berechnet sich mit Hilfe der drei gemessenen Drehzahlen n_{EW1} , n_{RadVL} und n_{RadVR} . Das absolute Sollmoment der Primärkupplung M_{KI}^* ist die Stellgröße. Im Gegensatz zur normalen Struktur, liegt als Eingangsgröße des Dämpfungsreglers kein Sollwert einer Zustandsgröße vor, sondern die vom Motordrehzahlregler gewünschte Stellgröße (siehe Kapitel 4.8).

Die Drehzahlsensoren können unterhalb einer unteren Grenzfrequenz keine Zahnflanken detektieren. Diese Frequenz variiert u. a. mit dem Luftspalt zwischen Sensor und Zahn. Um die zusammengesetzte Messgröße Δn_{EW1Rad} berechnen zu können, müssen alle benötigten Drehzahlen oberhalb einer unteren Schranke sein. Erst bei Gültigkeit dieser Bedingung kann die aktive Dämpfung in den Motordrehzahlregelkreis eingebunden werden. Daher sind bei der Aufschaltung der Regelung die aktuellen Arbeitspunkte der Stell- und Messgrößen (\bar{M}_{KP} und \bar{Y}) zu berücksichtigen (Abbildung 7.18)⁴.

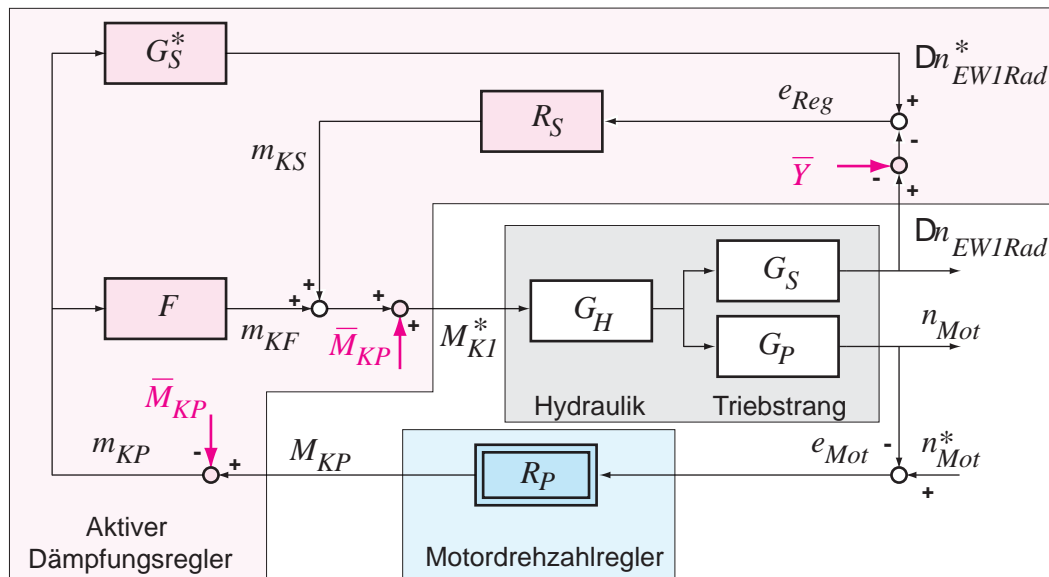


Abbildung 7.18: Einbettung des Ausgangsgrößenreglers in den Gesamt-Regelkreis unter Berücksichtigung der Arbeitspunkte der Stellgröße des Motordrehzahlreglers \bar{M}_{KP} und des Messwertvektors \bar{Y} .

⁴ Absolute Drehmomente sind durch Großbuchstaben (M_x), auf den Arbeitspunkt bezogene Momente durch Kleinbuchstaben (m_x) gekennzeichnet.

Durch den Ausgangsgrößenregler wird ein stabiles Systemverhalten erzielt (Abbildung 7.19). Dargestellt sind die Motor- und Eingangswellendrehzahl n_{Mot} und n_{EW1} mit den entsprechenden Sollwerten n_{Mot}^* und n_{EW1}^* sowie die transformierte Raddrehzahl n_{RadVT} .

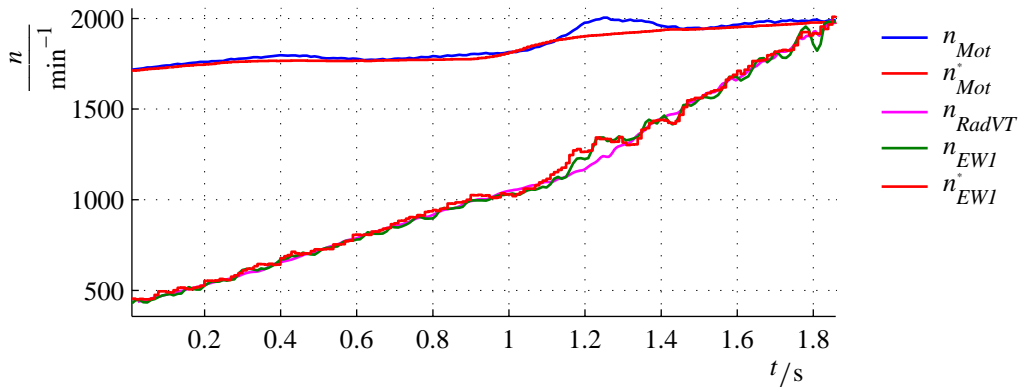


Abbildung 7.19: Messwerte von Motor- und Eingangswellendrehzahl (n_{Mot} , n_{EW1}), den entsprechenden Sollwerten (n_{Mot}^* , n_{EW1}^*) und der transformierten Raddrehzahl n_{RadVT} mit einer Motormomentenerhöhung bei $t \approx 1.2$ s bei aktivem Ausgangsgrößenregler.

Zum Zeitpunkt $t=1$ s wird durch einen Drosselklappensprung von 32 % auf 40 % das Motormoment von 130 Nm auf 180 Nm in einer Zeitspanne von 300 ms erhöht⁵. Für eine stationäre Motordrehzahl n_{Mot} muss der Kupplungsdruck p_{KI} durch die Motordrehzahlregelung erhöht werden. Das erhöhte Triebstrangmoment führt dann zu einem vergrößerten Verdrehwinkel der Eingangswelle $\Delta\phi_{EW1Rad}$. Dazu muss für eine kurze Zeit die Eingangswellendrehzahl n_{EW1} gegenüber der transformierten Vorderraddrehzahl n_{RadVT} erhöht werden. Durch den modellbasierten Ansatz wird der dazu nötige Sollwertverlauf der Eingangswelle n_{EW1}^* berechnet (Abbildung 7.19 zum Zeitpunkt $t=1.2$ s).

Die Reglerstellgrößenanteile sind in Abbildung 7.20 dargestellt. Im oberen Teilbild wird das gewünschte Kupplungssollmoment des Motordrehzahlreglers M_{KP} mit dem des Dämpfungsreglers M_{KI}^* verglichen. Das mittlere Teilbild zeigt den Einfluss des Vorfilters anhand dessen Ein- und Ausgangsgröße m_{KP} und m_{KF} . Im letzten Drittel der Abbildung ist die Regeldifferenz der bezogenen Verdrehwinkelgeschwindigkeiten e_{Reg} und die resultierende Stellgröße des Ausgangsgrößenreglers m_{KS} dargestellt.

⁵Details bzgl. der Anregung und der Verdrehwinkel sind den Abbildungen C.1 und C.2 im Anhang zu entnehmen.

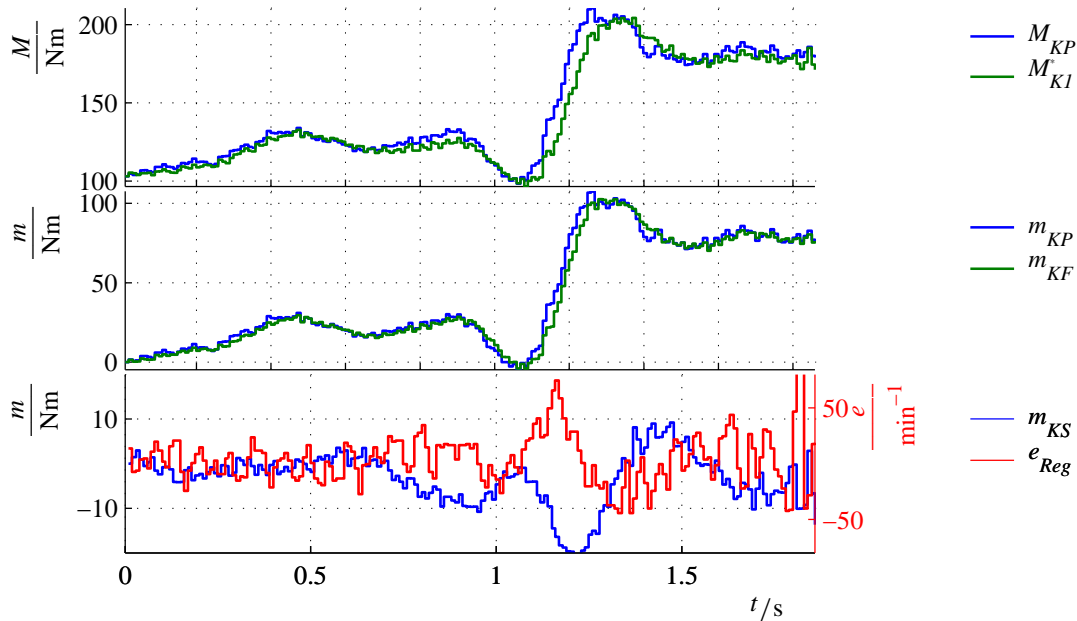


Abbildung 7.20: Stellgrößenanteile des Ausgangsgrößenreglers bei einer Anfahrt mit Lastanhebung. *OBE*N: Vergleich des Kupplungssollmoments des Motordrehzahlreglers M_{KP} mit dem Sollmoment des Dämpfungsreglers M_{KI}^* . *MITTE*: Ein- und Ausgangsgröße m_{KP} und m_{KF} des Vorfilters. *UNTEN*: Regeldifferenz e_{Reg} und resultierender Stellgrößenanteil der Rückführung m_{KS} .

Das Vorfilter unterdrückt die Anregungen im Eigenfrequenzbereich der Strecke, ohne dass daraus eine wesentliche Phasenverzögerung resultiert. Die neue Stellgröße weicht nur geringfügig von der des Motordrehzahlreglers ab. Der Regleranteil weist keine Drift auf. Aus dem Vergleich der hier dargestellten Regeldifferenz für die Zustandsgröße Verdrehwinkelgeschwindigkeit wird der Einfluss der restlichen Zustandsgrößen auf die Stellgröße ersichtlich.

Zustandsregler mit Störgrößenbeobachter

Die Struktur des Zustandsgrößenreglers und die Integration in den bestehenden Motordrehzahlregelkreis zeigt Abbildung 7.21. Zusätzlich zu der im Ausgangsregler verwendeten Differenzdrehzahl Δn_{EW1Rad} wird der Kupplungsdruck p_{KI} und der Triebstrangverdrehwinkel $\Delta \phi_{EW1Rad}$ als Messgröße benutzt. Der Istwert-Beobachter schätzt mit Hilfe dieser drei Messgrößen und der letzten Stellgröße die aktuellen Zustandsgrößen und ein Kupplungsstörment m_{KSt} .

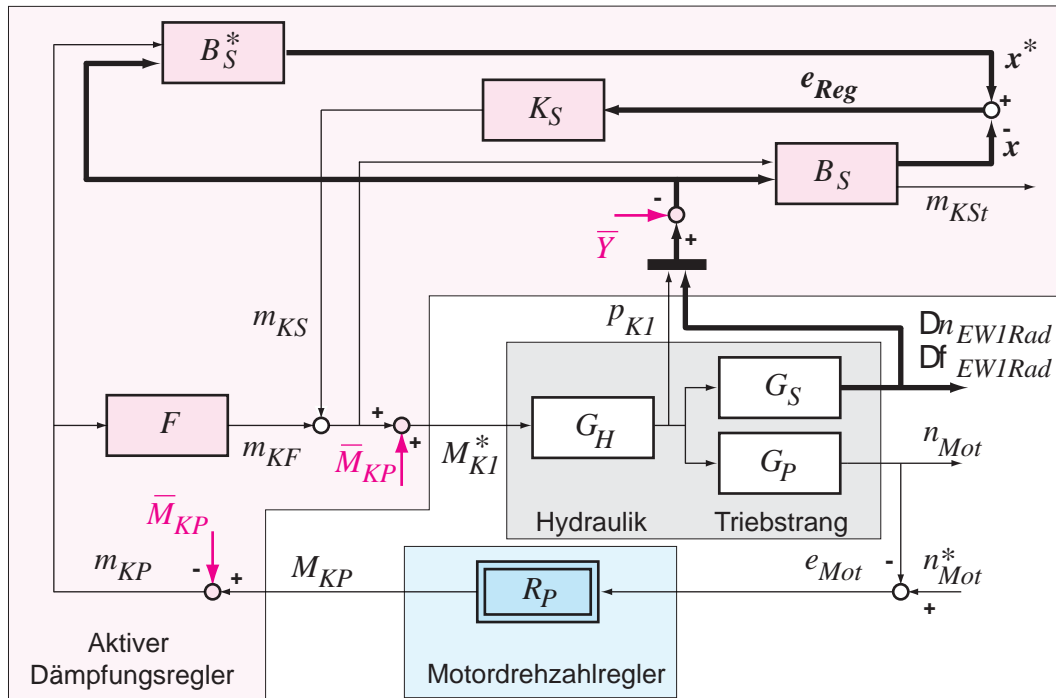


Abbildung 7.21: Einbettung des Zustandsgrößenreglers in den Gesamt-Regelkreis unter Berücksichtigung des Arbeitspunktes der Stellgröße des Motordrehzahlreglers \bar{M}_{KP} und des Messwertvektors \bar{Y} .

Die Anfahrt mit aktiviertem Zustandsgrößenregler unter Verwendung aller drei gemessenen Ausgangsgrößen zeigt die Abbildung 7.22.

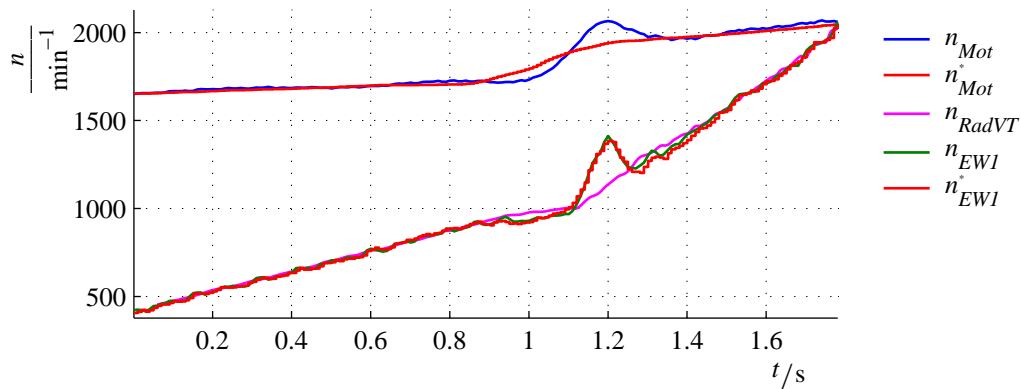


Abbildung 7.22: Messwerte von Motor- und Eingangswellendrehzahl (n_{Mot} , n_{EW1}), den entsprechenden Sollwerten (n_{Mot}^* , n_{EW1}^*) und der transformierten Raddrehzahl n_{RadVT} mit einer Motormomentenerhöhung bei $t \approx 1.0\text{s}$ bei aktivem Zustandsgrößenregler.

Die Motormomentenanhebung um ca. 100 Nm zum Zeitpunkt $t \approx 1.0$ s führt zu einer deutlichen Vergrößerung der Eingangswellendrehzahl n_{EWI} . Trotz dieser Momentenerhöhung bleibt die Strecke stabil⁶. Die Reglerstellgrößenanteile sind in Abbildung 7.23 dargestellt.

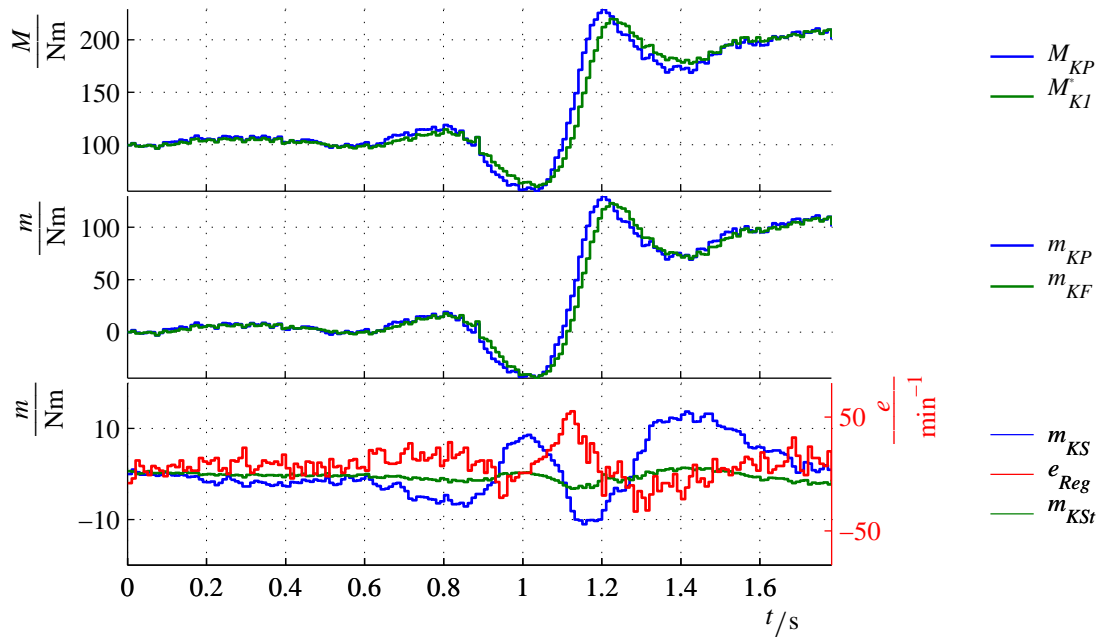


Abbildung 7.23: Stellgrößenanteile des Zustandsgrößenreglers bei einer Anfahrt mit Lastanhebung. *OBEN:* Vergleich des Kupplungssollmoments des Motordrehzahlreglers M_{KP} mit dem Sollmoment des Dämpfungsreglers M_{KI}^* . *MITTE:* Ein- und Ausgangsgröße (m_{KP} und m_{KF}) des Vorfilters. *UNTEN:* Regeldifferenz der Eingangswellenverdrehwinkelgeschwindigkeit e_{Reg} und resultierender Stellgrößenanteil der Rückführung m_{KS} . Geschätztes Kupplungsstörmoment m_{KStoer} .

Im unteren Diagramm ist neben der Reglerstellgröße m_{KS} auch das geschätzte Störmoment m_{KStoer} mit eingetragen. Es kann als Maß für die Modellgenauigkeit herangezogen werden. Trotz der dynamischen Anregung wird kein Störmoment m_{KStoer} größer als 4 Nm geschätzt. Daraus kann geschlossen werden, dass das Streckenmodell das Triebstrangverhalten gut wiedergibt.

⁶Details bzgl. der Anregung und der Verdrehwinkel sind den Abbildungen C.3 und C.4 im Anhang zu entnehmen.

7.5 Aktive Dämpfung eines Ausschwingvorgangs

Im vorherigen Abschnitt ist die stabilisierende Wirkung des Dämpfungsreglers während einer Anfahrt dargestellt. Um den Einfluss des Reglers getrennt vom Vorfilter zu testen, wird der Triebstrang bei konstantem Motormoment über die Primärkupplung durch eine zeitlich begrenzte sinusförmige Kapazitätsänderung im Eigenfrequenzbereich angeregt. Direkt im Anschluss wird die Stellgröße des Dämpfungsreglers aufgeschaltet. Ziel ist es, anhand des Ausschwingverhaltens der Eingangswelle die erhöhte Dämpfung nachzuweisen.

7.5.1 Ausschwingen ohne Dämpfungsregelung

Der Triebstrang wird durch ein zeitlich begrenztes sinusförmiges Kupplungssollmoment

$$M_{KI}^*(t) = \begin{cases} \bar{M}_{KP} & t < t_1 \\ \bar{M}_{KP} + m_{KP}(t) & \text{für } t_1 \leq t \leq t_2 \\ \bar{M}_{KP} + \Delta M & t > t_2 \end{cases}, \quad (7.19)$$

bestehend aus dem periodischen Anteil $m_{KP}(t)$ und einem konstanten Offset \bar{M}_{KP} , angeregt (linke Hälfte der Abbildung 7.24).

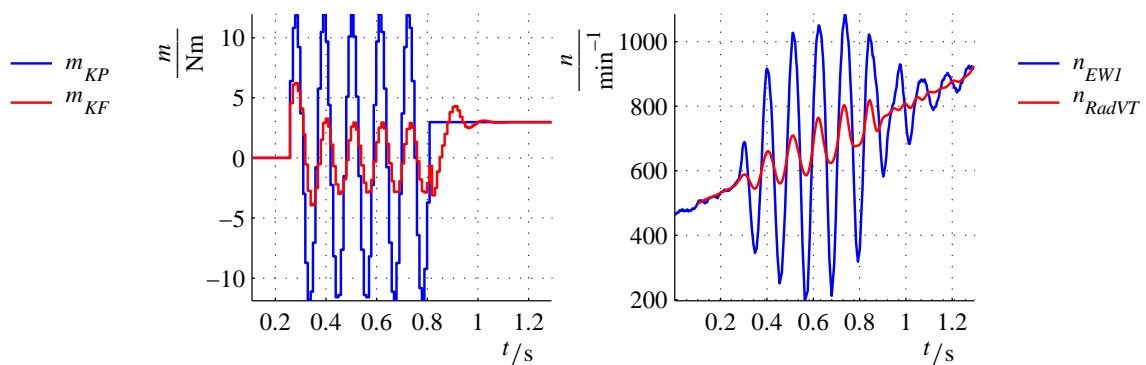


Abbildung 7.24: Gesteuerte Anregung des Triebstrangs durch die Primärkupplung. *LINKS:* Reale Modulation des Kupplungsmoments m_{KP} und die berechnete Ausgangsgröße des Vorfilters m_{KF} . *RECHTS:* Resultierende Eingangswellendrehzahlschwingung n_{EW1} und die gemittelte transformierte Raddrehzahl n_{RadVT} .

Die Wirkung des Vorfilters F auf Stellgrößenwünsche des Motordrehzahlreglers R_P im Eigenfrequenzbereich wird aus dem Vergleich zwischen der Eingangsgröße m_{KP} und

der Ausgangsgröße m_{KF} des Filters F deutlich (siehe linke Hälfte der Abbildung 7.24). Das Vorfilter würde die Anregung in diesem Fall um 75% reduzieren. Der gefilterte Wert m_{KF} ist nur zu Demonstrationszwecken mit eingezeichnet. Zur Anregung des Triebstrangs wird der ungefilterte Wert m_{KP} benutzt.

In der rechten Hälfte ist die resultierende Eingangswellendrehzahl n_{EW1} und die auf die Eingangswellendrehzahl transformierte gemittelte Raddrehzahl n_{RadVT} für den Fall des nicht aktiven Dämpfungsreglers dargestellt. Nach fünf Perioden mit einer Frequenz von 9 Hz und einer Amplitude von 14 Nm wird zum Zeitpunkt $t_2 = 0.8\text{ s}$ das Kupplungssollmoment M_{K1}^* konstant gehalten. Die Eingangswelle wird damit zu Schwingungen mit Amplituden von bis zu 800 min^{-1} angeregt. Nach Beendigung der periodischen Anregung schwingt die Eingangswelle schwach gedämpft aus (siehe rechte Hälfte der Abbildung 7.24).

7.5.2 Ausschwingen mit Dämpfungsregelung

Zum Test der Dämpfungsregler wird zum Zeitpunkt t_2 die Reglerstellgröße m_{KS} mit aufgeschaltet (siehe Abbildungen 7.18 und 7.21). Das Kupplungssollmoment ergibt sich somit als Funktion der Zeit zu

$$M_{K1}^*(t) = \begin{cases} \bar{M}_{KP} & t < t_1 \\ \bar{M}_{KP} + m_{KP}(t) & \text{für } t_1 \leq t \leq t_2 \\ \bar{M}_{KP} + \Delta M + m_{KS}(t) & t > t_2 \end{cases} \quad (7.20)$$

Die Berechnung der Stellgröße des Dämpfungsreglers m_{KS} erfolgt bereits vor dem Zeitpunkt t_1 der Anregung. Sie wird aber erst zum Zeitpunkt t_2 mit aufgeschaltet.

Ausgangsgrößenregler mit Verstärkungsanpassung

Die Anregung m_{KP} und die Reglerstellgröße m_{KS} zeigt die linke Seite der Abbildung 7.25. Die rechte Seite stellt die resultierende Eingangswellendrehzahl n_{EW1} dar.

Die Amplitude der Reglerstellgröße nimmt mit der Anregungszeit zu. Am Ende der Anregung sind beide Amplituden nahezu identisch, die Phase ist um 180° zur Störung verschoben. Aus dem Vergleich der Abbildung 7.25 mit Abbildung 7.24 geht die deutlich reduzierte Abklingzeit der Schwingung auf der Eingangswelle hervor.

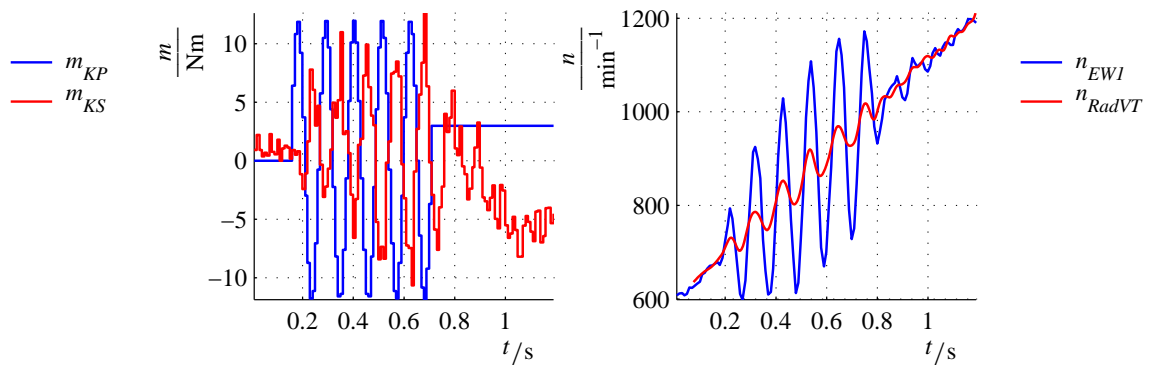


Abbildung 7.25: LINKS: Gesteuerte Anregung des Triebstrangs m_{KP} mit gewünschter Reglerstellgröße m_{KS} der aktiven Dämpfung. RECHTS: Resultierende Eingangswellendrehzahl n_{EWI} und gemittelte, transformierte Raddrehzahlen n_{RadVT} .

Zustandsregler mit Störgrößenbeobachter

Die Anregung m_{KP} und die Reglerstellgröße m_{KS} zeigt die linke Seite der Abbildung 7.26. Die rechte Seite stellt die resultierende Eingangswellendrehzahl n_{EWI} dar.

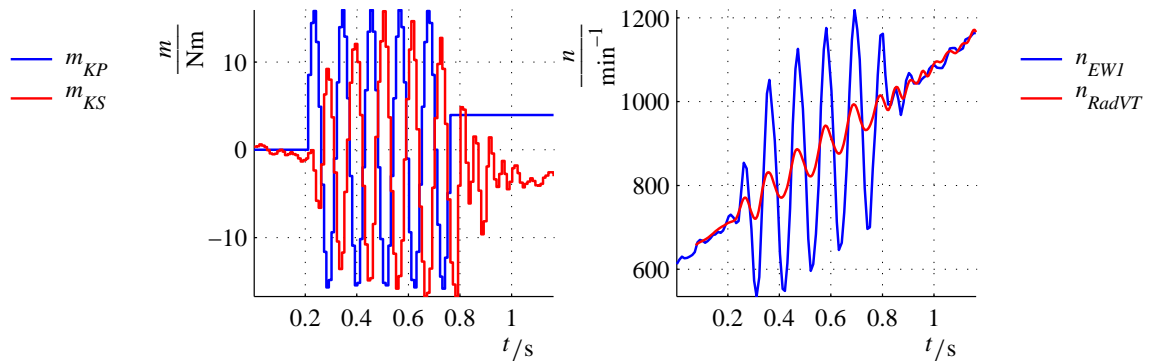


Abbildung 7.26: LINKS: Gesteuerte Anregung des Triebstrangs m_{KP} mit gewünschter Reglerstellgröße m_{KS} der aktiven Dämpfung. RECHTS: Resultierende Eingangswellendrehzahl n_{EWI} und gemittelte, transformierte Raddrehzahlen n_{RadVT} .

Die Amplitude der Reglerstellgröße ist bereits ab der dritten Periode konstant. Der Phasenversatz von 180° zwischen Anregung und Stellgröße ist bereits innerhalb der ersten Periode gegeben. Das Ausschwingverhalten der Eingangswelle belegt, dass eine nochmalige Erhöhung der Dämpfung erzielt werden konnte. Die zusätzliche Verdrehwinkelinformation führt zu einer besseren Schätzung der Ist-Zustände und damit zu einer harmonischeren Stellgröße (vergleiche Abbildung 7.25 mit 7.26).

7.6 Störverhalten

Abschließend soll das Störverhalten der Strecke mit und ohne aktiver Dämpfung untersucht werden. Dazu wird die Kapazität der Kupplung für das zweite Teilgetriebe M_{K2} , siehe Abbildung 2.3 auf Seite 16, während der Anfahrt bei eingelegtem zweiten Gang sinusförmig um einen Offsetdruck \bar{M}_{K2} variiert

$$M_{K2}^*(t) = \begin{cases} \bar{M}_{K2} & t < t_1 \\ \bar{M}_{K2} + m_{K2}(t) & \text{für } t_1 \leq t \leq t_2 \\ \bar{M}_{K2} & t > t_2 \end{cases} . \quad (7.21)$$

Die Vorgabe der Sollkapazität für die Primärkupplung M_{K1}^* geschieht über die Regelung der Motordrehzahl n_{Mot} .

7.6.1 Störverhalten ohne Dämpfungsregelung

Der Triebstrang wird über die Sekundärkupplung mit einer Amplitude von $\pm 15 \text{ Nm}$ mit einer Frequenz von 9 Hz angeregt (linke Hälfte der Abbildung 7.27). Auf der primären Eingangswelle resultieren bei nahezu konstanter Motordrehzahl n_{Mot} Drehzahlschwingungen n_{EW1} mit Amplituden von bis zu $\pm 500 \text{ min}^{-1}$ (rechte Seite der Abbildung 7.27).

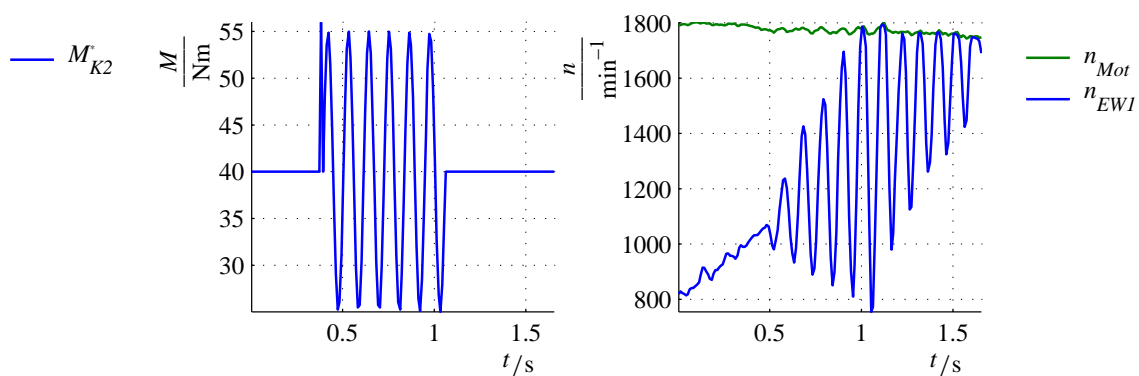


Abbildung 7.27: LINKS: Anregung des Triebstrangs durch Vorgabe einer periodischen Sollkapazität der Sekundärkupplung M_{K2}^* . RECHTS: Resultierende Drehzahlen der Motor- und der primären Getriebe-Eingangswelle n_{Mot} und n_{EW1} .

7.6.2 Störverhalten mit Dämpfungsregelung

Zum besseren Vergleich der aus den drei Fahrversuchen

- ohne Regler (Off)
- mit Ausgangsgrößenregler (LTR)
- mit Zustandsgrößenregler (BEO)

resultierenden Eingangswellendrehzahl n_{EW1} sind die Messwerte um einen Offset korrigiert dargestellt (Abbildung 7.28 Links). Die Amplitude der Schwingung verkleinert sich durch die Dämpfungsregler von $\pm 500 \text{ min}^{-1}$ auf $\pm 125 \text{ min}^{-1}$, dies entspricht einer Reduktion um 75 %. Die Differenzwinkelgeschwindigkeit Δn_{EW1Rad} reduziert sich von ca. 800 min^{-1} auf 250 min^{-1} (siehe rechte Hälfte der Abbildung 7.28).

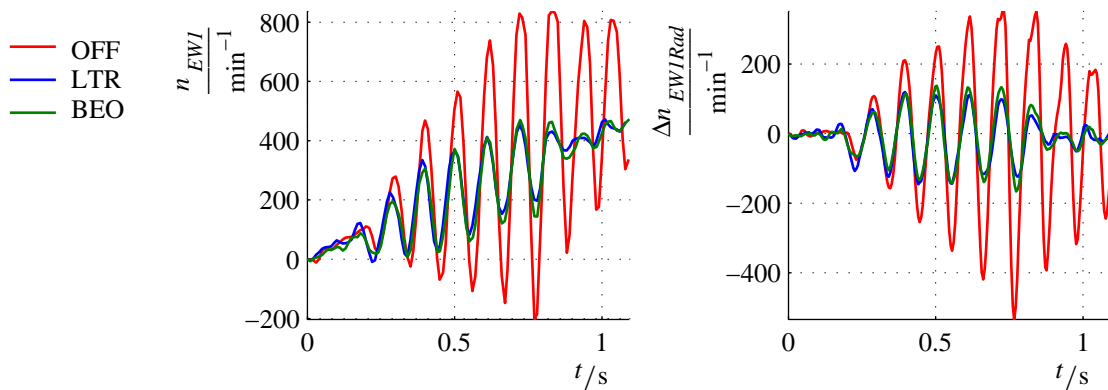


Abbildung 7.28: Auf den Start der Anregung bezogene Eingangswellendrehzahlen n_{EW1} und die Verdrehwinkelgeschwindigkeiten Δn_{EW1Rad} für die Fälle: a) ohne aktiver Dämpfung (OFF); b) mit aktivem Ausgangsgrößenregler (LTR); mit aktivem Zustandsregler (BEO).

Das instabile Aufschwingen des Triebstrangs wird durch beide Dämpfungsregler mit derselben Güte vermieden. Nach Beendigung der periodischen Anregung schwingt die Eingangswelle bei aktiver Dämpfungsregelung im Gegensatz zum unregelmäßigen Fall innerhalb kurzer Zeit aus. Die Regelung erhöht somit die Robustheit des Triebstrangs gegenüber Störungen.

8 Zusammenfassung

Zur Automatisierung von Getrieben in Kraftfahrzeugen setzt man selbsttätige Kupplungen ein, deren übertragbares Drehmoment elektronisch vorgegeben wird. Diese werden im Vergleich zu Kupplungen von Handschaltgetrieben wesentlich häufiger im Schlupf betrieben. Durch die erhöhte Belastung, die kompakte Bauform und den optimierten Triebstrang-Wirkungsgrad treten vermehrt reibungsinduzierte Schwingungen auf. Dieses Phänomen wird bei Anfahrvorgängen mit im Schlupf befindlicher Kupplung als Rupfen oder Shuddern bezeichnet. Die periodischen Wechseldrehmomente mit großen Amplituden führen zu einem verminderten Fahrkomfort. Es wird eine Methode zur Detektion der Shudder-Schwingungen vorgestellt, die auf Basis der rekursiven Methode der kleinsten Fehlerquadrate ein Maß für die Frequenz und dessen Schätzgüte ermittelt.

Zur Shudder-Vermeidung werden bei Serienfahrzeugen mit automatisierten Schaltgetrieben und konventionellen Automatikgetrieben hohe Anforderungen an das tribologische Kupplungssystem gestellt. Ein fallender Reibwertverlauf über der Kupplungsdifferenzdrehzahl wirkt sich destabilisierend auf das Übertragungsverhalten aus.

Alternativ zu den bisher bekannten konstruktiven Maßnahmen wird in dieser Arbeit ein Zustandsregler zur aktiven Dämpfung von Triebstrangschwingungen vorgestellt. Als Grundlage des Reglerentwurfs dient ein Modell der Strecke, welches neben der üblichen Masse-Feder-Dämpfer Struktur insbesondere die Bewegung des Aggregats gegenüber der Karosserie berücksichtigt. Dadurch kann auch im Streckenmodell zwischen relativen und absoluten Messwerten unterschieden werden. Es wird gezeigt, dass die Aggregatlagersteifigkeit die Triebstrang-Eigenfrequenzen wesentlich beeinflusst.

Im Versuchsträger werden mittels der im Getriebe und am Rad eingesetzten Drehzahlsensoren neben den Drehzahlen der Einzelwellen auch bezogene Verdrehwinkel der Wellenabschnitte zwischen den Sensoren bestimmt. Mit Hilfe der so ermittelten Triebstrang-Verdrehwinkel und der gemessenen Aggregatelage wurde die Modellstruktur verifiziert. Die Verdrehwinkel der Wellen stehen mit den gemessenen Achsdrehmomenten im eindeutigen, aber nicht zwingend linearen Zusammenhang. Durch

die kombinierte Auswertung der Drehzahlsensoren steht somit ein Maß für das übertragene Moment zur Verfügung, welches in vorteilhafter Weise zur Ansteuerung der Kupplungen in Automatikgetrieben eingesetzt werden kann.

Instabile Strecken sind durch eine gesteuerte Kupplungsmomentenvorgabe nicht stabilisierbar. Bei geringer Triebstrangdämpfung können Schwingungen durch eine Kupplungsstörmomenten-Kompensation nicht ausreichend unterdrückt werden. Zur Schwingungsdämpfung wird daher eine Regelung des *Abtriebs* mit Hilfe der Kupplung vorgeschlagen, die während der Anfahrt ebenfalls von der Motordrehzahlregelung benutzt wird. Die Regelung führt sowohl zu einer Stabilisierung der Strecke bei ungünstigem Reibwertverlauf als auch zu einer impliziten Reduktion von Schwingungen, die aufgrund von periodischen Störmomenten induziert werden.

Motordrehzahl- und Dämpfungsregler verwenden dieselbe Stellgröße. Daraus ergibt sich der Anspruch, zwei Regelgrößen mit einer Stellgröße zu regeln. Zur Auflösung dieses Zielkonfliktes wird die Frequenzdistanz beider Regelziele ausgenutzt. Niederfrequente Stellgrößenanteile (kleiner 3 Hz) führen die Motordrehzahl, die höherfrequenten Anteile (zwischen 5 Hz und 15 Hz) dämpfen die Triebstrangschwingungen.

Die zeitdiskrete Dämpfungsregelung wird in der Struktur eines Zwei-Freiheitsgrad-Reglers umgesetzt. Diese ermöglicht eine unabhängige Auslegung der Führungs- und Störübertragungsfunktionen des geschlossenen Regelkreises. Durch ein Vorfilter werden die schwach gedämpften, schwingungsfähigen Streckenpole kompensiert. Die Auslegung des optimalen Zustands-Reglers erfolgt durch einen Ricatti-Entwurf. Zur Schätzung der Zustände wird ein zeitdiskretes Kalman-Filter verwendet.

In der Simulation und im Fahrzeug wurden zwei Regler-Varianten erfolgreich getestet. Durch beide Ansätze konnten die Triebstrangschwingungen unterdrückt werden. Die zusätzliche Verwendung des Triebstrangverdrehwinkels in den Messgleichungen des Beobachters führten zu einer verbesserten Zustandsschätzung.

Weiterführende Untersuchungen müssen die Robustheit des Verfahrens in verschiedenen Fahrzeugen belegen. Eine Adaption der Regelung auf Getriebe mit trockenen Kupplungen zeigt die Übertragbarkeit des Konzeptes auf. Bei erfolgreicher Umsetzung ergeben sich weitere Chancen für die Kupplungsbelagentwicklung. So könnten z. B. bei Trockenkupplungen Sinter- oder Keramikbeläge mit einer deutlich höheren Lebensdauer aber mit bisher schlechten Komforteigenschaften im Fahrzeug eingesetzt werden.

A Anhang: Mathematische Ergänzungen

A.1 Abschätzung der Winkelamplitude

Ein wichtiges Maß zur Beurteilung einer Drehzahlschwingung der Getriebeeingangswelle ist deren maximale Winkelamplitude. Aus dieser lassen sich mit Hilfe der Achssteifigkeit c die additiv überlagerten Drehmomentenschwingungen berechnen. Wie in Gleichung 1.1 angegeben, kann für die mit der Periodendauer T schwingenden Eingangswellendrehzahl ω_1 geschrieben werden

$$\omega_1(t) = \bar{\omega}_1 + W_1 \cos(\omega t) \quad \text{mit} \quad \omega = 2\pi/T. \quad (\text{A.1})$$

Der periodische Wechselanteil des Schwingungswinkels φ_1 ergibt sich aus der Integration der Drehzahl zu

$$\varphi_1(t) = \hat{\varphi}_1 \sin(\omega t) = \int W_1 \cos(\omega t) dt \quad \text{mit} \quad \hat{\varphi}_1 = \frac{W_1}{\omega}. \quad (\text{A.2})$$

In Fahrzeugmessungen werden Drehzahlen in ' min^{-1} ' und Winkel in 'Grad' angegeben. Um aus den Messdaten den Verdrehwinkel abschätzen zu können, werden die zugeschnittenen Größengleichungen

$$\frac{\hat{\varphi}_1}{\text{Grad}} = \frac{\hat{\varphi}_1}{\text{rad}} \frac{180}{\pi} \quad \text{und} \quad \frac{W_1}{\text{rad/s}} = \frac{\hat{n}_1}{\text{min}^{-1}} \frac{\pi}{30} \quad (\text{A.3})$$

verwendet. Die Winkelamplitude der Schwingung $\hat{\varphi}_1$ in der Einheit 'Grad' kann dann durch

$$\frac{\hat{\varphi}_1}{\text{Grad}} = \frac{3 T}{\pi \text{ s}} \frac{\hat{n}_1}{\text{min}^{-1}} \approx \frac{T}{\text{s}} \frac{\hat{n}_1}{\text{min}^{-1}} \quad (\text{A.4})$$

näherungsweise direkt bestimmt werden.

A.2 Einfluss der Aggregatelage auf die Erfassung des Achsverdrehwinkels

Die Drehzahlen der Vorderräder n_{RadVL} und n_{RadVR} werden mittels Drehzahlsensoren erfasst, die an der Karosserie befestigt sind. Im Gegensatz zu diesen absolut gemessenen Drehzahlen werden die Drehzahlen der Getriebewellen relativ zum Aggregat gemessen, da die Sensoren im Getriebegehäuse angebracht sind. Die Bewegung des Aggregats n_{Agg} und ϕ_{Agg} gegenüber der Karosserie beeinflusst die Messung der Drehzahlen und Winkel der Wellen im Getriebe. Gemessene Verdrehwinkel zwischen Sensoren mit unterschiedlichen Bezugsebenen geben damit nicht den Verdrehwinkel der Wellen zwischen den Sensoren wieder.

Abbildung A.1 zeigt die Messorte der Drehzahlsensoren anhand eines reduzierten Triebstrangmodells, wie es in Kapitel 5.2.3 auf Seite 66 eingeführt worden ist. Die Motorträgheit ist bei dieser Betrachtung nicht von Bedeutung.

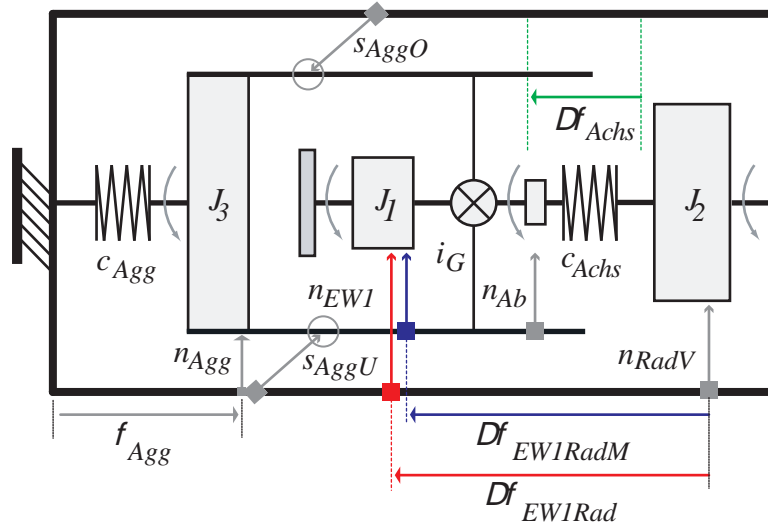


Abbildung A.1: Einfluss der unterschiedlichen Bezugsebenen der Drehzahlsensierung auf die gemessenen Verdrehwinkel im Triebstrang unter Berücksichtigung der Aggregatelage ϕ_{Agg} .

Ziel ist es, die Messgrößen des Reglermodells im Abschnitt 5.2.6 auf Seite 74 mit Hilfe der gewählten Zustandsgrößen auszudrücken. Dazu muss der gemessene Verdrehwinkel zwischen der Eingangswelle und dem Rad $\Delta\phi_{EW1RadM}$ als Funktion des Verdrehwinkels der Achse $\Delta\phi_{Achs}$

$$\Delta\phi_{EW1RadM} = f(\Delta\phi_{Achs}) \quad (A.5)$$

dargestellt werden. Der auf die Eingangswelle bezogene Achswinkel $\Delta\phi_{EW1Rad}$ ergibt sich mit der Übersetzung i_G zu

$$\Delta\phi_{EW1Rad} = i_G \Delta\phi_{Achs}. \quad (\text{A.6})$$

Der gemessene Differenzwinkel zwischen Eingangswelle und Rad berechnet sich aus dem gemessenen Winkel der Eingangswelle ϕ_{EW1M} und den gemittelten Einzelwinkeln der Vorderräder ϕ_{RadV} zu

$$\begin{aligned} \Delta\phi_{EW1RadM} &= \phi_{EW1M} - i_G \phi_{RadV} \\ &= (\phi_{EW1} - \phi_{Agg}) - i_G \phi_{RadV}. \end{aligned} \quad (\text{A.7})$$

Für die Winkel und Drehzahlen an der Übersetzung i_G gilt der Zusammenhang

$$i_G = \frac{\omega_{EW1} - \omega_{Agg}}{\omega_{Ab} - \omega_{Agg}} = \frac{\phi_{EW1M}}{\phi_{AbM}} = \frac{\phi_{EW1} - \phi_{Agg}}{\phi_{Ab} - \phi_{Agg}}. \quad (\text{A.8})$$

Durch Auflösen der Gleichung A.8 nach ϕ_{Ab} ergibt sich

$$\phi_{Ab} = \frac{\phi_{EW1} - \phi_{Agg} + i_G \phi_{Agg}}{i_G}. \quad (\text{A.9})$$

Der Achsverdrehwinkel $\Delta\phi_{Achs}$ setzt sich aus dem Abtriebswinkel ϕ_{Ab} und den gemittelten Drehwinkeln des linken und rechten Vorderrades ϕ_{RadVR} und ϕ_{RadVL} zusammen

$$\Delta\phi_{Achs} = \phi_{Ab} - 0.5 (\phi_{RadVR} + \phi_{RadVL}) = \phi_{Ab} - \phi_{RadV}. \quad (\text{A.10})$$

Durch Einsetzen von Gleichung A.9 in Gleichung A.10 folgt mit Gleichung A.7 für den Achsverdrehwinkel

$$\begin{aligned} \Delta\phi_{Achs} &= \frac{\phi_{EW1} - \phi_{Agg} + i_G \phi_{Agg}}{i_G} - \phi_{RadV} \\ &= \frac{1}{i_G} \left(\underbrace{\phi_{EW1} - \phi_{Agg} - i_G \phi_{RadV}}_{\Delta\phi_{EW1RadM}} + i_G \phi_{Agg} \right). \end{aligned} \quad (\text{A.11})$$

Der gemessene Differenzwinkel in Abhängigkeit des Achsverdrehwinkels und der Aggregatelage ergibt sich durch Umstellen der Gleichung zu

$$\Delta\phi_{EW1RadM} = i_G (\Delta\phi_{Achs} - \phi_{Agg}). \quad (\text{A.12})$$

Der Aggregateverdrehwinkel verfälscht somit die Messung des Achswinkels in derselben Größenordnung wie der Achswinkel selbst. Durch Einsetzen von Gleichung (A.6) in Gleichung (A.12) ergibt sich der gesuchte Zusammenhang zwischen dem gemessenen Verdrehwinkel und dem auf die Eingangswelle bezogenen Abtriebswinkel zu

$$\Delta\phi_{EW1Rad} = \Delta\phi_{EW1RadM} + \xi_{EW1Rad} \quad \text{mit} \quad \xi_{EW1Rad} = i_G \phi_{Agg}. \quad (\text{A.13})$$

Der systematische Messfehler ξ_{EW1Rad} besteht somit aus dem Produkt von Getrieb-übersetzung und Aggregateverdrehwinkel, und nicht wie die Messgleichung für den Eingangswellenwinkel

$$\phi_{EW1M} = \phi_{EW1} - \phi_{Agg} \quad (\text{A.14})$$

erwarten lassen könnte, nur aus dem Aggregateverdrehwinkel.

A.3 Übertragungsfunktion des zeitdiskreten Kalman-Filters

Um Aussagen über die Robustheit von Regelkreisen mit Zustandsrückführung treffen zu können, wird die Zustandsraumbeschreibung des zeitdiskreten Kalman-Filters hergeleitet. Auf Basis dieser Beschreibung wird die Übertragungsfunktion des offenen Regelkreises bestimmt. Dadurch können Aussagen über Phasen- und Amplitudenreserve getroffen werden.

Aus den Gleichungen 4.44 und 4.45 kann das Kalman-Filter in die Zustandsraumbeschreibung

$$\begin{aligned} \mathbf{z}_{k+1} &= \mathbf{A} [\mathbf{I} - \mathbf{LC}] \mathbf{z}_k + [\mathbf{B} \ \mathbf{AL}] [\mathbf{u}_k \ \mathbf{y}_k]^T \\ \hat{\mathbf{x}}_k &= [\mathbf{I} - \mathbf{LC}] \mathbf{z}_k + [\mathbf{0} \ \mathbf{L}] [\mathbf{u}_k \ \mathbf{y}_k]^T \end{aligned} \quad (\text{A.15})$$

transformiert werden. Damit der Regelkreis mit negativen Vorzeichen geschlossen wird, gilt für die Stellgröße die Konvention

$$\mathbf{u}_k = -\alpha_k = -\mathbf{K}\hat{\mathbf{x}}. \quad (\text{A.16})$$

Zusammen mit der Zustandsraumbeschreibung der Strecke und der des Kalman-Filters ergibt sich damit die Beschreibung des offenen Regelkreises zu:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{x}_{k+1} \\ \mathbf{z}_{k+1} \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{0} \\ (\mathbf{A} - \mathbf{BK})\mathbf{LC} & (\mathbf{A} - \mathbf{BK})(\mathbf{I} - \mathbf{LC}) \end{bmatrix}}_{\Phi} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k \\ \mathbf{z}_k \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{B} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}}_{\Gamma} \mathbf{u}_k \quad (\text{A.17})$$

$$\alpha_k = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{KLC} & \mathbf{K}(\mathbf{I} - \mathbf{LC}) \end{bmatrix}}_{\Psi} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k \\ \mathbf{z}_k \end{bmatrix} \quad (\text{A.18})$$

Mit den Matrizen Φ , Γ und Ψ lautet die Übertragungsfunktion des offenen Kreises

$$F(z) = \frac{\mathbf{u}(z)}{\alpha(z)} = \Psi(\mathbf{I}z - \Phi)^{-1}\Gamma. \quad (\text{A.19})$$

Aus dem zugehörigen Nyquist- oder Bode-Diagramm sind somit die Stabilitätsgrenzen des Systems mit Kalman-Filter ermittelbar.

A.4 Applikation der Drehmomentensensoren

Zur Drehmomentenmessung werden auf beiden Antriebsachsen vier Dehnungsmessstreifen zu einer Wheatston'schen-Brückenschaltung als Vollbrücke miteinander verschaltet (siehe Abbildung A.2). Biegemomente und Normalkräfte wirken sich bei dieser Beschaltung nicht auf den Messwert aus.

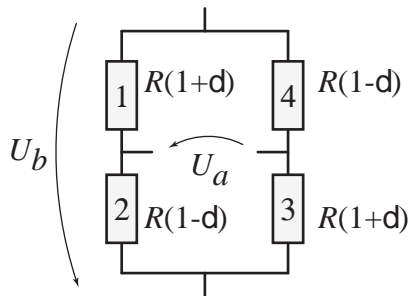


Abbildung A.2: DMS Vollbrückenschaltung

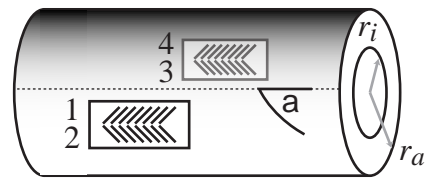


Abbildung A.3: Anordnung der DMS Widerstände

Die Brückenspannung U_a ergibt sich aus der Brückenversorgungsspannung U_b und der relativen Widerstandsänderung δ zu

$$U_a = \delta U_b \quad \text{mit} \quad \delta = \frac{\Delta R}{R}. \quad (\text{A.20})$$

Die relative Widerstandsänderung δ bestimmt sich aus der Dehnung ϵ an der Oberfläche der Achse. Diese ist abhängig vom Winkel α , dem Winkel zwischen der Wellenachse und der bezüglich Dehnung betrachteten Richtung, vgl. Mohrscher Spannungskreis z. B. bei Schnell (1998). Der Zusammenhang zwischen der Dehnung ϵ und dem Torsionsmoment M_T ist durch

$$\epsilon = \frac{1}{\pi} \frac{r_a}{r_a^4 - r_i^4} \frac{\sin(2\alpha)}{G} M_T \quad (\text{A.21})$$

gegeben. Senkrecht und parallel zur Achse tritt keine Dehnung auf, das Maximum wird für $\alpha = \pm 45$ Grad erreicht. Aus diesem Grund werden für die Torsionsmessung DMS-Rosetten in V-Form verwendet. Abbildung A.3 zeigt die Anordnung der Widerstände auf der Welle.

Das Schubmodul G aus Gleichung A.21 ist eine Materialkonstante und steht über

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad (\text{A.22})$$

in direktem Zusammenhang mit dem Elastizitätsmodul E und der Querdehnzahl μ . Die Querdehnzahl μ ist der Kehrwert der in der Festigkeitslehre verwendeten Poissonzahl. Wie z. B. bei Hoffmann (1987) angeben, gilt für Stahl

$$E = 202 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2} \quad \text{und} \quad \mu = 0.28.$$

Die relative Widerstandsänderung δ ergibt sich mit dem dimensionslosen k -Faktor, der das Verhältnis von Widerstands- zu Längenänderung angibt zu

$$\delta = k \cdot \epsilon. \quad \text{Konstantan: } k \approx 2.05 \quad (\text{A.23})$$

Damit ist der gesuchte Zusammenhang zwischen dem von der Welle übertragenen Drehmoment M_T und der gemessenen Brückenspannung U_a beschrieben.

B Anhang: Fahrzeugparameter

B.1 Streckenparameter des Antriebsstrangs

Mechanik			
A_F	Fahrzeugstirnfläche	2.25	m ²
J_0	Trägheit Kupplungs-Primärseitig	0.3	kg m ²
J_1	Trägheit Kupplungs-Sekundärseitig	0.012	kg m ²
J_2	Ersatzträgheit des Fahrzeugs	105.0	kg m ²
J_3	Trägheit des Aggregat	12.4	kg m ²
c_{Ab}	Federsteifigkeit der Wellen zwischen Abtrieb und Rad	303	Nm/Grad
c_{Achs}	Federsteifigkeit der Wellen zwischen Kupplung und Rad ($\frac{c_{Ab} c_G}{c_{Ab} + c_G}$)	281	Nm/Grad
c_{Agg}	Federsteifigkeit der Aggregatelagerung	1000	Nm/Grad
c_G	Ersatzfedersteifigkeit der Wellen zwischen Kupplung und Abtrieb	3575	Nm/Grad
d_{Achs}	Dämpfungsbeiwert des Triebstrangs	70.7	Nm/(rad/s)
d_{Agg}	Dämpfungsbeiwert der Aggregatelagerung	475	Nm/(rad/s)
i_G	Antriebsstrangübersetzung im ersten Gang	14.05	1
$\bar{\mu}$	Kupplungsreibwert	0.12	1
ψ_{Ab}	Spiel der Wellen zwischen Abtrieb und Rad	1.8	Grad
ψ_{Achs}	Spiel der Antriebsachse ($\psi_G + \psi_{Ab}$)	2.3	Grad
ψ_{Agg}	Spiel der Aggregatelagerung	1.0	Grad
ψ_G	Spiel der Wellen innerhalb des Getriebes	0.47	Grad

B.2 Streckenparameter der Hydraulik

Hydraulik			
D_{Hyd}	Dämpfungsgrad	0.37	1
K_{m2p}	Verstärkungsfaktor	0.02	bar/Nm
T_{Tot}	Totzeit	11	ms
f_{Hyd}	Eigenfrequenz	16	Hz
ω_{Hyd}	Eigenkreisfrequenz ($2\pi f_{Hyd}$)	95	rad/s

C Anhang: Ergänzende Messungen zu den Anfahrvorgängen

C.1 Anfahren mit aktiviertem Ausgangsgrößenregler

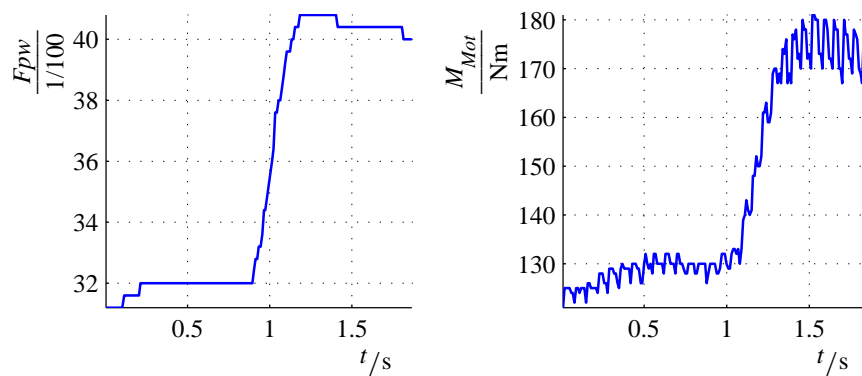


Abbildung C.1: Anregung des Triebstrangs. *LINKS*: Fahrpedalwert F_{pw} . *RECHTS*: Motormoment M_{Mot} .

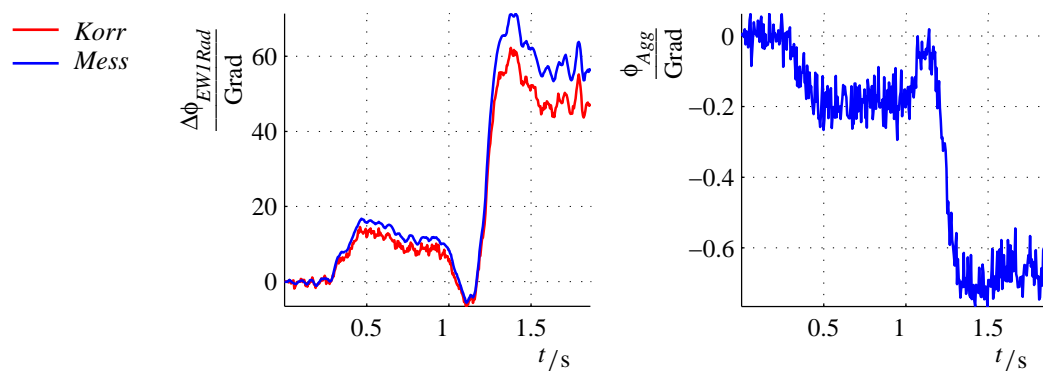


Abbildung C.2: Ausgewählte Zustandsgrößen. *LINKS*: Triebstrangverdrehwinkel $\Delta\phi_{EW1Rad}$. *RECHTS*: Aggregatelagewinkel ϕ_{Agg} .

C.2 Anfahren mit aktiviertem Zustandsgrößenregler

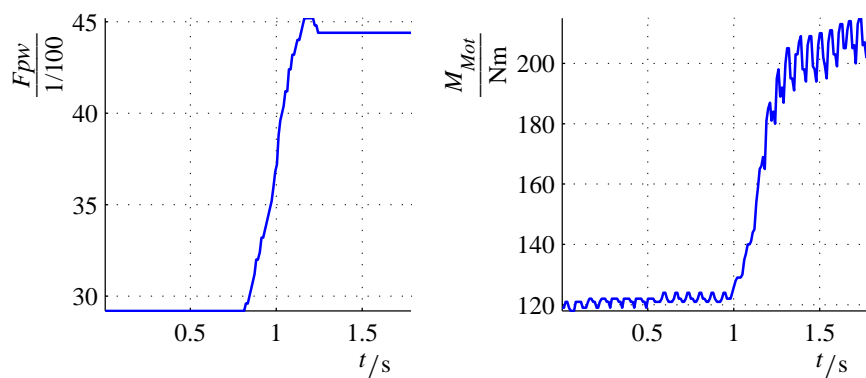


Abbildung C.3: Anregung des Triebstrangs. *LINKS*: Fahrpedalwert F_{pw} . *RECHTS*: Motormoment M_{Mot} .

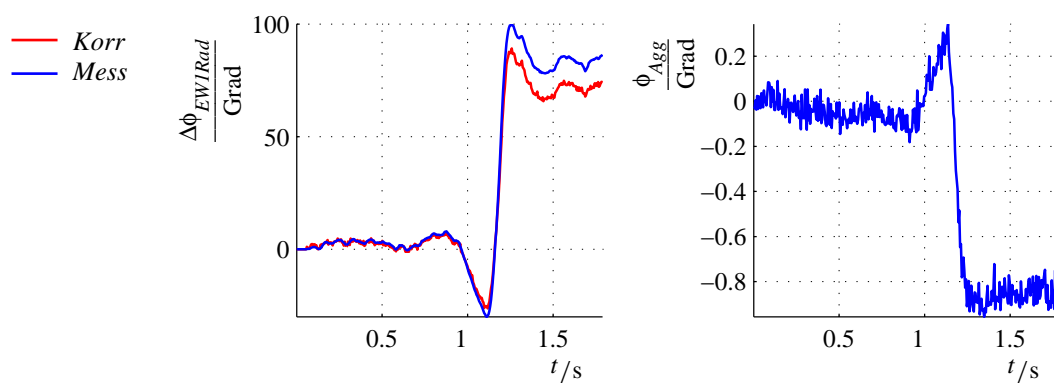


Abbildung C.4: Ausgewählte Zustandsgrößen. *LINKS*: Triebstrangverdrehwinkel $\Delta\phi_{EW1Rad}$. *RECHTS*: Aggregatlagewinkel ϕ_{Agg} .

Literaturverzeichnis

- [Abbassi 1999] ABBASSI, Mojtaba B.: Steigerung des Antriebsstrangkforts im Kfz durch elektronisches Kupplungsmanagement. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 101 (1999), S. 118–126
- [Ackermann 1993] ACKERMANN, Jürgen: *Robuste Regelung, Analyse und Entwurf von linearen Regelungssystemen mit unsicheren physikalischen Parametern*. Springer, Berlin, 1993
- [Albers und Arslan 2003] ALBERS, A. ; ARSLAN, A.: Potenzialabschätzung keramischer Teilbeläge für den Einsatz in trockenlaufenden Kupplungssystemen mittels experimenteller Untersuchung. In: *Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben* VDI-Gesellschaft, 2003, S. 265–280
- [Albers und Krüger 2003] ALBERS, A. ; KRÜGER, A.: Aktive Dämpfung friktionskontaktinduzierter Schwingung in Antriebssträngen. In: *Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben* VDI-Gesellschaft, 2003, S. 193–209
- [Albers und Krüger 2004] ALBERS, A. ; KRÜGER, A.: Aktive Dämpfung selbsterregter Reibschwingungen am Beispiel des Kupplungsrupfens. In: *Konstruktion* (2004)
- [Albers und Herbert 1990] ALBERS, Albert ; HERBERT, Daniel: Elektronisches Kupplungsmanagement, die mitdenkende Kupplung. In: *LuK Kolloquium*, 1990, S. 77–101
- [Athans 1986] ATHANS, Michael: A Tutorial On The LQG/LTR Method. In: *American Control Conference* Massachusetts Institute of Technology, 1986, S. 1289–1296
- [Bauer 1993] BAUER, K. H.: Optimierungsmethode für nasslaufende Anfahrkupplungen in modernen Kennungswandlern. In: *4. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentchnik*, 1993, S. 563–590

- [Baumann u. a. 2003] BAUMANN, R. ; ENGEL, S. ; SASSE, Ch.: Die neue Generation moderner Hochleistungswandlerkupplungen mit patentiertem Ringnutsystem. In: *Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben* VDI-Gesellschaft, 2003, S. 413–423
- [Bärecke und Schwenger 2003] BÄRECKE, Frank ; SCHWENGER, Andreas: *Identifikation einer Kupplungsreibkennlinie am Beispiel einer nasslaufenden Doppelkupplung*, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Diplomarbeit, 2003
- [Fan 1994] FAN, Jun: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu Längsschwingungen von Pkw (Ruckeln)*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 1994
- [Föllinger 1994] FÖLLINGER, Otto: *Regelungstechnik, Einführung in die Methoden und Ihre Anwendung*. Hüthig, 1994
- [Franklin u. a. 2002] FRANKLIN, G. F. ; POWELL, J. D. ; EMAMI-NAEINI, A.: *Feedback Control of Dynamic Systems*. 4th edition. Prentice Hall, 2002
- [Fredriksson u. a. 2002] FREDRIKSSON, Jonas ; WEIEFORS, Henrik ; EGARDT, Bo: Powertrain Control for Active Damping of Driveline Oscillations. In: *Vehicle System Dynamics* 37 (2002), S. 359–379
- [Förster 1991] FÖRSTER, Hans J.: *Automatische Fahrzeuggetriebe*. Springer, 1991
- [Hagerodt 1998] HAGERODT, Bernd: *Untersuchungen zu Lastwechselreaktionen frontgetriebener Personenkraftwagen*, Institut für Kraftfahrzeuge Aachen, Dissertation, 1998
- [Hespanha 2004] HESPANHA, Joao P.: Optimal Control: LQG/LQR controller design. In: *ECE147C Lecture Notes* (2004)
- [Hoffmann 1987] HOFFMANN, Karl: *Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmessstreifen*. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt, 1987
- [Isermann 1987a] ISERMANN, Rolf: *Digitale Regelsysteme*. Bd. I. 2. Auflage. Springer-Verlag, 1987
- [Isermann 1987b] ISERMANN, Rolf: *Digitale Regelsysteme*. Bd. II. 2. Auflage. Springer-Verlag, 1987

-
- [Kiencke und Nielsen 2000] KIENCKE, Uwe ; NIELSEN, Lars: *Automotive Control Systems, For Engine, Driveline and Vehicle*. Springer, 2000
- [Konigorski 1988] KONIGORSKI, U.: *Ein direktes Verfahren zum Entwurf strukturbeschränkter Zustandsrückführungen durch Polvorgabe*. VDI-Verlag, 1988
- [Kreisselmeier 1999] KREISSELMEIER, G.: Struktur mit zwei Freiheitsgraden. In: *at Automatisierungstechnik* (1999), S. 266–269
- [Köster 1998] KÖSTER, Lutz: *Modale Analyse unwuchterregter Temperaturtransienten in Turbogeneratorläufern*, Institut für Grundlagen Elektrotechnik und Messtechnik, Universität Hannover, Dissertation, 1998
- [Kugimiya und Yoshimura 1997] KUGIMIYA, T. ; YOSHIMURA, N.: Next generation of high performance ATF for slip-controlled automatic transmission. In: *International Fall Fuels, Lubricants Meeting, Exposition SAE*, 1997, S. 83–92
- [Kuo und Morgan 1996] KUO, Sen M. ; MORGAN, Dennis R.: *Active Noise Control Systems, Algorithm and DSP Implementations*. John Wiley & Sons, Inc., 1996
- [Laschet 1988] LASCHET, Andreas: *Simulation von Antriebssystemen*. Springer, 1988
- [Lüke 1992] LÜKE, Hans D.: *Korrelationssignale: Korrelationsfolgen und Korrelationsarrays in Nachrichten- und Informationstechnik*. Springer-Verlag, 1992
- [Lohner 2001] LOHNER, A.: Aktive Drehschwingungsdämpfung in Trolleybus-Antrieben. In: *10. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik*, 2001, S. 647–655
- [Ludyk 1995] LUDYK, Günter: *Theoretische Regelungstechnik, Band 2*. Springer, 1995
- [Maucher 1990] MAUCHER, Paul: Kupplungsrupfen, Möglichkeiten zur Vermeidung. In: *Torsionsschwingungen im Antriebsstrang, 4. Internationales LuK Kolloquium*, 1990, S. 103–117
- [Menne 2001] MENNE, Marcus: *Drehschwingungen im Antriebsstrang von Elektrostraßenfahrzeugen, Analyse und aktive Dämpfung*, RWTH Aachen, Dissertation, 2001
- [Müller 1996] MÜLLER, Kai: *Entwurf robuster Regelungen*. B. G. Teubner Stuttgart, 1996

- [Papageorgiou 1996] PAPAGEORGIU, M.: *Optimierung; Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung*. Oldenbourg, 1996
- [Pfeiffer und Glocker 2000] PFEIFFER, Friedrich ; GLOCKER, Christoph: *Multibody dynamics with unilateral contacts*. John Wiley & Sons, Inc., 2000
- [Raisch und Gilles 1992] RAISCH, Jörg ; GILLES, Ernst D.: Reglerentwurf mittels H_∞ -Minimierung – Eine Einführung. In: *at - Automatisierungstechnik* 40; 3,4 (1992), S. 84–92;123–131
- [Saber u. a. 1993] SABERI, Ali ; CHEN, Ben M. ; SANNUTI, Peddapullaiah: *Loop Transfer Recovery: Analysis and Design*. Springer-Verlag, 1993
- [Sattler 2001] SATTLER, Bettina: *Entwurf eines robusten, filterintegrierten Aktuatorreglers zur Erhöhung der Stabilitätsreserve bei der Dämpfung von Strukturschwingungen*, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2001
- [Schmidt und Isermann 2004] SCHMIDT, Christoph ; ISERMANN, Rolf: Optimal Control: LQG/LQR controller design. In: *ECE147C Lecture Notes* 54 (2004), S. 358–363
- [Schnell 1998] SCHNELL, Walter: *Technische Mechanik: Elastostatik*. 6. Springer-Verlag, 1998
- [Schwenger und Haase 2002] SCHWENGER, Andreas ; HAASE, Helmut: Methoden zur Simulation strukturvariabler Systeme. In: *1. Internationales IIR-Symposium Innovative Fahrzeuggetriebe* Bd. II, 2002
- [Selbststudienprogramm 308 2004] Selbststudienprogramm 308: *Das Direkt-Schalt-Getriebe*. 1.00. 2004. – Volkswagen AG
- [Stieglmeyr und Pfeiffer 1999] STIEGELMEYR, Andreas ; PFEIFFER, Friedrich: A Time Stepping Algorithm For Mechanical Systems With Unilateral Contacts. In: *ASME Desing Engineering Technical Conferences*, 1999
- [Svaricek u. a. 2001] SVARICEK, Ferdinand ; BOHN, Christian ; KARKOSCH, Hans-Jürgen ; HÄRTEL, Volker: Aktive Schwingungskompensation im Kfz aus regelungstechnischer Sicht. In: *at Automatisierungstechnik* 49 (2001), S. 249–259
- [Vaccaro 1995] VACCARO, Richard J.: *Digital Control, A State-Space Approach*. McGraw-Hill, Inc., 1995

- [Weik u. a. 2004] WEIK, W. ; FRIEDMANN, O. ; ANGER, I. ; WERNER, O.: Die Kupplung – Das Herz des Doppelkupplungsgetriebes. In: *Getriebe in Fahrzeugen* VDI-Gesellschaft, 2004, S. 65–88
- [Winkel u. a. 2004] WINKEL, Matthias ; KARCH, Dr. G. ; STEINEL, Klaus: Kupplungsrupfen, Entstehung und Gegenmaßnahmen bei AS-Getrieben. In: *Getriebe in Fahrzeugen* VDI-Gesellschaft, 2004, S. 253–364

Lebenslauf

Persönliche Daten:

Andreas Schwenger
geb. am 16. Juli 1970 in Hannover
verheiratet, ein Kind

Schulbildung:

1977 - 1990 Abitur am Gymnasium der Schillerschule Hannover

Studium:

10.1990 - 11.1996 Studium der Elektrotechnik an der Universität Hannover
mit dem Studienschwerpunkt Mess- und Regelungstechnik

Berufstätigkeit:

12.1996 - 09.2001 ZF Friedrichshafen AG
Forschung & Entwicklung: Elektronik Entwicklung
Geschäftsbereich LKW: Systementwicklung

10. 2001 -10.2004 Volkswagen AG
Doktorand in der Konzernforschung, Antriebselektronik
Betreuung durch das
Institut für Grundlagen der Elektrotechnik und Messtechnik
der Universität Hannover

11. 2004 - Volkswagen AG
Mitarbeiter der Konzernforschung, Antriebselektronik