

Antriebsbasierte Schwingungsdämpfung für Werkzeugmaschinen und Fahrzeugantriebe

Drive-based Oscillation Damping for Machine Tools and Vehicle Drives

Von der Fakultät für Maschinenwesen
der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften
genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Stephan Cornelius Gsell

Berichter:

Universitätsprofessor Dr.-Ing. Christian Brecher
Universitätsprofessor Dr.-Ing. Lutz Eckstein

Tag der mündlichen Prüfung: 03. Mai 2017

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Universitätsbibliothek online verfügbar.

ERGEBNISSE AUS DER PRODUKTIONSTECHNIK

Stephan Cornelius Gsell

Antriebsbasierte Schwingungsdämpfung für
Werkzeugmaschinen und Fahrzeugantriebe

Herausgeber:

Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E. h. Dr. h. c. Dr. h. c. F. Klocke

Prof. Dr.-Ing. Dipl.-Wirt. Ing. G. Schuh

Prof. Dr.-Ing. C. Brecher

Prof. Dr.-Ing. R. H. Schmitt

Band 14/2017



Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

Stephan Cornelius Gsell:

Antriebsbasierte Schwingungsdämpfung für Werkzeugmaschinen und Fahrzeugantriebe

1. Auflage, 2017

Gedruckt auf holz- und säurefreiem Papier, 100% chlorfrei gebleicht.

Apprimus Verlag, Aachen, 2017

Wissenschaftsverlag des Instituts für Industriekommunikation und Fachmedien
an der RWTH Aachen

Steinbachstr. 25, 52074 Aachen

Internet: www.apprimus-verlag.de, E-Mail: info@apprimus-verlag.de

Printed in Germany

ISBN 978-3-86359-522-7

D 82 (Diss. RWTH Aachen University, 2017)

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Werkzeugmaschinenlabor (WZL) der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule (RWTH) Aachen.

Herrn Professor Dr.-Ing. Christian Brecher als Inhaber des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen sowie den Herren Dr.-Ing. Werner Herfs und Dr.-Ing. Wolfram Lohse als Leiter der Abteilung Steuerungstechnik und Automatisierung danke ich für das mir entgegengebrachte Vertrauen und die Freiräume meiner Tätigkeit. Herrn Professor Dr.-Ing. Lutz Eckstein danke ich für die Übernahme des Koreferats dieser Dissertation.

Für die konstruktive Durchsicht dieser Arbeit möchte ich mich bei meinen ehemaligen Kollegen Dr.-Ing. Christian Heyers (WZL) sowie Leonhard Häußler (ika) bedanken. Darüber hinaus bin ich dankbar für das angenehme Arbeitsumfeld am WZL. Insbesondere mit den Kollegen Thomas Breitbach, Christian Heyers, Daniel Behnen, Simon Müller und Johannes Nittinger konnte man sehr gut (über)fachlich diskutieren.

Dieses Manuskript wäre jedoch ohne die tolle Unterstützung zahlreicher Studenten in Form von HiWi-Tätigkeiten sowie Studien- und Abschlussarbeiten nicht möglich gewesen. Insbesondere möchte ich die Arbeiten von Jianfeng Mo für den Werkzeugmaschinen- sowie Christoph Kaul für den Fahrzeugteil hervorheben.

Ich danke besonders meinen Eltern, die mich während meines gesamten Lebensweges stets unterstützt und mir meine Ausbildung ermöglicht haben.

Meiner Frau Kathrin bin ich unendlich dankbar für ihr Verständnis und ihre Geduld in allen Phasen bis zur Fertigstellung dieser Schrift sowie in der Vorbereitung der mündlichen Prüfung. Sie hat sich – nicht nur in dieser Zeit – wunderbar um unsere Kinder Frieda und Fritz gekümmert und mir den Rücken freigehalten.

Gaimersheim, im Mai 2017

Stephan C. Gsell

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Stand der Technik und Forschung	5
2.1	Schwingungen in mechatronischen Systemen	5
2.2	Schwingungsdämpfung für Werkzeugmaschinen	8
2.2.1	Lageregelkreis in Werkzeugmaschinen	8
2.2.2	Maßnahmen zur Schwingungsreduktion in Werkzeugmaschinen	14
2.3	Schwingungsdämpfung für (Elektro-)Fahrzeuge	26
2.4	Zusammenfassung	35
3	Aufgabenstellung und Zielsetzung	37
4	Schwingungsverhalten mechatronischer Systeme	39
4.1	Werkzeugmaschine	39
4.1.1	Versuchsmaschine und -aufbau	39
4.1.2	Führungsverhalten des Lageregelkreises	43
4.1.3	Modellbildung	49
4.2	Elektrofahrzeug	55
4.2.1	Antriebsstrangprüfstand	55
4.2.2	Lastwechselschwingungen	58
4.2.3	Modellbildung	65
4.3	Gemeinsame Anforderungen an die Schwingungsdämpfung	69
5	Schwingungsdämpfung für Werkzeugmaschinen	71
5.1	Vorüberlegungen	71
5.2	Bandsperrung in der Lagerückführung	72
5.3	Optimalregler	74
5.4	Vereinfachung zum Biquadfilter	80
5.5	Positionsabhängige Regelung	84
5.6	Zwischenfazit	86

6	Schwingungsdämpfung für Elektrofahrzeuge	87
6.1	Übertragung von WZM-Konzepten auf Elektrofahrzeuge	87
6.1.1	Soll- und Istwertfilter	87
6.1.2	Optimalregler	89
6.2	Regelung der Differenzdrehzahl	92
6.3	Zwischenfazit	96
7	Verifikation an Werkzeugmaschine und Antriebsstrangprüfstand	97
7.1	Werkzeugmaschine	97
7.1.1	Anpassung der Algorithmen an Versuchsaufbau	97
7.1.2	Einachsige Schwingungsdämpfung	100
7.1.3	Schwingungsdämpfung im Mehrachsbetrieb	108
7.2	Antriebsstrangprüfstand	110
7.3	Fazit zu Schwingungsdämpfungsvarianten	124
8	Zusammenfassung und Ausblick	125
8.1	Zusammenfassung	125
8.2	Ausblick	127
	Literaturverzeichnis	133
A	Anhang	147
A.1	Angepasstes Ruckprofil	147
A.2	Abhängigkeit der z-Achse von der Tischbeladung	148
A.3	Antriebsstrangprüfstand	149

Abbildungsverzeichnis

2.1	Einmassenschwinger (PT ₂ -System)	7
2.2	Einfluss der Eigenfrequenz f_0 auf die Sprungantwort eines PT ₂ -Elements bei konstanter Dämpfung $D = 0,95$	8
2.3	Lageregelkreis für Werkzeugmaschinen	9
2.4	Sprungantworten (links) und Führungsfrequenzgänge (rechts) des Lageregelkreises einer Werkzeugmaschine bei verschiedenen K_v -Faktoren (in $\text{m}/\text{min}\cdot\text{mm}$)	10
2.5	Motor mit angekoppelter Last als Zweimassenschwinger	12
2.6	Bodediagramm eines Zweimassenschwingers (Verhältnis aus Drehzahl zu Motor-moment)	13
2.7	Einfluss der Achsposition auf das mechanische Verhalten	14
2.8	Überblick zur Schwingungsdämpfung und Dynamikerhöhung für WZM	15
2.9	Prinzip passiver und aktiver Schwingungsdämpfer	17
2.10	Regelkreis mit a) Aufschaltung und b) Vorsteuerung	18
2.11	Filter vor und im kaskadierten Lageregelkreis	19
2.12	Zusätzliche Rückführungen im Geschwindigkeitsregelkreis bei Siemens APC	22
2.13	Siemens Engineered Motion Control (EMC)	24
2.14	Zustandsraummodell mit Zustandsregler	25
2.15	Regelungsstruktur	25
2.16	Vergleich der Kennlinien von Otto- und Elektromotor	27
2.17	Elektrischer Antriebsstrang	28
2.18	Regelkreis im Elektrofahrzeug	28
2.19	Gezielte Veränderung des Antriebsmoments zur Schwingungsreduktion	31
2.20	Smith-Prädiktor	32
2.21	Regelkreis zur aktiven Schwingungsdämpfung im Antriebsstrang	34
4.1	Dreh-Bohr-Fräs-Bearbeitungszentrum DBF 630 der Firma Dörries Scharmann Technologie GmbH	40
4.2	Aufbau der x-Achse der DBF 630	41
4.3	Versuchsaufbau mit steuerungsexterner Filterhardware	42

4.4	Einfluss der x-Achsenposition auf den Führungsfrequenzgang des Lageregelkreises der x-Achse bei konstanter y-Position ($Y = 365 \text{ mm}$)	44
4.5	Einfluss der Achsenposition auf den Führungsfrequenzgang des Lageregelkreises der y-Achse (links) und z-Achse (rechts)	45
4.6	Maximale Überhöhungen des Führungsfrequenzgangs der x-Achse in Abhängigkeit der x- und y-Position bei $K_v = 4 \text{ m}^3/\text{min}\cdot\text{mm}$	46
4.7	Maschinenständerschwingung der DBF 630	47
4.8	Kreisformtest in der x-y-Ebene	48
4.9	SimScape-Modell der Maschinenmechanik	50
4.10	Mechanikfrequenzgang x-Achse: Vergleich Simulation und Messung	51
4.11	Vergleich Simulation und Messung der Führungsfrequenzgänge der x-Achse: Drehzahlregelkreis (links) und Lageregelkreis (rechts)	52
4.12	Vergleich Identifikation und Messung des Führungsfrequenzgangs der x-Achse bei verschiedenen Parametern für die Zähler- (m) und Nennerordnungen (n)	54
4.13	Schematischer Aufbau des Prüfstands mit Lastmotoren	56
4.14	Steuerungsstruktur des Antriebsstrangs mit Lastmaschinen	57
4.15	Antriebsstrang als Halffahrzeug auf Rollenprüfstand	59
4.16	Einfacher Fahrzyklus (ohne Lastmoment)	60
4.17	Einfacher Fahrzyklus (ohne Lastmoment): Vergleich der drei Drehgeber	61
4.18	Momentenvorgabe mit Fahrwiderstand	62
4.19	Drehzahldifferenz zwischen Antriebs- und linkem und rechtem Drehgeber bezogen auf die Antriebsdrehzahl	62
4.20	Fahrt mit rein elektrischem Versuchsfahrzeug (Messung durchgeführt vom Institut für Kraftfahrzeuge der RWTH Aachen)	64
4.21	Messung aus Abbildung 4.20. Darstellung der Differenzdrehzahlen zwischen Antrieb und Rad sowie zwischen den Rädern	64
4.22	Vereinfachtes Modell des Getriebes mit Differential	65
4.23	Simulation und Messung eines Momentensprungs am Antriebsstrangprüfstand (ohne Last)	66
4.24	Vereinfachtes Prüfstandsmodell	67
4.25	Vergleich Simulation und Messung mit vereinfachtem Modell	68
4.26	Übertragungsfunktion vom Fahrerwunschmoment zur Motordrehzahl des Antriebsstrangs aus vereinfachtem Modell	69
5.1	Lageistwertfilter	72
5.2	Bandsperrfilter als Lagesoll- (links) und -istwertfilter (rechts)	73
5.3	Verrauschtes System mit Kalman-Filter als Beobachter	75
5.4	LQG-Regler als Kombination aus Kalman-Filter und LQ-Regler	78

5.5	Links: Simulationsergebnis mit LQG-Regler. Rechts: unterschiedliches Übertragungsverhalten bei guter und schlechter Parametrierung von Q .	79
5.6	Biquadfilter als Kombination aus Hoch- und Tiefpassfilter	81
5.7	Biquadfilter als Annäherung an den LQG-Regler	82
5.8	Beispielhafte Arbeitsraumaufteilung für Gain-Scheduling	85
6.1	Regelung mit bandpassgefilterter Drehzahlrückführung	88
6.2	Simulation des Fahrzyklus ohne und mit LQG-Regler	89
6.3	Ausschnitt aus der Simulation des Fahrzyklus ohne (OF) und mit LQG-Regler (inkl. Hochpassfilter)	90
6.4	Simulationen mit LQG-Regler bei verschiedenen Vorgaben für Q	91
6.5	LQG-Regler ($Q = 10$), Hochpassfilter (HP) und Reihenschaltung beider	92
6.6	Blockschaltbild zur Regelung der Differenzdrehzahl	94
6.7	Übertragungsfunktionen des Antriebsstrangs ohne und mit Regelung der Differenzdrehzahl sowie des Differenzdrehzahlmodells	95
6.8	Simulationen mit Regelung der Differenzdrehzahl bei verschiedenen Vorgaben für den Verstärkungsfaktor k_{diff}	95
7.1	Berechnete LQG-Regler ohne und mit Berücksichtigung der hardwarebedingten Zeitverzögerung	99
7.2	Maschine mit LQG-Regler bei $K_v = 3,5 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$	100
7.3	Maschine mit LQG-Regler bei $K_v = 4 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$	101
7.4	Ausschnitt aus der Messung mit LQG-Regler bei $K_v = 4 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$	102
7.5	Maschine mit Biquadfilter bei $K_v = 4 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$	103
7.6	Rampenförmige Verfahrbewegung der x-Achse mit Biquadfilter	104
7.7	Ortskurve der offenen Regelkreise der Maschine ohne Lageistwertfilter, mit LQG-Regler und mit Biquadfilter bei $K_v = 4 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$	105
7.8	Führungsfrequenzgang mit LQG-Regler an verschiedenen Positionen zwischen vier Auslegungspunkten bei einem K_v von $4 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ mit gutem (oben) und nicht so gutem (unten) Dämpfungsergebnis	107
7.9	Kreisformtest in der x-y-Ebene mit $K_v = 4 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$	109
7.10	Kreisformtest in der x-y-Ebene mit $K_v = 3,47 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$	109
7.11	Momentenvorgabe mit Rekuperationsmoment: Ausgangszustand des Prüfstands und mit aktiviertem Bandpassfilter (oben), mit LQG-Regler (Mitte) und mit Differenzdrehzahlregler (unten)	112
7.12	Modifizierter Fahrzyklus ohne Rekuperationsmoment mit 100 Nm max. Antriebsmoment (oben) und vergrößertem Ausschnitt (unten)	114

7.13	Gleiche Messung wie Abb. 7.12: Darstellung der antriebs- und radseitig verbauten Drehgeber (oben) sowie Momentensoll- und -istwert (unten)	116
7.14	Mit Prüfstand simulierte Bordsteinüberfahrt. Drehzahlen zur besseren Übersicht jeweils unterschiedlich stark in y-Richtung verschoben.	118
7.15	Momentenvorgabe am Rollenprüfstand mit verschiedenen simulierten Fahrzeugmassen	120
7.16	ABS-Bremseingriffe mit 5 Hz (oben) und 10 Hz (unten)	122
A.1	Siebenphasenprofil zur Sollwertgenerierung	147
A.2	Führungsfrequenzgang der z-Achse mit und ohne Tischbeladung von $m = 500$ kg mit $K_v = 4,5$ m/min-mm bei $Z = 300$ mm	148
A.3	Einzelkomponenten des am Prüfstand verwendeten Getriebes	149
A.4	Antriebsstrangprüfstand in Schallschutzkabine mit Steuerungszentrale für An- und Abtriebsmotoren	150
A.5	Zahlenwerte der Komponenten des Antriebsstrangprüfstands	151
A.6	Modellierter Wellenstrang des Antriebsstrangprüfstands	152
A.7	Schematischer Aufbau des Rollenprüfstands	153
A.8	Torsionsschwingermodell zur Erzeugung der Lastwechselschwingungen	153

Formelzeichen und Abkürzungsverzeichnis

Formula Symbols and List of Abbreviations

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
α	rad	Steigung der Fahrbahn
δ	mm	Schleppfehler
ρ_{Luft}	kg/m ³	Strömungswiderstandskoeffizient
$\varphi_{\text{L}}, \varphi_{\text{M}}$	rad	Winkellage der Last/des Motors
φ_{Rad}	rad	Winkellage des Rads
φ_{Motor}	rad	Winkellage des Motors
φ_{st}	rad	Winkellage des Ständers
ω	-	Gewichtungsfaktor
ω_0	rad/s	Eigen(kreis)frequenz
ω_1	rad/s	Antriebswinkelgeschwindigkeit
ω_1	rad/s	Eigenkreisfrequenz des Hochpassfilters
$\tilde{\omega}_1$	rad/s	geschätzte Antriebswinkelgeschwindigkeit
ω_2	rad/s	Abtriebswinkelgeschwindigkeit
ω_2	rad/s	Eigenkreisfrequenz des Tiefpassfilters
$\tilde{\omega}_2$	rad/s	geschätzte Abtriebswinkelgeschwindigkeit
ω_{ist}	rad/s	Istwinkelgeschwindigkeit
ω_{k}	rad/s	diskreter Frequenzvektor
$\omega_{\text{links}}, \omega_{\text{rechts}}$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit links/rechts
$\omega_{\text{M}}, \omega_{\text{Motor}}$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Motors
ω_{Rad}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Rads
χ^2	-	quadratische Fehlerfunktion
A	-	Systemmatrix eines Zustandsraummodells
A_k	-	Systemmatrix des geregelten Systems
B	-	Eingangsmatrix eines Zustandsraummodells
C	-	Ausgangsmatrix eines Zustandsraummodells
D	-	Durchgangsmatrix eines Zustandsraummodells
K_b	-	Rückführmatrix des Kalman-Filters
K_r	-	Rückführmatrix

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
P	-	Lösung der Matrix-Ricatti-Gleichung
P_b	-	Lösung der Matrix-Ricatti-Gleichung für Kalman-Filter
Q	-	Kovarianzmatrix des Messrauschens
Q_b	-	Kovarianzmatrix des Messrauschens für Kalman-Filter
R	-	Kovarianzmatrix des Prozessrauschens
R_b	-	Kovarianzmatrix des Prozessrauschens für Kalman-Filter
A	dB	Amplitude
A_{Fzg}	m ²	Fahrzeugstirinfläche
D	-	Dämpfungsgrad
F	N	Kraft
F_{Beschl}	N	Beschleunigungswiderstand
F_{Luft}	N	Luftwiderstand
F_{Roll}	N	Rollwiderstand
F_{Steigung}	N	Steigungswiderstand
\hat{G}	-	totzeitfreies Modell
\hat{G}_2^{-1}	-	inverses Streckenmodell
G_{Auf}	variabel	Übertragungsfunktion der Aufschaltung
G_{BQ}	-	Übertragungsfunktion eines Biquadfilters
G_F	-	Filterübertragungsfunktion
G_{ges}	-	Gesamtübertragungsfunktion
G_{HHP}	-	Übertragungsfunktion eines Hochpassfilters
G_M	1/N	Übertragungsfunktion der Mechanik
G_{Mω}	1/Ns	Übertragungsfunktion vom Motormoment zur Winkelgeschwindigkeit
G_{Mess}	-	Übertragungsfunktion des Positionsmesssystems
G_{MF}	-	Übertragungsfunktion mit Lageistwertfilter
G_{ML}	-	Übertragungsfunktion vom Motormoment zum Lastmoment
G_{Mot}	V/A	Übertragungsfunktion des vereinfachten Synchronmotors
G_{ohne}	-	Übertragungsfunktion ohne Vorsteuerung
G_{offen,OF}	-	Übertragungsfunktion des offenen Regelkreises ohne Filter
G_{OF}	-	Übertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises ohne Filter
G_R	variabel	Übertragungsfunktion des Reglers
G_{Sys}	variabel	Übertragungsfunktion des Systems
G_{Spindel}	N/m ²	Schubmodul der Spindel
G_{TP}	-	Übertragungsfunktion eines Tiefpassfilters
G_{Vor}	-	Übertragungsfunktion der Vorsteuerung
G_{PT2}	m/N	Übertragungsfunktion eines PT ₂ -Systems
H	-	gemessener Frequenzvektor

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
J	-	Kostenfunktion nach Ricatti
J_{ges}	kg m ²	Gesamträgheitsmoment
J_L	kg m ²	Lastträgheitsmoment
J_{k1}, J_{k2}	kg m ²	Trägheitsmoment der ersten und zweiten Kupplungshälfte
J_M	kg m ²	Motorträgheitsmoment
J_{red}	kg m ²	auf Motor reduzierte Gesamträgheitsmoment
J_{Sp}	kg m ²	Trägheitsmoment der Kugelgewindespindel
K	variabel	Verstärkungsfaktor
K_i	V/A	Verstärkungsfaktor des Stromreglers
K_L	1/s	Verstärkungsfaktor des Lagereglers
K_M	Nm/A	Momentenkonstante
k_r	N m s	Rückföhrfaktor
K_p	As/m	Verstärkungsfaktor des Drehzahlreglers
K_v	m/min·mm	K_v -Faktor, Geschwindigkeitsverstärkung
$K_{v,x}, K_{v,y}$	m/min·mm	K_v -Faktor der x/y-Achse
L	m	Spindellänge
L_a	H	Statorinduktivität
L_{max}	-	Abstand zwischen den Maxima von LQG-Regler und Biquadfilter
L_{mittel}	-	Mittelwert aus L_{max} und L_{min}
L_{min}	-	Abstand zwischen den Minima von LQG-Regler und Biquadfilter
M_{Abtrieb}	N m	Abtriebsmoment
M_{Antrieb}	N m	Antriebsmoment
M_{Diff}	N m	Differenzmoment
M_{FW}	N m	Fahrwiderstandsmoment
M_i, M_{ist}	N m	Istmoment
$M_{\text{links}}, M_{\text{rechts}}$	N m	Drehmoment am linken/rechten Wellenstrang
M_L, M_{Last}	N m	Lastmoment
M_M	N m	Motormoment
M_R	N m	manipuliertes Rückführungsmoment
M_s, M_{soll}	N m	Sollmoment
$M_{\text{soll}, \text{Fahrer}}$	N m	Fahrerwunschmodent
$M_{\text{Schwinger}}$	N m	Drehmoment des Torsionsschwingers
R_a	Ω	Statorwiderstand
T	s	Ersatzzeitkonstante eines PT ₁ -Systems
$T_{\text{np}}, T_{\text{ni}}$	s	Nachstellzeit des Drehzahl- bzw. Stromreglers
U_A	V	Ankerspannung
a	m/s ²	Beschleunigung

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
c	N m s	Dämpfungsbeiwert
c_{lin}	Ns/m	lineare Dämpfungskonstante
c_w	-	Strömungswiderstandskoeffizient
d	-	Prozessrauschen
d_1	-	Dämpfung des Hochpassfilters
d_2	-	Dämpfung des Tiefpassfilters
d_{Spindel}	m	Spindeldurchmesser
e	-	Schätzfehler
f_0	Hz	Eigenfrequenz
f_1	Hz	Eigenfrequenz des Hochpassfilters
f_2	Hz	Eigenfrequenz des Tiefpassfilters
f_N	Hz	Nullstellenfrequenz
f_P	Hz	Polstellenfrequenz
f_{Roll}	-	Rollwiderstandskoeffizient
f_z	Hz	Getriebezahneingriffsfrequenz
g	9,81 m/s ²	Erdbeschleunigung
h	m	Spindelsteigung
i	-	Getriebeübersetzung
i_A	A	Ankerstrom
i_i	A	Iststrom
i_s	A	Sollstrom
k	N m	Steifigkeit
k_{diff}	N m s	Verstärkungsfaktor des Differenzdrehzahlreglers
k_{lin}	N/m	lineare Federsteifigkeit
k_{ges}	N m	Gesamtsteifigkeit
k_{Lager}	N m	Steifigkeit des Spindellagers
k_{Mot}	Nm/A	Motorkonstante
k_{Mutter}	N m	Steifigkeit der Spindelmutter
k_{Spindel}	N m	Steifigkeit der Spindel
l_{Spindel}	m	Länge der Spindel
m	kg	Masse
m	-	Ordnung des Zählerpolynoms
m_{Fzg}	kg	Fahrzeugmasse
m_{St}	kg	Ständermasse
n	U/min	Drehzahl
n	-	Ordnung des Nennerpolynoms
n_{Abtrieb}	U/min	Abtriebsdrehzahl

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
n_{Antrieb}	U/min	Antriebsdrehzahl
n_{diff}	U/min	Differenzdrehzahl
n_i, n_{ist}	U/min	Istdrehzahl
$n_{\text{links}}, n_{\text{rechts}}$	U/min	radseitige Drehzahl links/rechts
n_{mittig}	U/min	antriebsseitige Drehzahl (von zusätzlichem Geber)
n_{mot}	U/min	Motordrehzahl
n_{Rad}	U/min	Raddrehzahl
n_s	U/min	Solldrehzahl
r	m/s ³	Ruck
r_{dyn}	m	dynamischer Radhalbmesser
s	-	komplexer Laplace Frequenzparameter
t	s	Zeit
u	-	Eingangsvektor
u_r	-	Reglerausgangsvektor
u_s	-	Sollwerte
v	-	Messrauschen
v_i, v_{ist}	m/s	Istgeschwindigkeit
v_{Last}	m/s	Lastgeschwindigkeit
v_{Motor}	m/s	Motorgeschwindigkeit
v_{rel}	m/s	Relativgeschwindigkeit zwischen Fahrzeug und Wind
v_s, v_{soll}	m/s	Sollgeschwindigkeit
w	-	neuer Eingangsvektor
x	-	Zustandsvektor
\tilde{x}	-	geschätzter Zustandsvektor
x_i, x_{ist}	mm	Istposition
x_{man}	mm	von der Phasenmischkarte manipulierte Istposition
x_{mess}	mm	gemessene Istposition
x_s, x_{soll}	mm	Sollposition
x_{st}	mm	Ständerposition
x_{TCP}	mm	x-Position des Tool Center Points
y	-	Ausgangsvektor
\tilde{y}	-	geschätzter Ausgangsvektor
y_{TCP}	mm	y-Position des Tool Center Points
z	variabel	Störgröße
z_1	-	Zähnezahl der ersten Getriebestufe

Abkürzung	Beschreibung
ABS	Anti-Blockier-System
APC	Advanced Position Control
BIBO	Bounded Input Bounded Output
BP	Bandpassfilter
BQ	Biquadfilter
CAM	Computer Aided Manufacturing
CAN	Controller Area Network
CNC	Computational Numerical Control, computerbasierte numerische Steuerung
DBF	Dreh-Bohr-Fräszentrum
Diffdreh	Regelung der Differenzdrehzahl
EMC	Engineered Motion Control
FxLMS	Filtered-x Least Mean Square
HiL	Hardware in the loop
HP	Hochpassfilter
KGT	Kugelgewindetrieb
LMS	Least Mean Square
LQ(R)	Linear Quadratischer (Regler)
LQG	Linear Quadratischer Gaußregler
MF	mit Lageistwertfilter
NC	Numerical Control, numerische Steuerung
NCK	Numerical Control Rechenkern
OF	ohne Lageistwertfilter
{P,L,M}AC	{Position, Load, Motion} Adaptive Control
PhMG	Phasenmischgatter, Phasenmischkarte
PI	Proportional-Integral (Regler)
PRBS	Pseudo Random Binary Sequence, Pseudozufallszahlen
PT ₁	Übertragungselement mit Verzögerung erster Ordnung
PT ₂	Übertragungselement mit Verzögerung zweiter Ordnung
RWTH	Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen
RLS	Recursive Least Squares
RZT	Ritzel-Zahnstange-Trieb
Sys	Gesamtsystem ohne Regler
TCP	Tool Center Point, Werkzeugmittelpunkt
TP	Tiefpassfilter
xPC	Matlab/Simulink Echtzeiterweiterung
WZL	Werkzeugmaschinenlabor der RWTH Aachen
WZM	Werkzeugmaschine

1 Einleitung

Introduction

Sämtliche mechatronische Systeme, wie etwa die Vorschubachse einer Werkzeugmaschine oder der elektrische Antriebsstrang im Fahrzeug, besitzen naturgemäß Eigenfrequenzen, die im Betrieb im ungünstigen Fall zu spürbaren Schwingungen führen können. Im Auto etwa sorgen niederfrequente Drehschwingungen für ein Ruckeln, welches den Fahrkomfort erheblich reduziert und an die ersten Versuche in der Fahrschule erinnert, bei denen der Umgang mit der Kupplung noch nicht so geübt war. Je höher die Frequenzen der entstehenden Vibrationen, desto eher breiten sich diese auch als Luftschall in Form störender Geräusche aus. Da der Fahrkomfort im Pkw ein wichtiges Kaufmotiv darstellt [GENU10], ist es notwendig, diese negativen Einflüsse zu minimieren. Schwingungen in Werkzeugmaschinen führen zu einer Beeinträchtigung der Bearbeitungsqualität, die sich etwa in Schwingungsmarken auf der Bauteiloberfläche abzeichnet. Je nach Ausprägung wird das Werkstück unbrauchbar oder es kommt aufgrund nicht mehr korrekt eingehaltener Bewegungspfade gar zu Kollisionen zwischen Werkzeug und Werkstück. Dies kann die jeweiligen Kollisionspartner und damit verbundene Teilsysteme der Anlage beschädigen [ABEL12]. Des Weiteren können je nach Amplitude und Frequenz Schwingungen – auch ohne Kollision – negativen Einfluss auf die Lebensdauer der beeinträchtigten Komponenten des jeweiligen Systems haben [LASC88]. Bei Werkzeugmaschinen gehören neben dem Motor und der Mechanik bspw. auch die eingesetzten Werkzeuge dazu, deren Standzeit sich aufgrund unerwünschter Schwingungen reduzieren kann [WEIL56]. Die Schwingungsreduktion kann somit aus kaufmännischer Perspektive Kostenvorteile für Unternehmen generieren oder den Markteintritt erst ermöglichen.

Durch Schwingungen ergeben sich zudem medizinisch relevante Auswirkungen, etwa auf den Knochenbau [XIE06] oder die Psyche des Maschinenbedieners bzw. der Fahrzeuginsassen [MOOR12]. Auch arbeitsrechtlich ist eine Obergrenze des auf den Mitarbeiter wirkenden Geräuschpegels vorgegeben [BUND98], der maßgeblich durch Schwingungen als Körper- und Luftschall entsteht. Unerwünschte Maschinenschwingungen sollten deshalb soweit es geht vermieden werden.

Bedingt durch den Ruf der Kunden und der Politik nach einer Steigerung der Ressourcen- und Energieeffizienz [BREC13c] müssen Produktionsmaschinen auch immer dynamischer werden. Bei

hohen Bearbeitungsgeschwindigkeiten werden jedoch vermehrt Schwingungen angeregt. Gepaart mit einer möglichst preisgünstigen Mechanik wird das Problem noch verstärkt. Als Resultat müssen entweder die Geschwindigkeiten herabgesetzt, oder die diskutierten Nachteile in Kauf genommen werden.

Beim Kraftfahrzeug vollzieht sich maßgeblich bedingt durch ökologische und politische Gründe und den damit einhergehenden Forderungen nach Reduzierungen des CO₂-Ausstoßes [BRÜL11] ein Wechsel weg vom konventionellen Verbrennungsmotor hin zum elektrischen Antriebsstrang. Hinzu kommt, dass der Wirkungsgrad elektrischer Antriebe in der Größenordnung von 95 % liegt und damit wesentlich höher ist als bei Verbrennungsmotoren (ca. 40 %) [FISC12]. Durch den Systemwechsel können zudem mechanische Komponenten eingespart werden [MAUZ13]. Eine Kupplung oder Zweimassenschwungrad sind beispielsweise nicht mehr notwendig, da der Elektromotor aus dem Stand heraus ein stabiles Drehmoment generieren kann und dazu keine explosionsartigen – und damit tendenziell schwingungsanregende – Verbrennungen im Zylinder stattfinden. Bis dato hatten beide Komponenten jedoch auch die Funktion, den Motor schwingungstechnisch vom restlichen Triebstrang zu entkoppeln bzw. die Drehschwingungen zu reduzieren. Für diese Eigenschaften muss beim Elektrofahrzeug demnach anderweitig gesorgt werden.

Zur Reduktion der Schwingungsneigung eignen sich konstruktive Änderungen der Struktur, wie etwa der Masse oder der Steifigkeit der mechanischen Komponenten. Dies ist jedoch nur in einem frühen Entwicklungsstadium zu realisieren, da diese Änderungen großen Einfluss auf den Gesamtaufbau mit sich bringen. Bedingt durch zusätzliches Gewicht und Bauraum wird auch der Einsatz passiver oder aktiver Dämpfer an der schwingenden Struktur seitens der Hersteller nicht in Betracht gezogen. Die in dieser Arbeit favorisierte Variante ist die antriebsbasierte Schwingungsdämpfung mit Hilfe regelungstechnischer Ansätze. Dies bedeutet, dass der Antriebsmotor an sich durch eine geeignete Regelung dafür sorgt, dass die Schwingungen im mechatronischen System insgesamt gedämpft werden. Dies erfordert natürlich eine gewisse Dynamik der Antriebsmaschine. Konventionelle Verbrennungsmotoren lassen sich nicht so feingranular regeln wie Elektromotoren. Da in Werkzeugmaschinen seit jeher letztere eingesetzt werden, liegt es nahe, auf Erfahrungen aus diesem Bereich aufzubauen, zu erweitern und auf das Auto zu übertragen.

Aus diesem Grund wird zunächst eine Übersicht bisher existierender Varianten zur Schwingungsreduktion bei Werkzeugmaschinen und (Elektro-)Fahrzeugen vorgestellt. Nach einer genaueren Analyse des Schwingungsverhaltens beider Systeme werden zunächst für ein Bearbeitungszentrum Algorithmen zur Schwingungsdämpfung entworfen. Auf eine erfolgreiche Implementierung folgt die Portierung dieser und anderer existierender Varianten zur Anwendung im Fahrzeug. Im Anschluss werden die Methoden sowohl an einer beispielhaften Werkzeugmaschine als auch an zwei Prüfstands aufgebauten eines Antriebsstrangs für Elektrofahrzeuge in diversen Versuchen verifiziert und ihre Potentiale und Grenzen aufgezeigt.

Introduction

Any mechatronic system, such as the feed drive of a machine tool or the electric drive train of a vehicle, naturally has eigenfrequencies that may lead to noticeable oscillations. In cars, for instance, low-frequency torsional oscillations cause jerking, reminiscent of early driving lessons before the clutch had been properly mastered and compromising driving comfort. The higher the frequency of the resulting vibrations, the more likely these are to propagate as airborne sound, giving rise to disturbing noise. Since a car's driving comfort is an important buying motive [GENU10], it is necessary to minimize these negative influences. Oscillations in machine tools can compromise machining quality, by causing oscillation marks on the work-piece surface. Depending on the severity of these effects, the work piece may become unusable, and divergences from movement paths may even lead to collisions between tool and work piece. This can inflict damage on the colliding elements as well as connected subsystems of the machine [ABEL12]. Even without such collisions, oscillations can reduce the impaired component's life time proportional to their amplitude and frequency [LASC88]. For machine tools, besides the motor and mechanical parts, the tools employed are affected as well, whose durability may be decreased by undesired oscillations [WEIL56]. From a commercial perspective, the damping of oscillations can therefore lead to cost advantages for the manufacturer or even enable its entry into the market in the first place.

Furthermore, oscillations have a medically relevant impact, for example on bone formation [XIE06] and the psychological well-being of machine operators and vehicle occupants, respectively [MOOR12]. German labor law stipulates an upper limit to the noise level deriving primarily from oscillations as structure-borne or airborne sound and affecting employees [BUND98]. Undesired machine oscillations should therefore be avoided as much as possible.

Due to customers' and politicians' demand for an increase in resource and energy efficiency [BREC13c], production machines have to become more and more dynamic. Higher machining speeds, however, increase oscillation levels. In conjunction with low-cost mechanics, the problem amplifies. As a result, either machining speeds need to be curtailed, or else the aforementioned drawbacks must be accepted.

As regards vehicles, mainly for ecological and political reasons and the accompanying demands for a reduction of CO₂ emissions [BRÜL11], there is a shift away from conventional combustion

engines towards electric drive trains. In addition, the efficiency of electric drives at an order of magnitude of around 95 % is significantly higher than that of combustion engines (around 40 %) [FISC12]. As a result of this system change, some mechanical components can be omitted [MAUZ13]. For example, a clutch and dual-mass flywheel are no longer required, since the electric drive can generate a high torque without the need for an idling speed and explosive (and thus vibration-inducing) combustion within the cylinder. Previously, however, both components were also instrumental in the vibrational decoupling of the motor from the rest of the drive train, reducing torsional oscillations. Therefore, these properties must be achieved by different means in electric vehicles.

Constructional adjustments in the structure, such as mass or stiffness of the mechanical components, are conducive to the reduction of vibrational tendencies. This, however, is only possible in early stages of development, as these adjustments have a profound impact on the overall setup. Due to increased weight and installation space, manufacturers shy away from the application of passive or active dampers to the vibrating structure. The method favored in this thesis is the drive-based damping of oscillations with the aid of control theory. This means that the motor itself, incorporating a proper control strategy, is responsible for the damping of oscillations in the mechatronic system. This, of course, demands a certain dynamic of the drive. Conventional combustion engines are not as finely controllable as electric drives. As the latter have been employed in machine tools ever since, it is reasonable to draw on and extend experience in this domain to that of vehicles.

For this reason, I first present an overview of extant means of oscillation damping in machine tools and (electric) vehicles. After a more refined analysis of the oscillation behavior of both systems, I develop algorithms for oscillation damping for a machining center. Following a successful implementation, these and other existing methods are adapted to vehicle applications. Subsequently, the methods are verified by several runs on an exemplary machine tool as well as on two setups of a drive-train test stand for electric vehicles, in order to further assess the potentials and limits of the damping algorithms.

2 Stand der Technik und Forschung

State of the Art and Research

2.1 Schwingungen in mechatronischen Systemen

Oscillations in Mechatronical Systems

Mechatronische Systeme sind nach [ISER07] Komponenten, die aus mechanischen wie elektrischen Einheiten samt Informationsverarbeitung bestehen. Meist steuert dabei eine Rechereinheit einen Elektromotor, der wiederum beliebige mechanische Komponenten bewegt. Beispiele für mechatronische Systeme sind Roboter, Windkraftanlagen, Werkzeugmaschinen, Fahrzeuge mit Hybrid- oder Elektroantrieb, aber auch Festplatten, CD-Spieler und Digitalkameras.

Unter Schwingungen versteht man sich wiederholende, über die Zeit um einen Mittelwert schwankende Werte beliebiger Zustandsgrößen [DIN1311]. Schwingungen haben eine bestimmte Amplitude und Frequenz. Bei der Amplitude handelt es sich um den maximalen Wert der Zustandsgröße. Sinkt dieser mit der Zeit, ist es eine gedämpfte, andernfalls eine ungedämpfte Schwingung. Die Frequenz gibt an, wie viele Wechsel zwischen positiver und negativer Abweichung vom Mittelwert je Zeiteinheit vorkommen.

Beispielsweise entspricht der Spannungsverlauf im heimischen Stromnetz (Wechselstrom) einer ungedämpften sinusförmigen Schwingung mit einer Amplitude von $230\text{ V} \cdot \sqrt{2}$ und einer Frequenz von 50 Hz, wechselt demnach 50 mal in der Sekunde von einem negativen zu einem positiven Spannungswert. Betrachtet man ein Pendel, so schwingt hierbei die Zustandsgröße Weg. Weitere schwingende Größen bei mechanischen Systemen können u. a. Geschwindigkeit, Beschleunigung, Ruck, Kraft oder Moment sein [RICH08]. Aber auch die Temperatur in einem Raum kann durch eine Klimaanlage zum Schwingen gebracht werden. Sogar in der Wirtschaft können – bspw. in der Preisentwicklung – Schwingungen entstehen, Stichwort *Schweinezyklus* [HANA27].

Weiterhin lässt sich nach der Schwingungsursache unterscheiden. Freie Schwingungen (auch Eigenschwingungen genannt) entstehen in Systemen üblicherweise durch eine einmalige Anregung, bspw. in Form eines Stoßes oder Sprungs ohne weitere kontinuierliche äußere Energiezufuhr. Das

System, zum Beispiel ein Pendel, schwingt daraufhin mit der ihm eigenen Eigenfrequenz und Amplitude, die sich aufgrund seiner Systemparameter ergeben. Bei selbsterregten wie fremderregten Schwingungen erfolgt die Schwingungsanregung durch äußere periodische Anregung. Wie bei freien ergibt sich auch bei selbsterregten Schwingungen die Frequenz durch das schwingende System an sich, während bei fremderregten (bzw. erzwungenen) Schwingungen die Frequenz durch die periodische äußere Anregung vorgegeben wird. Des Weiteren kann es bei verbundenen Systemen zu sog. Koppelschwingungen kommen, deren Frequenzen sich gegenseitig beeinflussen [MAGN13].

Ungedämpfte Schwingungen können durch eine zusätzliche äußere Anregung zu einem starken Aufschwingen des Systems führen, was im schlimmsten Fall in einer sog. Resonanzkatastrophe enden kann [NIED14]. Im Jahr 1831 hat sich bspw. die Broughton Suspension Bridge aufgrund im Gleichschritt marschierender britischer Soldaten soweit aufgeschwungen, dass diese einstürzte [WOLM03].¹

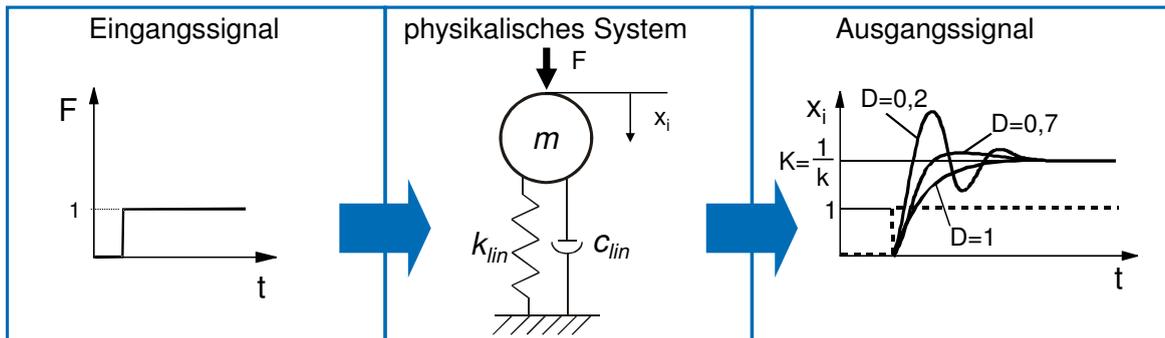
Für den Menschen sind mechanische Schwingungen abhängig von der jeweiligen Frequenz und Amplitude unterschiedlich wahrnehmbar. Niederfrequente Vibrationen im Bereich bis ca. 12 Hz können empfunden werden. Ab 100 Hz werden Schwingungen nur noch als Geräusche wahrgenommen. Dazwischen (von 12–100 Hz) sind sie nach [HEIS13] sowohl fühl- als auch hörbar. Technisch gesehen handelt es sich auch beim Menschen um ein Schwingungssystem, wobei Kopf, Gliedmaßen oder Magen Resonanzfrequenzen im niederfrequenten Bereich zwischen 5 und 10 Hz besitzen [BRAE13]. Daher sind für den Menschen niederfrequente Schwingungen besonders unangenehm und sollten in technischen Systemen möglichst vermieden werden.

Viele mechatronische Systeme lassen sich schwingungstechnisch zu einem Einmassenschwinger (auch PT₂-System genannt) vereinfachen. Ein Einmassenschwinger ist die Kombination einer Masse m (in kg), einer Feder mit der Steifigkeit k_{lin} (in N/m) und einem Dämpfungselement mit der Dämpfungskonstanten c_{lin} (in Ns/m) (vgl. Abbildung 2.1 Mitte).

Interessant ist hier der Einfluss der eingeleiteten Kraft F auf die Veränderung der Istposition x_i der Masse. Dies wird durch die normierte Übertragungsfunktion des Einmassenschwingers wiedergegeben. Sie lautet nach [WECK06b]

$$G_{\text{PT2}}(s) = \frac{X_i(s)}{F(s)} = \frac{K}{1 + \frac{2D}{\omega_0} \cdot s + \left(\frac{1}{\omega_0}\right)^2 \cdot s^2} \quad (2.1)$$

¹Nicht zuletzt deshalb ist es nach §27 (6) StVO [BUND13] einer Menschengruppe sogar untersagt, im Gleichschritt über eine Brücke zu marschieren.

Abbildung 2.1: Einmassenschwinger (PT_2 -System) nach [WECK06b]

Single mass oscillator (PT_2 system)

mit dem Verstärkungsfaktor $K = \frac{1}{k_{lin}}$,

der Eigenkreisfrequenz $\omega_0 = \sqrt{\frac{k_{lin}}{m}}$,

der Eigenfrequenz $f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$ und

dem Dämpfungsgrad $D = \frac{c_{lin}}{2} \sqrt{\frac{1}{m \cdot k_{lin}}}$.

Der Einfluss des Dämpfungsgrads (oder einfach *Dämpfung*) D auf die Sprungantwort bei ansonsten gleich bleibenden Parametern K und f_0 ist in Abbildung 2.1 rechts dargestellt. Je größer die Dämpfung, desto geringer wird zwar das Überschwingen der Sprungantwort, desto träger reagiert allerdings auch das System. Durch Anpassen der Eigenfrequenz lässt sich das System beschleunigen. Abbildung 2.2 stellt die Sprungantworten eines Einmassenschwingers bei variabler Eigenfrequenz dar. Je größer die Eigenfrequenz ist, desto schneller wird der Sollwert – bei unverändertem Überschwingen – erreicht. Bei vielen mechatronischen Systemen, insbesondere im Bearbeitungsprozess bei Werkzeugmaschinen, ist es das Ziel, eine möglichst hohe Eigenfrequenz bei einer nicht zu niedrigen (jedoch auch nicht zu hohen) Dämpfung zu erlangen, sodass es nicht zu einem Überschwingen kommt. Je größer die Dämpfung gewählt wird, desto mehr Sicherheitsabstand ist im System vor unvorhersehbaren Änderungen vorhanden.

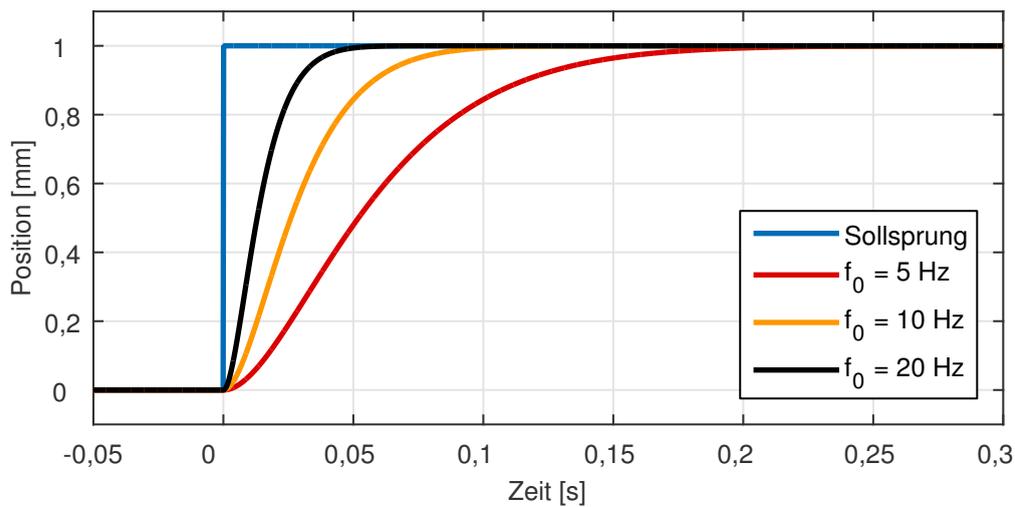


Abbildung 2.2: Einfluss der Eigenfrequenz f_0 auf die Sprungantwort eines PT_2 -Elements bei konstanter Dämpfung $D = 0,95$

Influence of eigenfrequency f_0 on the step function of a PT_2 element at constant damping $D = 0.95$

2.2 Schwingungsdämpfung für Werkzeugmaschinen

Oscillation Damping for Machine Tools

2.2.1 Lageregelkreis in Werkzeugmaschinen

Position Control Loop in Machine Tools

Die Lageregelung heutiger Werkzeugmaschinen wird i. d. R. mit Hilfe eines kaskadierten Regelkreises (vgl. Abbildung 2.3) realisiert. Er besteht von innen nach außen betrachtet aus dem Stromregelkreis, dem Drehzahlregelkreis und dem Lageregelkreis. Letzterer bekommt von der numerischen Steuerung (*engl.* numerical control, NC) die Sollpositionen vorgegeben und vergleicht diese mit der aktuellen Istposition. Die Lagedifferenz (auch Schleppfehler genannt), wird über einen P-Regler [LUNZ12a] in die Sollandrehzahl für den unterlagerten Drehzahlregelkreis umgerechnet. Dieser (bei der Verwendung von Linearmotoren auch Geschwindigkeitsregelkreis genannt) berechnet aus der aktuellen Differenz zwischen Soll- und Istdrehzahl über einen PI-Regler den Sollstrom für den Stromregelkreis [SCHR09]. Im Stromregelkreis wird über einen weiteren PI-Regler die Stromdifferenz in eine Sollspannung umgerechnet und an den Frequenzumrichter weitergegeben. Daran angeschlossen ist der Elektromotor, der schließlich aus der anliegenden Spannung ein Drehmoment generiert, welches die angekoppelte Mechanik in Bewegung bringt.

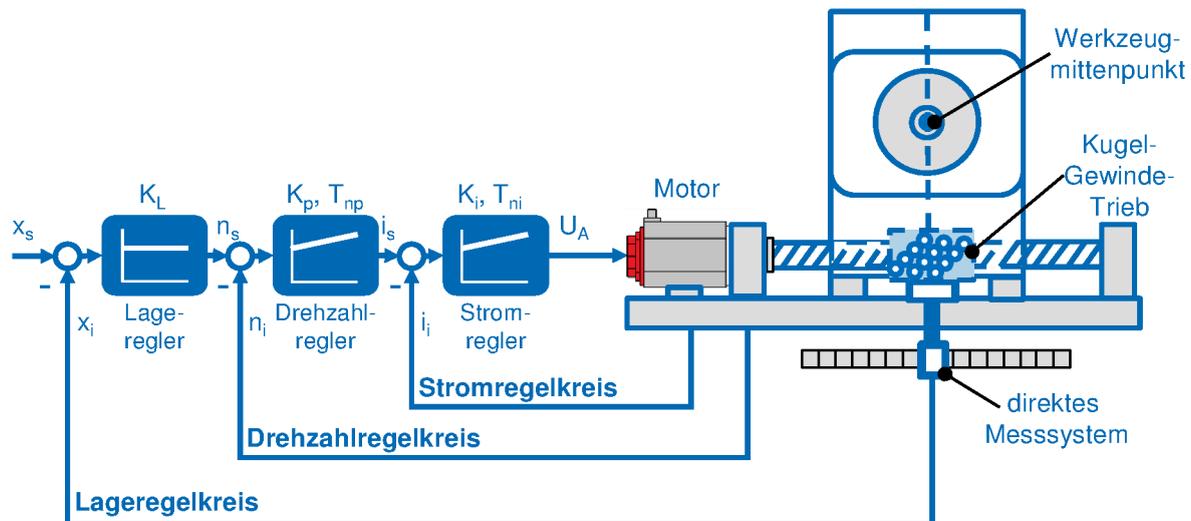


Abbildung 2.3: Lageregelkreis für Werkzeugmaschinen nach [WECK06b]

Position control loop for machine tools

Die rotatorische Bewegung des Motors wird meist über einen Kugelgewindetrieb (KGT) oder einen Ritzel-Zahnstange-Trieb (RZT) in eine lineare Bewegung umgewandelt [GROS06a; ALTI11]. Als Messgröße wird der benötigte Strom aus dem Umrichter in den Stromregelkreis zurück geführt. Die aktuelle Drehzahl wird üblicherweise von einem am Motor angebrachten oder integrierten Drehgeber bestimmt. Die aktuelle Position hingegen wird entweder indirekt über eine Integration der Drehzahl gewonnen, oder direkt mit Hilfe eines linearen Messsystems (häufig werden hierzu Glasmaßstäbe verwendet [BELL90]) dem Lageregelkreis zugeführt.

Ein wichtiger Parameter im Lageregelkreis ist die Geschwindigkeitsverstärkung, auch K_v -Faktor genannt. Er ist nach [WECK06b] definiert als das Verhältnis aus Istgeschwindigkeit $v_{\text{ist}} = \dot{x}_{\text{ist}}$ und Schleppfehler $\delta = x_{\text{soll}} - x_{\text{ist}}$ im eingeschwungenen Zustand ($v_{\text{ist}} = \text{const.}$)

$$K_v = \frac{\dot{x}_{\text{ist}}}{\delta}, \quad \text{mit } \delta = x_{\text{soll}} - x_{\text{ist}}. \quad (2.2)$$

Die Einheit des K_v -Faktors ist üblicherweise $1 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm} = 16,6\bar{6} \text{ 1/s}$, weil bei Werkzeugmaschinen die Geschwindigkeit meist in m/min und der Schleppfehler in mm angegeben wird.²

Links in Abbildung 2.4 sind die Sprungantworten des Lageregelkreises beispielhaft für eine Werkzeugmaschinenachse bei verschiedenen K_v -Faktoren dargestellt. Nach 10 ms springt der Sollwert von 0 auf 1 mm. Die Istwerte beginnen aufgrund von Massenträgheiten und Totzeiten im System erst mit einer Verzögerung von knapp 5 ms sich zu verändern. Es ist zu erkennen,

²Soweit nicht anders erwähnt, wird der K_v -Faktor in dieser Dissertation stets in $\text{m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ angegeben. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird die Einheit gelegentlich (insb. in Diagrammen) weggelassen.

dass je größer der K_V -Faktor wird, desto eher auch der Sollwert erreicht wird. Ab einem Wert von $5 \text{ m/min}\cdot\text{mm}$ kommt es allerdings zu einem Überschwingen im Positioniervorgang, was insbesondere bei Werkzeugmaschinen während der Bearbeitung nicht erwünscht ist. Dies würde die Qualität des Bauteils vermindern oder es gar unbrauchbar machen und kann ggf. zu Kollisionen zwischen Werkzeug und Komponenten im Arbeitsraum führen [ABEL12].

Das Ziel ist es demnach, einen möglichst großen K_V -Faktor einzustellen, da hiermit eine hohe Verfahrgeschwindigkeit und ein kleiner Schleppfehler einhergehen. Bei einem zu großen Wert kann es allerdings zu einem unerwünschten Überschwingen beim Positionieren kommen.

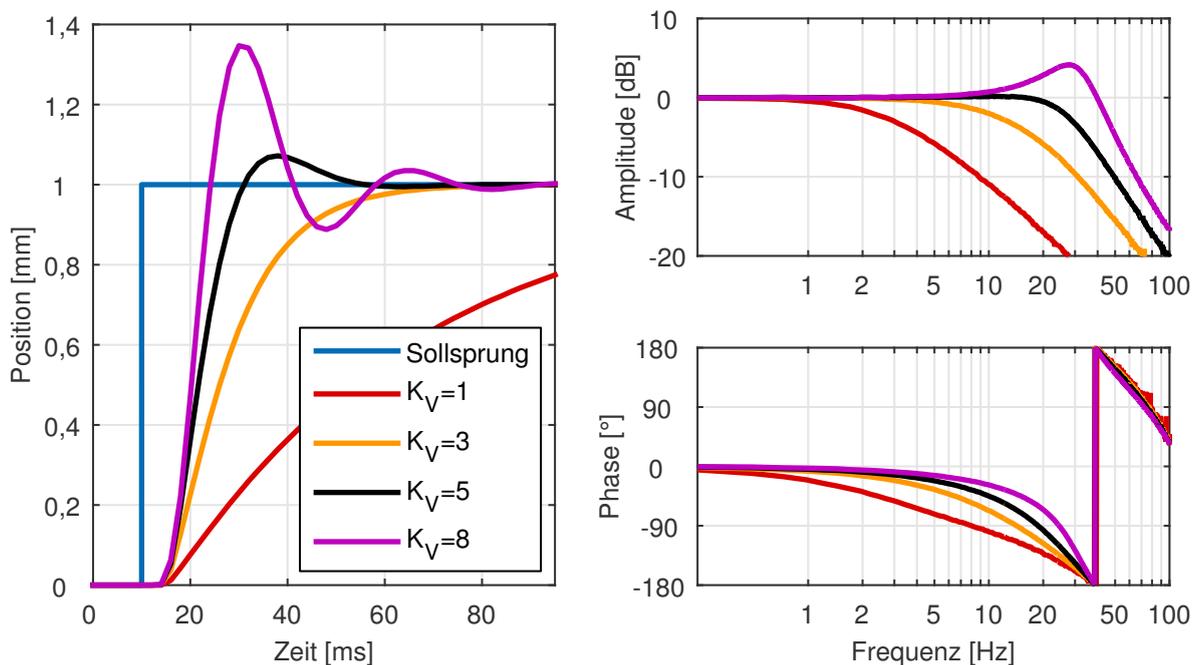


Abbildung 2.4: Sprungantworten (links) und Führungsfrequenzgänge (rechts) des Lageregelkreises einer Werkzeugmaschine bei verschiedenen K_V -Faktoren (in $\text{m/min}\cdot\text{mm}$)

Step responses (left) and frequency responses (right) of the position control loop of a machine tool for different K_V factors (in $\text{m/min}\cdot\text{mm}$)

Üblicherweise führen Werkzeugmaschinen mehrachsige Bearbeitungen durch, d. h. es sind häufig mehr als eine Achse gleichzeitig an der Positionierung beteiligt. Nach Gl. 2.2 bestimmt der K_V den aktuellen Schleppfehler bei der Bearbeitung. Wenn nun bspw. die x- und die y-Achse der Maschine eine Kreiskontur abfahren, muss der Schleppfehler in beiden Achsen identisch sein, da ansonsten statt des Kreises eine Ellipse gefräst wird [WECK06b]. Aus diesem Grund müssen die K_V -Faktoren in allen bei der Bearbeitung interpolierenden Achsen den identischen Wert aufweisen. Ellipsen entstehen ebenfalls in dem Fall, wenn eine Achse gegenüber der anderen eine Zeitverzögerung

besitzt. Die Achse, die aufgrund von Schwingungsproblemen den niedrigsten K_v -Faktor ermöglicht, begrenzt demnach die Dynamik und Genauigkeit der gesamten Maschine.

Die den K_v -Faktoren in Abbildung 2.4 links entsprechenden Führungsfrequenzgänge sind in Abbildung 2.4 rechts abgebildet. Gemessen werden diese, indem die Steuerung der Maschine ein breitbandiges Rauschsignal (Pseudorandom Binary Sequence, PRBS [MACW76]) generiert und dieses als Sollpositionen der Vorschubachse vorgibt. Im Anschluss wird die Übertragungsfunktion im Frequenzbereich zwischen den Soll- und gemessenen Istpositionen berechnet. Üblicherweise passiert dies, während die Achse bereits mit einer geringen Geschwindigkeit in Bewegung ist, damit der Einfluss evtl. vorhandener Reibeffekte in den Führungen auf die Messergebnisse minimiert wird. Die Amplitude A wird meist in Dezibel (dB) angegeben und berechnet sich nach

$$A(f) = 20 \cdot \log_{10} \left| \frac{X_{\text{ist}}(f)}{X_{\text{soll}}(f)} \right| \text{ dB.} \quad (2.3)$$

Ein Wert von mehr als 0 dB bedeutet entsprechend, dass die Istposition größer als die Sollposition ist, es sich demnach um ein Überschwingen handelt. Bei Werten kleiner als 0 dB handelt es sich um eine Dämpfung. Die ideale Übertragungsfunktion wäre eine Gerade auf Höhe der 0-dB-Linie, denn dann würde über den gesamten Frequenzbereich hinweg die Regelung dafür sorgen, dass die Istwerte genau den Sollwerten folgen.

In den gemessenen Führungsfrequenzgängen ist prinzipiell das Gleiche zu erkennen wie in den Sprungantworten. Bei den K_v -Faktoren 1 und $3 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ wird die 0-dB-Linie nicht überschritten – es gibt kein Überschwingen. Bei einem Wert von $5 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ ist ein leichtes Überschwingen vorhanden, während bei $8 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ dieses knapp 3 dB (\cong Faktor 1,4)³ beträgt. Ein Vorteil bei der Betrachtung der Führungsfrequenzgänge gegenüber den Sprungantworten liegt darin, dass sich gleich für die Klassifizierung wichtige Frequenzen ablesen lassen. Die Resonanzfrequenz ist die Frequenz mit der größten Amplitudenüberhöhung, im Fall $8 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ beträgt sie 30 Hz. Die Bandbreite des Regelkreises wird durch die Frequenz definiert, an der die Amplitude um 3 dB abgefallen ist [OHM10]. Bei der roten Kurve für einen K_v von $1 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ ist dies bereits bei 3 Hz der Fall.

Vergleicht man die Sprungantworten in Abbildung 2.4 links mit denen des Einmassenschwingers aus Abbildung 2.1 rechts, so lässt sich feststellen, dass sich der Lageregelkreis in erster Näherung zu einem Einmassenschwinger vereinfachen lässt.

Als Erweiterung des Einmassenschwingers ist der Zweimassenschwinger anzuführen, dargestellt in Abbildung 2.5. Nach [GROS06a] kann ein Motor mit einer über eine Kupplung verbundenen Last vereinfacht als (rotativer) Zweimassenschwinger interpretiert werden.

³Die Umrechnung eines Wertes x_{dB} in dB in den entsprechenden linearen Faktor x_{lin} lautet $x_{\text{lin}} = 10^{(x_{\text{dB}}/20)}$.

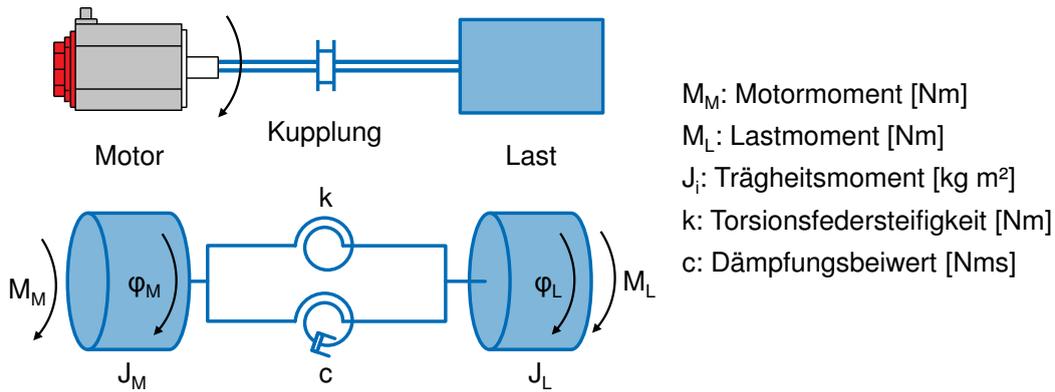


Abbildung 2.5: Motor mit angekoppelter Last als Zweimassenschwinger
Motor with coupled load as a double mass oscillator

Im eingeschwungenen und lastfreien Zustand entspricht das Lastmoment gerade dem Motormoment. Im transienten Fall entstehen jedoch durch die elastische, dämpfungsbehaftete Kupplung Schwingungen zwischen Motor und Last. Die Übertragungsfunktion vom Motormoment M_M zum Lastmoment M_L lautet nach [MENN01]

$$G_{ML}(s) = \frac{M_L(s)}{M_M(s)} = \frac{K \cdot \left(\frac{c}{k} \cdot s + 1\right)}{1 + \frac{2D}{\omega_0} \cdot s + \left(\frac{1}{\omega_0}\right)^2 \cdot s^2} \quad (2.4)$$

mit dem Verstärkungsfaktor $K = \frac{k}{J_M}$,

der Eigenkreisfrequenz $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{J_M} + \frac{k}{J_L}}$ und

dem Dämpfungsgrad $D = \frac{c}{2} \sqrt{\frac{1}{J_M \cdot k} + \frac{1}{J_L \cdot k}}$.

Um zu berechnen, wie sich ein bestimmtes Antriebsmoment auf die Drehzahl auswirkt, ist die Übertragungsfunktion zwischen dem Motormoment M_M und der Winkelgeschwindigkeit $\omega_M = \dot{\varphi}_M$ in Gl. 2.5 aufgestellt. Die Herleitung dazu kann [GROS06a] entnommen werden.

$$G_{M\omega}(s) = \frac{s \cdot \phi_M(s)}{M_M(s)} = \frac{1 + \frac{2D}{\omega_0} \cdot s + \left(\frac{1}{\omega_0}\right)^2 \cdot s^2}{(J_M + J_L) \cdot s + \frac{2D}{\omega_0} \cdot (J_M + J_L) \cdot s^2 + \frac{J_M}{\omega_0^2} \cdot s^3} \quad (2.5)$$

mit der Eigenkreisfrequenz $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{J_L}}$ und

dem Dämpfungsgrad $D = \frac{c}{2} \sqrt{\frac{1}{J_L \cdot k}}$

Das zugehörige Bode-Diagramm ist in Abbildung 2.6 abgebildet. Charakteristisch ist das integrative Verhalten mit einem nahezu über den gesamten Frequenzbereich fallenden Verlauf der Amplitude. Unterbrochen wird dies durch ein (lokales) Minimum (hier bei der Nullstellenfrequenz $f_N = 100$ Hz) und einem (lokalen) Maximum (bei der Polstellenfrequenz $f_P = 131$ Hz)⁴. Die Phase liegt kontinuierlich bei -90° , steigt wegen der Nullstelle jedoch auf $+90^\circ$ und fällt mit der Polstelle zurück auf -90° . Insbesondere die Nullstellenfrequenz ist für das Schwingungsverhalten der Mechanik verantwortlich und sollte daher bei der größtmöglichen Frequenz liegen, um eine hohe Systembandbreite zu ermöglichen. In einer realen Werkzeugmaschine ist die Vereinfachung auf einen Zweimassenschwinger nicht mehr ohne Weiteres möglich – es handelt sich um ein Mehrmassenschwingersystem. Dies sind im Wesentlichen Verkopplungen mehrerer Zweimassenschwinger zu einem Gesamtsystem mit entsprechend vielen Resonanzstellen. Eine gute Übersicht dazu liefert [GROS06b]. Zur weiteren Modellbildung sei auf Abschnitt 4.1.3 verwiesen.

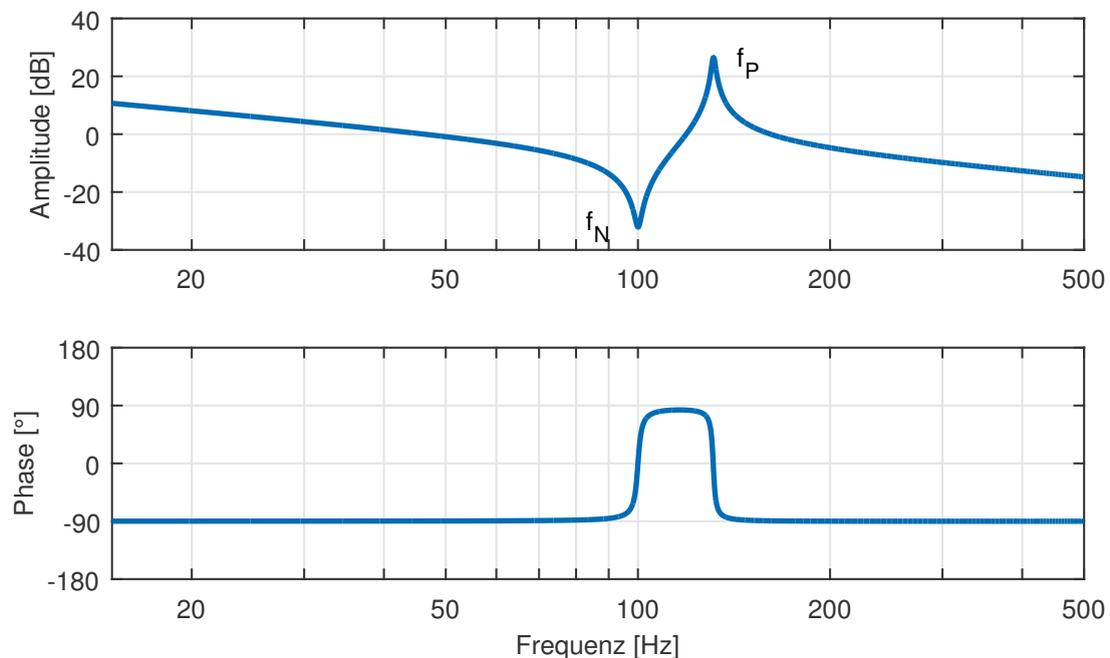


Abbildung 2.6: Bodediagramm eines Zweimassenschwingers (Verhältnis aus Drehzahl zu Motor-moment)

Bode diagram of a double mass oscillator (ratio of rotational speed and drive torque)

Zur Umwandlung der rotativen Bewegung des Motors in eine lineare kommen bei Werkzeugmaschinen häufig Kugelgewindetriebe zum Einsatz. Diese weisen ein positionsabhängiges Verhalten auf, wie es in Abbildung 2.7 dargestellt ist [ALTI11; WECK06a; WECK06b]. Der Kehrwert der Ge-

⁴zur Berechnung von f_N und f_P siehe [GROS06a]

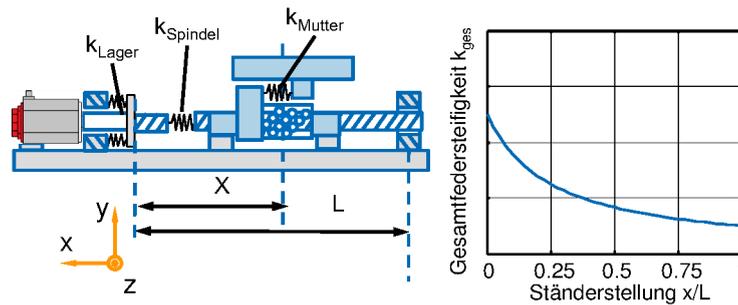


Abbildung 2.7: Einfluss der Achsposition auf das mechanische Verhalten nach [WECK06a] und [WECK06b]

Influence of the axis position on the mechanical behavior

samtsteifigkeit k_{ges} berechnet sich als Summe der Kehrwerte der Steifigkeiten des Lagers (k_{Lager}), der Spindel (k_{Spindel}) und der Spindelmutter (k_{Mutter}) nach Gl. 2.6.

Je weiter sich der Schlitten vom Festlager auf der linken Seite entfernt, desto geringer wird die Spindelsteifigkeit und damit auch die Gesamtsteifigkeit des Antriebs. Eine geringere Steifigkeit bedeutet nach Gl. 2.1 wiederum ein nachteiliges Schwingungsverhalten. Dies ist der Grund dafür, dass die Auslegung der Regelkreise üblicherweise an der schlechtesten Position (also jener mit der geringsten Steifigkeit) geschieht, da sich dort ansonsten unerwünschtes Verhalten einstellen würde.

$$k_{\text{ges}} = \left(\frac{1}{k_{\text{Lager}}} + \frac{1}{k_{\text{Spindel}}} + \frac{1}{k_{\text{Mutter}}} \right)^{-1}. \quad (2.6)$$

2.2.2 Maßnahmen zur Schwingungsreduktion in Werkzeugmaschinen

Methods for Oscillation Reduction in Machine Tools

Abbildung 2.8 stellt eine Klassifizierung verschiedener Maßnahmen zur Schwingungsreduktion in Werkzeugmaschinen dar. Hier ist es in der Regel das Ziel, die erste Eigenfrequenz zu dämpfen bzw. in einen höheren Frequenzbereich zu verschieben.

Zur Schwingungsreduktion eignen sich **konstruktive Änderungen** der Maschinenstruktur. Durch eine Erhöhung der **Steifigkeit** steigt auch die Resonanzfrequenz (vgl. Gl. 2.1), wodurch das System schneller wird (vgl. Abbildung 2.2). Eine Änderung der Steifigkeit der Komponenten lässt sich über die Wahl der Materialien und Materialstärken erreichen. Auch durch zusätzliche Verstreibungen, Verschraubungen oder sonstige Verbindungen lässt sich die Steifigkeit konstruktiv erhöhen.

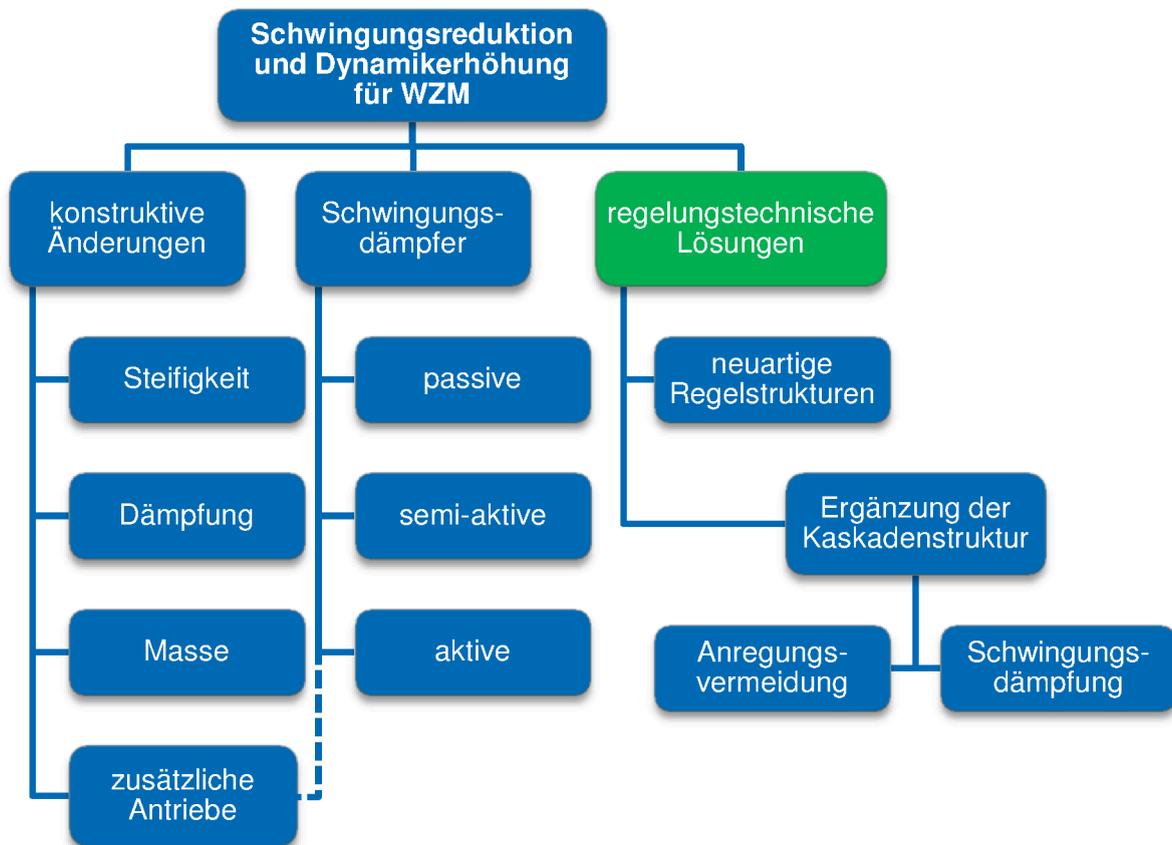


Abbildung 2.8: Überblick zur Schwingungsdämpfung und Dynamikerhöhung für Werkzeugmaschinen

Overview on oscillation damping and dynamic increase for machine tools

Eine höhere **Dämpfung** beruhigt das System und sorgt dafür, dass mögliche Resonanzfrequenzen keine negativen Auswirkungen mehr auf den Prozess haben. Eine höhere Reibung führt zwar bspw. in den Linearführungen einer Vorschubachse zu einem erhöhten Energieaufwand und damit sinkender Energieeffizienz, wirkt sich jedoch positiv auf die Dämpfung und damit auf die Verminderung der Schwingungsneigung aus. Die Dämpfungseigenschaften verschiedener Materialien und Maschinenkomponenten werden ausführlich in [VDI3830] betrachtet. Das Füllen von Hohlräumen tragender Strukturen mit anderen Materialien, wie Sand, kann gleichfalls die Dämpfung vergrößern [KUNC13].

Auch die Änderung der **Masse** der schwingenden Struktur beeinflusst die Resonanzfrequenz und Dämpfung, sodass man durch gezielte Anpassung dafür sorgen kann, dass die Eigenfrequenzen in einen unkritischen Bereich verlagert werden.

Der Einsatz **zusätzlicher Antriebe** kann die Schwingungsneigung ebenfalls reduzieren. Bei einem Gantry-Aufbau werden bspw. zwei (Kugelgewinde- oder Ritzel-Zahnstange-) Antriebe mit jeweils

einem oder mehreren Motoren parallel zu einer Linearachse zusammengefügt [BREC10]. Große Lasten bzw. Kräfte können dadurch auf mehrere Antriebssysteme aufgeteilt werden, wodurch die einzelnen Elemente kleiner dimensioniert werden können (weshalb sich etwa durch die daraus resultierenden kleineren Massen höhere Eigenfrequenzen ergeben können). Außerdem wird durch die Parallelschaltung zweier gleicher Antriebe die Gesamtsteifigkeit verdoppelt, was wiederum positiven Einfluss auf die Eigenfrequenz hat. Zur Dynamiksteigerung werden – zumindest in der Forschung – häufiger redundante Antriebe vorgeschlagen, etwa in [NEUG11; ALTI11; BOCK10]. OSTERMANN kombiniert in [OSTE07] einen Kugelgewindetrieb für größere Verfahrbewegungen mit einem darauf aufliegenden kleineren Linearmotor für die kürzeren, dadurch jedoch wesentlich schnelleren Bewegungen. Durch den Aufbau ergeben sich zwei Eigenfrequenzen, eine niederfrequente für den KGT und eine höherfrequente für den Lineardirektantrieb.

Zu den **aktiven Schwingungstilgern** zählen die Komponenten der Firma Micromega Dynamics [MICR14]. Sie werden auf schwingende Strukturen angebracht, woraufhin diese durch aktive Gegenregelung beruhigt werden. Durch den Einsatz viskoelastischer Materialien lässt sich die Schwingungsenergie durch passive Dämpfer, etwa [ERAS14], in Wärme umwandeln, wodurch auch hier eine Bedämpfung der schwingenden Struktur erreicht wird [WECK06c]. Der prinzipielle Aufbau ist Abbildung 2.9 zu entnehmen. Im Wesentlichen wird eine Hilfsmasse elastisch an der schwingenden Struktur angebracht. Im Fall einer passiven Dämpfung sorgt dies bereits für eine Beruhigung des Systems. Aktive Varianten können etwa durch die Verwendung von Piezo-Elementen die Dämpfung dynamisch an die aktuelle Schwingungssituation anpassen und somit eine bessere Dämpfung herbeiführen. Wie in der Abbildung zu erkennen, ist die Dämpfungswirkung mit aktivem Dämpfer in der Regel besser als mit einem passiven. Dies erhöht natürlich den Aufwand und somit auch die Kosten.

Die Verwendung **passiver** Dämpfungsschlitten gehört zur Kategorie der **Schwingungsdämpfer** [SANT07]. Hierdurch kann nachträglich die Dämpfung einer Linearführung vergrößert werden, wodurch das System zu weniger Schwingungen neigt. FREY stellt in [FREY13] einen **semi-aktiven** Dämpfer vor. Durch eine zusätzliche elektrohydraulische oder elektromagnetische Bremse auf der Linearführung wird die Dämpfung der Vorschubachse durch die punktuell zusätzlich ins System eingebrachte Reibung erhöht. Es wird gezielt die erste Eigenfrequenz des Lageregelkreises beeinflusst, um dadurch das dynamische Verhalten der Vorschubachse zu verbessern. Aktive Systeme zur Leistungssteigerung werden u. a. in [MANO12] vorgestellt. Hier wird nicht die Vorschubachse an sich schwingungsdämpfend behandelt, sondern mit Hilfe einer aktiven, piezobasierten Werkstückauflage die in der Werkzeugmaschine entstehenden Schwingungen bei der Bearbeitung werkstückseitig ausgeglichen. Speziell für Parallelkinematiken eignet sich die aktive Dämpfungseinheit aus [AST07]. Auch hier wird mit Hilfe von Piezokristallen eine Schwingungsdämpfung realisiert, die direkt in die Struts einer Parallelkinematik greift und dort entstehenden Schwingungen entgegenwirken kann. [BREC05] schlägt ein aktives System zur Bekämpfung selbsterregter

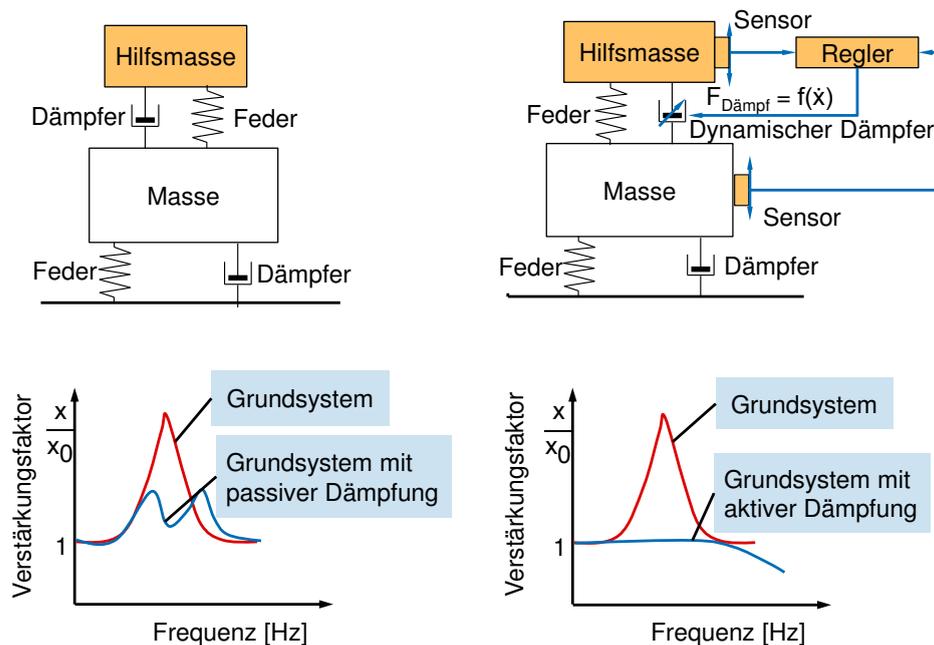


Abbildung 2.9: Prinzip passiver und aktiver Schwingungsdämpfer nach [WECK06c]

Principle of passive and active oscillation dampers

Schwingungen (Rattern) bei der Werkstückbearbeitung in Werkzeugmaschinen vor, welches mit Hilfe eines elektrohydraulischen Dämpfers arbeitet.

Die in dieser Arbeit favorisierte Variante zur Dynamikerhöhung sind **regelungstechnische Lösungen**. Diese haben den Vorteil, dass meist keine zusätzlichen Komponenten oder konstruktive Änderungen an der Maschine notwendig sind. Weiter unterteilen lassen sich diese Varianten in jene, die die bereits beschriebene Kaskadenstruktur erweitern und solche, die diese durch neuartige Regelstrukturen ersetzen.

Eine gängige Erweiterung des kaskadierten Lageregelkreises zur Schleppfehlerminimierung ist die Vorsteuerung, wobei unter diesem Begriff heutzutage sowohl die eigentliche Vorsteuerung, als auch die Aufschaltung verstanden wird [WECK06b; SIEM13]. Den Unterschied verdeutlicht Abbildung 2.10. Die Übertragungsfunktion für den Fall ohne Ergänzung lautet

$$G_{\text{ohne}}(s) = \frac{X_{\text{ist}}(s)}{X_{\text{soll}}(s)} = \frac{G_{\text{R}} \cdot G_{\text{Sys}}}{1 + G_{\text{R}} \cdot G_{\text{Sys}}} \quad (2.7)$$

Üblicherweise ist es das Ziel einer Regelung, den Ist- an den Sollwert möglichst über einen weiten Frequenzbereich anzugleichen, was formelmäßig

$$G(s) \stackrel{!}{=} 1 \quad (2.8)$$

ergibt. Wählt man nun als Übertragungsfunktion für G_{Vor} gerade den Kehrwert von G_{ohne}

$$G_{\text{Vor}}(s) = G_{\text{ohne}}^{-1}(s), \quad (2.9)$$

so hebt die Vorsteuerung das Verhalten des Reglers samt Strecke auf und man erhält eine ideale Gesamtübertragungsfunktion für das System mit Vorsteuerung von

$$G_{\text{ges}}(s) = G_{\text{Vor}}(s) \cdot G_{\text{ohne}}(s) = 1. \quad (2.10)$$

Im Falle der Aufschaltung lässt sich durch die Wahl der Übertragungsfunktion

$$G_{\text{Auf}}(s) = G_{\text{Sys}}^{-1}(s) \quad (2.11)$$

ebenfalls das ideale Übertragungsverhalten realisieren. Beide Varianten sind jedoch in der Praxis schwierig umzusetzen, weil das invertierte Streckenverhalten zum einen schwer zu identifizieren und zum anderen oftmals instabil ist [WECK06b], weshalb häufig nur Annäherungen dessen realisiert werden. Zu ergänzen sei hier, dass durch eine Vorsteuerung zwar das Führungsverhalten verbessert werden kann, das insbesondere bei der Werkstückbearbeitung wichtige Störverhalten hingegen unbeeinflusst bleibt.

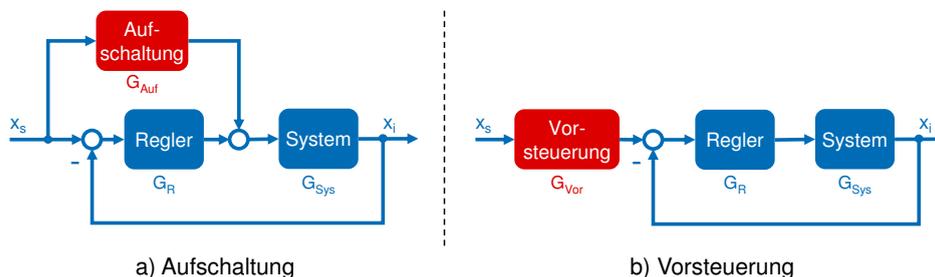


Abbildung 2.10: Regelkreis mit a) Aufschaltung und b) Vorsteuerung

Control loop with a) additional control and b) feed forward control

Weitere Maßnahmen zur Schwingungsdämpfung, die bereits heute üblicherweise in numerischen Steuerungen enthalten sind, sind die Parametrierung von Bandsperren oder Tiefpassfiltern an verschiedenen Stellen im kaskadierten Lageregelkreis. Abbildung 2.11 stellt den Lageregelkreis und die möglichen Filterpositionen für eine Steuerung vom Typ Siemens Sinumerik 840D sl [SIEM13] dar, wobei die Verwendung von Filtern im Lageregelkreis auch bei anderen NC-Steuerungsherstellern wie Heidenhain, Fanuc oder Bosch Rexroth üblich ist.

Weiterhin lassen sich nach Abbildung 2.11 Drehzahl- und Stromsollwertfilter parametrieren, die Resonanzüberhöhungen der jeweils überlagerten Regelkreise vermeiden sollen. Stromsollwertfilter können etwa verwendet werden, um Resonanzen in der Mechanik auszugleichen. Dazu bietet bspw. die Sinumerik 840D CNC-Steuerung [SIEM13] die Möglichkeit, die Drehzahlreglerstrecke – das Verhältnis aus Drehmoment- und Drehzahlwert (vgl. Gl. 2.5) – zu vermessen. Ist hier eine dominante Eigenfrequenz, wie in Abbildung 2.6, zu erkennen, so wird eine Bandsperre oder ein Tiefpassfilter als Stromsollwertfilter auf diese Frequenz eingestellt, wodurch sie im Idealfall nicht mehr angeregt wird.⁵ In der Praxis führt diese Maßnahme nicht immer zum Erfolg, da die Verwendung digitaler Filter insbesondere bei tiefen Frequenzen zu Problemen durch einen zu frühen Phasenabfall führen können. Des Weiteren sind Vorschubachsen komplexer aufgebaut als ein Zweimassenschwinger, weshalb nicht nur eine Resonanzstelle, sondern mehrere existieren. Darauf eingestellte Bandsperren können sich jedoch gegenseitig beeinflussen, wodurch somit oftmals kein ideales Verhalten realisiert werden kann. Vorteilhaft kann es beim Einsatz von Tiefpassfiltern sein, statt einfacher PT_2 -Tiefpassfilter sog. Cauer-Filter [HESS93] zu verwenden. Diese weisen sowohl einen steileren Amplitudenabfall bei der Grenzfrequenz, als auch einen wesentlich später einsetzenden Phasenabfall auf. Der Einfluss des Filters auf tiefere Frequenzen wird somit verringert, wodurch der Einsatz zur Schwingungsreduktion auch in ansonsten kritischeren Situationen möglich wird. Durch die damit erreichte Verbesserung der Dynamik im Drehzahlregelkreis ist auch ein höherer K_V -Faktor im Lageregelkreis möglich [SCHÄ04], wodurch die Maschine insgesamt schneller und genauer wird.

HAMM beschreibt in [HAMM06], dass sich grundsätzlich auch mit Hilfe der Drehzahlsollwertfilter niederfrequente Strukturschwingungen dämpfen lassen. Dazu werden die Nullstellen der Bandsperren so gewählt, dass diese möglichst gut die vorhandenen Polstellen des Regelkreises ohne Filter treffen und somit minimieren. Das Hinzufügen gut gedämpfter Pole sorgt schließlich für ein für die Regelung leichter beherrschbares Systemverhalten.

Ein prinzipieller Nachteil bei Sollwertfiltern ist die fehlende Messgrößenrückführung. Mangels Rückkopplung können extern angeregte Schwingungen nicht reduziert werden. Somit sind Sollwertfilter lediglich zur Verbesserung des Führungsverhaltens von Regelkreisen geeignet, das Störverhalten bleibt jedoch unverändert [WECK06b]. Istwertfilter hingegen liegen im Rückführungszweig der Messgröße und beeinflussen damit in jedem Fall das reale Verhalten des zu regelnden Systems.

Drehzahl- und Stromwertfilter werden in der Regel dazu verwendet, die Signalqualität aus dem Drehgeber oder der Strommessung zu verbessern [HILL99]. Häufig wird ein Tiefpassfilter eingesetzt, um höherfrequentes (Quantisierungs-)Rauschen zu reduzieren und damit die Regelung insgesamt zu beruhigen. Auch Bandsperren sind möglich, um gezielt einzelne störende Frequenzen

⁵Dies entspricht dem Vorgehen von Algorithmen zur (teil-)automatisierten Reglerinbetriebnahme [MOSE02].

aus dem Signal zu entfernen. Eine Anwendung dazu wäre etwa das Reduzieren des Einflusses der 50-Hz-Netzfrequenz aus der Messung. Nachteilig ist auch hier, dass es durch die Filter zu einer signifikanten Phasenverschiebung im Regelkreis kommen kann.

Die Istgeschwindigkeit wird in Werkzeugmaschinen häufig durch die Ableitung des Positionssignals gewonnen. Das Ableiten verrauschter, zeitdiskreter Signale führt jedoch i. d. R. zu größeren Artefakten, die eine Nachbearbeitung erforderlich machen [OPPE04]. In [HILL04] wird ein Verfahren vorgestellt, welches durch die Integration des Beschleunigungssignals eines Ferraris-Sensors zu besseren Geschwindigkeitswerten führt, da das Integrieren verrauschter Signale üblicherweise weniger kritisch ist als das Ableiten. Die Signal- und damit auch die Regelgüte können somit verbessert werden. Alternativ kann die Verwendung eines Geschwindigkeitsbeobachters mit Beschleunigungsrückführung helfen, die Signalqualität mit geringer Zeitverzögerung zu verbessern [BÄHR05; ROCH92; ELLI01]. Nachteilig bei der Verwendung eines Beobachters ist, dass stets ein Antriebsmodell erstellt werden muss, welches für die Berechnung der Beobachterübertragungsfunktion benötigt wird. Des Weiteren müssten die Modelle aufgrund sich ändernder Struktur­dynamik (bspw. durch sich positionsabhängig ändernde Steifigkeiten, s.o.) in der Bearbeitung häufig aktualisiert werden (siehe auch Abschnitt 4.1.3).

In [SCHE10] wird ebenfalls (wie in [HILL04]) die Beschleunigung gemessen und nach einer Umrechnung mit dem Geschwindigkeitssollwert verrechnet. Das besondere an dieser Variante ist jedoch, dass das Signal als zusätzliche Rückführung in den Geschwindigkeitsregelkreis eingebaut wird. Die Beschleunigung wird nicht integriert, sondern durch ein PT_1 -System geglättet und mit einem Proportionalelement zur Phasen­anhebung (und zur formalen Anpassung der Einheiten von Beschleunigung auf Geschwindigkeit) skaliert. Mittels der Phasen­anhebung wird die Regelung in die Lage versetzt, bestimmte Schwingungen aus dem Regelkreis eigenständig auf 0 dB zu bedämpfen, wodurch ein Überschwingen vermieden wird. Durch diesen Aufbau soll es schließlich möglich sein, den K_V -Faktor signifikant anzuheben, ohne die Stabilität des Systems zu gefährden.

Die Firma Siemens bietet das Verfahren *Advanced Position Control* (APC) [SIEM03] als Option für seine Steuerung an. Hier wird der Vorschubmotor als Stellglied für eine aktive Dämpfung eingesetzt. Im Normalfall wird im Geschwindigkeitsregelkreis lediglich die motorseitige Geschwindigkeit zurückgeführt, während im Falle von APC zusätzlich die Lastgeschwindigkeit – abgeleitet aus der Positionsmessung eines direkten Messsystems, welches für dieses Verfahren zwingend ist – über ein auf die Resonanzfrequenz eingestelltes Bandpassfilter zum Geschwindigkeitsregelkreis zurückgeführt wird (vgl. Abbildung 2.12). Bei mehreren Resonanzen lässt sich das System leicht erweitern, indem für jede zu dämpfende Schwingung eine eigene Rückführung samt angepasstem Bandpassfilter hinzugefügt wird. Durch die Verstärkungsfaktoren (K_1 und K_2 in Abbildung 2.12) ist eine Gewichtung der Frequenzen erreichbar. Optional besteht die Möglichkeit, statt der Ablei-

tung der Position ein Beschleunigungssignal zu integrieren oder statt der Bandpassfilter in der Rückführung andere Übertragungsfunktionen (bspw. ein PT_2 -Element, [SIEM03]) einzusetzen. Der erweiterte Drehzahlregelkreis ist somit durch das zusätzliche Messsignal in der Lage, eventuell auftretende Schwingungen in der Mechanik zwischen Motor und Kugelgewindemutter in der Regelung zu berücksichtigen. Dies führt letztlich zu einer Schwingungsreduktion und einer damit einhergehenden Möglichkeit der Steigerung des K_v -Faktors [SCHÄ06]. Die Betrachtung der APC-Struktur lässt nach [ZIRN07] auch die Bezeichnung *Zustandsregler* zu [LUNZ12a], da durch das Hinzufügen von Übertragungselementen in zusätzlichen Rückführungen neue Zustandsgrößen (hier die Lastgeschwindigkeit und indirekt der Verdrehwinkel zwischen Motor und Last) in die Regelung mit aufgenommen werden.

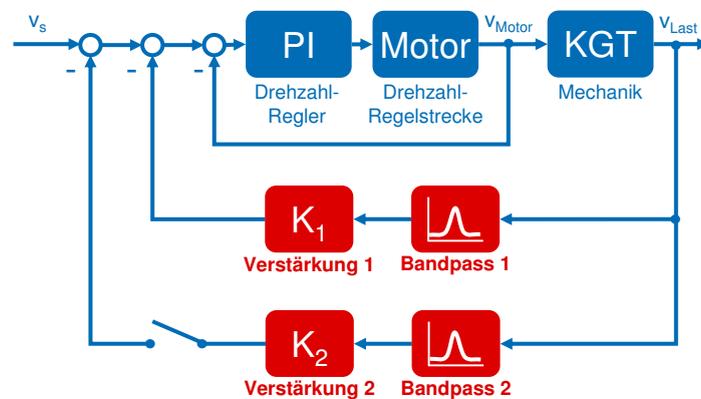


Abbildung 2.12: Zusätzliche Rückführungen im Geschwindigkeitsregelkreis bei Siemens APC nach [SCHÄ06]

Additional feedback paths in the velocity control loop for Siemens APC

Des Weiteren bieten manche Steuerungen die Möglichkeit, bei einem zusätzlich zum Motorgeber vorhandenen linearen Positionsmesssystem beide Messgrößen in der Regelung zu berücksichtigen. Bei der Siemens-Steuerung 840D bspw. lässt sich vorgeben, in welchem Verhältnis die gemessenen Drehzahlen – also Motordrehzahl sowie die Ableitung der Position aus dem direkten Messsystem verrechnet mit der Getriebeübersetzung – in die Drehzahlregelung eingehen [SIEM13]. Der Drehzahlregler kann somit, in gewissem Umfang, mögliche Schwingungsformen der auf den Motor folgenden Mechanik berücksichtigen.

Ein Verfahren, welches ähnlich dem beschriebenen APC funktioniert, wird in [DIET08; DIET09] vorgestellt. Durch das Hinzufügen einer weiteren Rückführung im Geschwindigkeitsregelkreis in Form eines Dämpfungsnetzwerks können Resonanzen im Regelkreis reduziert und in der Folge der K_v -Faktor erhöht werden. Das Dämpfungsnetzwerk besteht im Wesentlichen aus der Kombination einer Phasenanpassung – wahlweise durch ein Allpassfilter, ein minimalphasiges Filter oder eine Totzeit – sowie eines Bandpassfilters, welches die Wirkung auf den schwingungstechnisch relevan-

ten Frequenzbereich begrenzt. Wichtig ist auch hier, dass die Schwingung sensorisch gemessen werden kann, weshalb DIETMAIR eine Lasermessung oder alternativ ein Beschleunigungssignal verwendet. Dies bedeutet jedoch, dass zusätzliche Sensorhardware nötig ist, damit das Verfahren wie gewünscht funktionieren kann.

Eine Kombination dieser regelungstechnischen Erweiterung (in abgewandelter Form) sowie einer zusätzlichen Feder im Antriebsstrang, die den Maschinenschlitten gegen das Maschinenbett nachgiebig abstützt, wird im Patent [PRIT09] vorgestellt. Durch die Feder steigt die Dämpfung im Antrieb, wodurch die Schwingungsneigung bereits reduziert wird (jedoch mit erhöhtem Kraftaufwand bei Verfahrbewegungen). Zusammen mit der lastseitigen Geschwindigkeitsrückführung im Regelkreis verbindet das Verfahren somit den Einsatz zusätzlicher Hardware mit Regelungserweiterungen und soll für eine sehr gute Schwingungsdämpfung – vorzugsweise bei Vorschubachsen mit Kugelgewindetrieb – sorgen.

Am Werkzeugmaschinenlabor (WZL) der RWTH Aachen wurde in Zusammenarbeit mit der Firma Dörries Scharmann Technologie ein Verfahren entwickelt, welches über eine steuerungsexterne Hardware die Lageistwerte einer Maschine manipulieren kann [HENN10]. Durch die Verwendung einer Bandsperre in der Positionsrückführung des Lageregelkreises lassen sich nach FRIEDRICH die K_v -Faktoren der Maschine erhöhen, während gleichzeitig die entstehende Überhöhung gedämpft wird [FRIE15]. Der Vorteil an dieser Variante liegt darin, prinzipiell sämtliche numerischen Steuerungen um eine Schwingungsdämpfung erweitern zu können, ohne auf den Maschinen- oder Steuerungshersteller angewiesen zu sein. Nachteilig an der bisherigen Implementierung ist jedoch, dass die eigentliche Überhöhung zwar reduziert wird, es jedoch eine neue, kleine Überhöhung vor der Resonanzfrequenz entsteht. In Abschnitt 5.2 wird das Verfahren genauer untersucht.

Die Verwendung eines Zustandsschätzers, welcher die Werkzeugmittenposition (*engl.* tool center point, TCP) schätzt, erweitert die zur Verfügung stehenden Regelgrößen, ohne einen eigenen Sensor zu benötigen. Da normalerweise auf die Position des Messsystems geregelt wird, in der Praxis jedoch die Position des TCP für die Bearbeitung relevant ist, können die Fehler, die von der Mechanik zwischen Positionserfassung und TCP her rühren nicht berücksichtigt werden. [ZATA05b] stellt eine solche Variante vor, bei der durch das Schätzen der TCP-Position mit Hilfe eines Beobachters das Bearbeitungsergebnis verbessert werden kann. Wichtig ist hier, dass das Modell, auf welchem der Beobachter basiert, möglichst robust ist gegenüber Änderungen, etwa bei unterschiedlichen Eingriffssituationen, Werkzeugen, Materialien etc.

Als Erweiterung für seine numerische Steuerung bietet Siemens mit dem Engineered Motion Control (EMC) eine Art modellbasierte Vorsteuerung an [HAMM13]. Das mechanische Übertragungsverhalten wird durch einen Zweimassenschwinger angenähert, wodurch die Sollwerte für die unterlagerten Regelkreise damit bereits nahe an der Realität liegen. Die Regelung gleicht

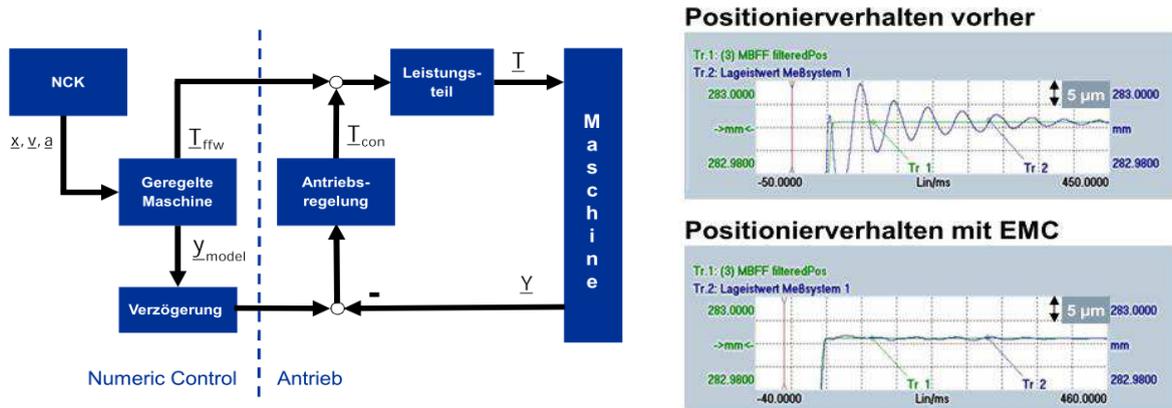


Abbildung 2.13: Siemens Engineered Motion Control (EMC) [HAMM13]

Siemens Engineered Motion Control (EMC)

hierbei lediglich die verbleibende Abweichung zwischen Modell und Wirklichkeit aus (vgl. Abbildung 2.13), wodurch die Vorschubachse insgesamt genauer und schwingungsärmer verfahren kann.

Auch bei der Firma Heidenhain gibt es eine Reihe von Regelungserweiterungen, die zusammengefasst unter dem Namen *Dynamic Precision* für ein besseres Bearbeitungsergebnis sorgen sollen. Das Position Adaptive Control (PAC) passt bspw. in Abhängigkeit der aktuellen Achsposition die Reglerparameter an (vgl. Abbildung 2.7). LAC und MAC berücksichtigen schließlich die Last- (*engl. load*) und Bewegungsabhängigkeit (*engl. motion*) der Vorschubachse [BRÜC14; HEID14].

Ein weiteres Feld der möglichen Regelungsstrukturen sind die Zustandsregler, die eine Regelung in einer anderen Art der Systembeschreibung durchführen – dem Zustandsraum. Beliebige lineare Systeme lassen sich als Zustandsraummodell nach Abbildung 2.14 darstellen. Die Systemgleichungen für den unregelmäßigten Fall ($\mathbf{K}_r = 0$) lauten

$$\begin{aligned}\dot{x}(t) &= \mathbf{A} \cdot x(t) + \mathbf{B} \cdot u(t) \\ y(t) &= \mathbf{C} \cdot x(t) + \mathbf{D} \cdot u(t).\end{aligned}\quad (2.13)$$

Zustandsregler arbeiten üblicherweise mit einer Zustandsrückführung über der Rückführmatrix \mathbf{K}_r , statt, wie bei Standard-Regelkreisen, mit der Regeldifferenz aus Soll- und Istwert (siehe Abbildung 2.7). Für weitere Erklärungen zur Zustandsraumdarstellung und -regelung sei auf die Literatur verwiesen, u. a. [LUNZ12a; LUNZ12b; FÖLL08; LUTZ12; ISER10].

Auch für Werkzeugmaschinen gibt es bereits einige Ansätze, die etablierte Kaskadenstruktur um eine Zustandsregelung zu ergänzen oder vollständig durch eine solche zu ersetzen. Eine

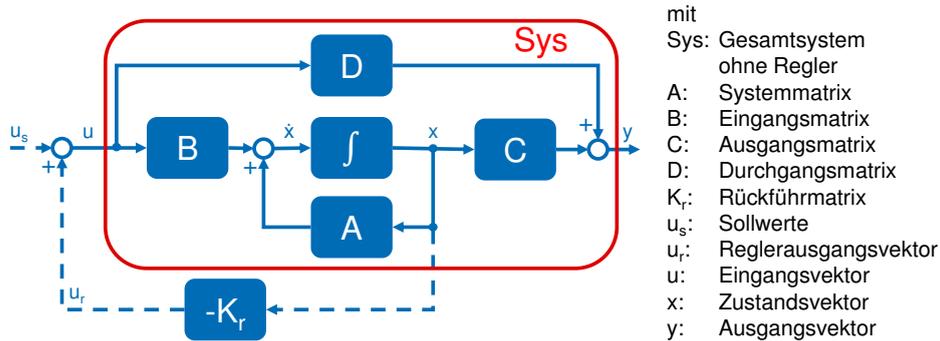


Abbildung 2.14: Zustandsraummodell mit Zustandsregler
State space modell with state controller

gute Übersicht dazu liefern die Habilitation [ZIRN07] und die Dissertation [JAEG10] sowie die Veröffentlichung [ZATA05a]. Zur Kategorie der Zustandsregler gehört auch die Polvorgabe, bei der durch geschickte Wahl der Null- und Polstellen des Reglers das Systemverhalten in eine gewünschte Form gebracht werden kann (siehe auch [FÖLL08]). Die Anwendung in einer Werkzeugmaschinenregelung wird u. a. in [HAGL92] beschrieben. In [ERKO13] wird ebenfalls eine Regelungsstruktur vorgestellt, die maßgeblich auf einer Polvorgabe aufbaut und diese um ein inverses Steckenmodell \hat{G}_2^{-1} ergänzt (siehe Abbildung 2.15). Zur Resonanzunterdrückung werden ein oder mehrere Kerb-Filter (*engl.* notch filter) eingesetzt. Die dadurch abfallende Phase wird schließlich durch ein Lead-Filter mit positiver Phase kompensiert. Als Vorteil zur Kaskadenregelung wird eine höhere Störsteifigkeit gegenüber Prozesskräften angeführt, was insbesondere beim Fräsen zu besseren Bearbeitungsqualitäten führen soll.

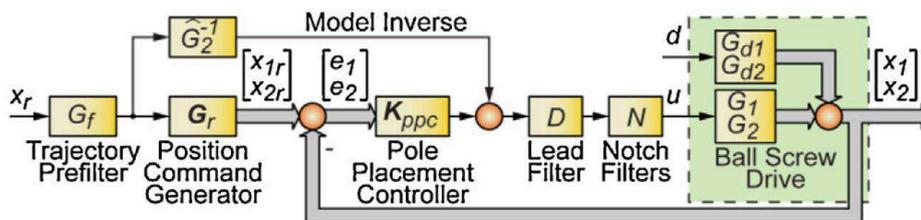


Abbildung 2.15: Regelungsstruktur nach [ERKO13]
Control loop structure as in [ERKO13]

Wie bereits geschildert, kann sich das Übertragungsverhalten der Vorschubmechanik durch verschiedene Einflussfaktoren ändern (z. B. Achsposition, Masse, Werkzeug, Werkstück). Um eine für alle Situationen passende Regelung zu erhalten, werden die Reglerparameter üblicherweise für die schlechteste Situation ausgelegt, folglich bei größtmöglichem Überschwingen, höchster bzw. geringster Masse usw. So ist sichergestellt, dass im normalen Betrieb kein Überschwingen im Positioniervorgang auftritt. Dadurch geht allerdings ein Großteil an möglicher Regeldynamik

verloren, da das System in vielen Situationen abseits des kritischen Punktes wesentlich straffer eingestellt sein könnte. Einen Ansatz, dieses Problem zu umgehen bieten adaptive Regler, die situativ unterschiedliche Übertragungsfunktionen ausführen. Das Stichwort hierfür lautet *adaptive* oder *predictive control* und wird in zahlreichen Veröffentlichungen (etwa [AST07; CLAR87; HAYK01]) in unterschiedlichen Ausprägungen behandelt. Einen Überblick liefern [CLAR87] im Allgemeinen und [DIEU08] im Speziellen als Anwendung zur Achspositionierung.

Nachdem verschiedene Varianten zur Dämpfung von Schwingungen für Werkzeugmaschinen vorgestellt wurden, werden im Folgenden existierende Lösungen zur Dämpfung konventioneller, hybrider und rein elektrischer Fahrzeuge als weiteres, in dieser Arbeit behandeltes mechatronisches System, präsentiert.

2.3 Schwingungsdämpfung für (Elektro-)Fahrzeuge

Oscillation Damping for (Electric) Vehicles

Schwingungen in Fahrzeugen haben einen erheblichen Einfluss auf die Kundenzufriedenheit. Im Wesentlichen lassen sich drei Aspekte unterscheiden. Zum einen führen Schwingungen zu einer stärkeren Materialbelastung und somit zu einem negativen Einfluss auf die Lebensdauer der Komponenten (Stichwort *Wöhlerkurve*, [LASC88; DIN50100]). Zusätzlich beeinträchtigen Sie den Fahrkomfort und die Sicherheit des Fahrers und der Insassen. Nicht zuletzt kann der durch die Schwingungen erzeugte Körperschall auch abstrahlen und sich somit als ungewolltes Geräusch ausbreiten, was wiederum für die Fahrzeuginsassen aber auch die Umwelt störend ist [WALL04]. Insbesondere im Antriebsstrang des Fahrzeugs sorgen Schwingungen für eine große Beeinträchtigung der Lebensdauer der Komponenten, da hier hohe Amplituden im Bereich der Resonanzfrequenzen des mechatronischen Systems auftreten können [BRAE13]. Typisch für Schwingungen im Antriebsstrang sind Lastwechselschwingungen. Sie entstehen u. a. durch starkes Beschleunigen (Tip-In) und Gaswegnehmen (Tip-Out) seitens des Fahrers [RUSC07]. Üblicherweise sind sie niederfrequent bis ca. 10 Hz und liegen damit in einer ähnlichen Größenordnung wie die erste Eigenfrequenz des Lageregelkreises von Werkzeugmaschinen. Des Weiteren können drehzahlabhängige Schwingungen bei unterschiedlichen Motorordnungen entstehen, die bei deutlich höheren Frequenzen liegen [GENU10]. Dazu gehört die Getriebezahneingriffsfrequenz f_z , die sich aus dem Produkt der Zähnezahle der ersten Getriebestufe z_1 (bei Stirnrädern) und der Motordrehzahl n_{mot} berechnet

$$f_z = n_{\text{mot}} \cdot z_1. \quad (2.14)$$

Grundsätzlich lässt sich der Antriebsstrang eines konventionellen Fahrzeugs durch den Austausch des Verbrennungsmotors gegen einen Elektromotor elektrifizieren. Prozessbedingt kann

ein Verbrennungsmotor erst oberhalb seiner Leerlaufdrehzahl ein Drehmoment aufbringen (vgl. Abbildung 2.16). Aus diesem Grund ist im Stillstand eine Kupplung notwendig, um den Motor vom restlichen Antriebsstrang zu trennen und ein Anfahren zu ermöglichen. Die reibschlüssige Verbindung der Kupplungsflächen hat eine schwingungsdämpfende Wirkung auf den Antriebsstrang. Im Gegensatz dazu sind elektrische Maschinen in der Lage, ihr maximales Drehmoment aus dem Stillstand heraus zu stellen, weshalb sie starr und ohne Kupplung an den Antriebsstrang gekoppelt werden können [SYED09]. Des Weiteren entfällt bei Fahrzeugen mit Elektromotor das in konventionellen Antrieben übliche Zweimassenschwungrad [BOSC07], welches die aufgrund der explosionsartigen Verbrennungen entstehenden Drehschwingungen dämpft.

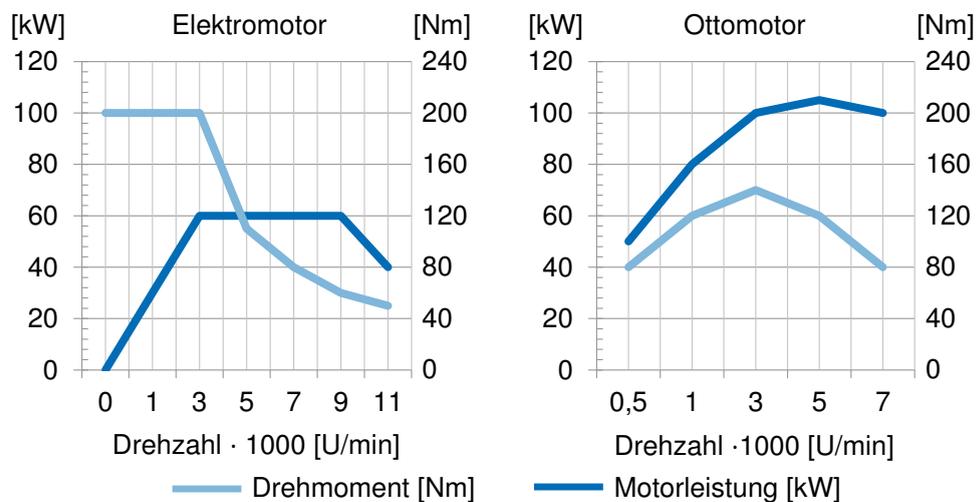


Abbildung 2.16: Vergleich der Kennlinien von Otto- und Elektromotor nach [ECKS10; PISC11]
Comparison of the characteristics of a combustion and an electric engine

Abbildung 2.17 zeigt die gängige Antriebsstruktur eines Elektrofahrzeugs mit Zentralantrieb. Der Elektromotor erzeugt ein Drehmoment, welches in einem Getriebe mit einer Übersetzung $i > 1$ (vgl. Gl. 2.15) vergrößert wird. Die Getriebeabtriebsdrehzahl n_{Abtrieb} ist somit geringer als die Antriebsdrehzahl n_{Antrieb} .

$$i = \frac{n_{\text{Antrieb}}}{n_{\text{Abtrieb}}} = \frac{M_{\text{Abtrieb}}}{M_{\text{Antrieb}}} \quad (2.15)$$

Ein ans Getriebe angeschlossenes Differential verteilt das Drehmoment über zwei Seitenwellen auf die Antriebsräder. Das Gesamtsystem aus Motor, Getriebe, Differential, Seitenwellen und Rädern ist ein schwingungsfähiges System mit (mind.) einer bestimmten Eigenfrequenz, die sich in Form einer Drehschwingung zwischen Motor und Rädern ausbreitet. Obwohl der Rest des Fahrzeugs über verschiedene Punkte mit dem Antriebsstrang verbunden ist (Fahrwerk an den Radnaben, Motoraufhängung etc.), kann nach [MENN01] der Einfluss des Fahrzeugaufbaus auf die Drehschwingungen des Antriebsstrangs vernachlässigt werden.

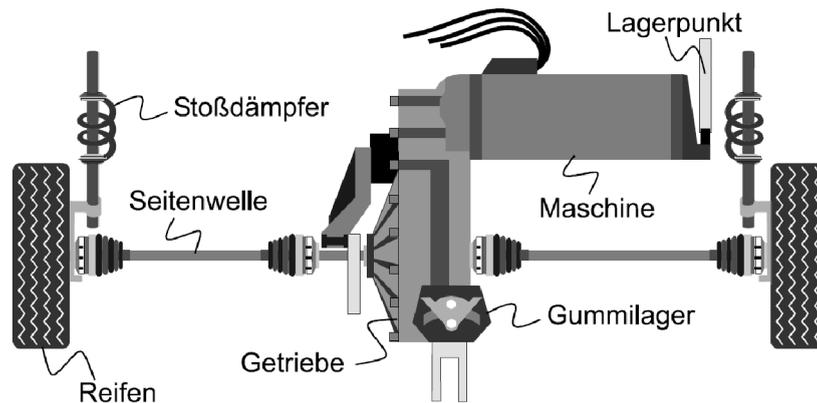


Abbildung 2.17: Elektrischer Antriebsstrang nach [MENN01]

Electric drive train

Im Vergleich zum Lageregelkreis bei Werkzeugmaschinen (vgl. Abbildung 2.3), besitzen Elektrofahrzeuge lediglich einen Strom- bzw. Momentenregelkreis⁶ (siehe Abbildung 2.18). Die überlagerten Kaskaden Geschwindigkeits- und Lageregelkreis übernimmt im Auto der Fahrer [FISC12]. Viele Fahrzeuge besitzen zwar mittlerweile einen Tempomaten, um eine konstante Geschwindigkeitsvorgabe zu halten. Dies entspricht laut [GÖTT03] jedoch noch nicht einem dynamischen Geschwindigkeitsregler im eigentlichen Sinne, da der Fahrer die Geschwindigkeit in Abhängigkeit der Verkehrssituation manuell anpassen muss.

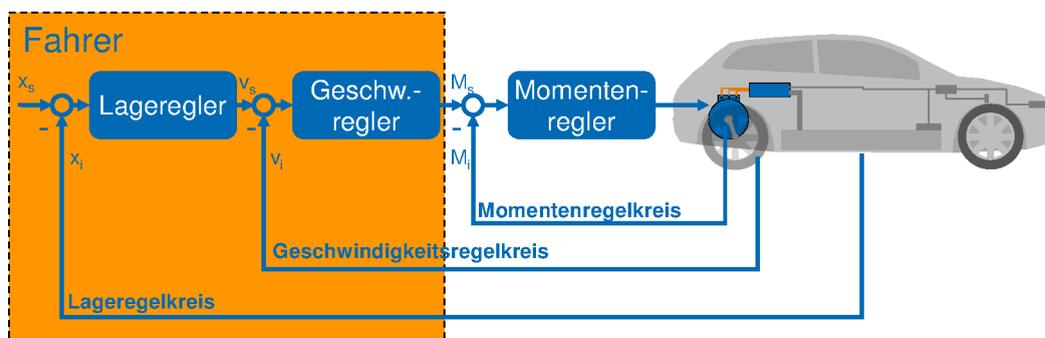


Abbildung 2.18: Regelkreis im Elektrofahrzeug

Control loop in an electric vehicle

Schwingungsdämpfung in Fahrzeugen lässt sich analog zur Schwingungsdämpfung für Werkzeugmaschinen in verschiedene Klassen (vgl. Abbildung 2.8) mit ähnlichen Vor- und Nachteilen der einzelnen Lösungen einteilen. Da das Feld der Schwingungsdämpfung für Elektrofahrzeuge noch relativ jung ist, werden auch Varianten für Fahrzeuge mit konventionellem und hybridem Antriebs-

⁶Das Drehmoment und der Motorstrom sind vereinfacht über die Motorkonstante k_{Mot} bis zum Feldschwächbereich (in Abbildung 2.16 links bis 3000 U/min) proportional zueinander.

strang vorgestellt. Konstruktive Änderungen sind stets möglich, etwa um die jeweils störenden Eigenfrequenzen in andere Frequenzbereiche zu verschieben. Jedoch ist es bei Fahrzeugen noch wichtiger als bei Werkzeugmaschinen, Gewicht und Kosten zu sparen. Die Erhöhung der Fahrzeugmasse würde zu einem höheren Energiebedarf führen und somit neben den ökonomischen Aspekten auch ökologisch nachteilig sein [ECKS11]. Dadurch entfallen bspw. Maßnahmen, die durch zusätzliche Verstrebungen die Steifigkeit im Antriebsstrang erhöhen. Ebenfalls ließen sich die Drehschwingungen durch die Verwendung stabilerer – und dadurch schwererer oder teurerer – Seitenwellen vermindern. Zur Reduktion der Getriebegeräusche aufgrund der drehzahlabhängigen Zahneingriffsfrequenz bieten sich jedoch konstruktive Maßnahmen durch Optimierung der makro- und mikroskopischen Getriebegeometrie an [HESS07; KART03; ROOS94]. Fertigungstechnisch lässt sich durch die Erhöhung der Oberflächengüte das Geräuschverhalten verbessern [CARL14; SALJ87].

Auch für Fahrzeuge lassen sich passive, teilaktive oder aktive Schwingungsdämpfer bzw. -tilger verwenden [GEHB13]. Passive Systeme sind jedoch stets nur für einen Betriebspunkt ausgelegt [DRES12]. Ein Beispiel dafür sind elastische Kupplungen. Alternativ dazu wird in [FISC12] ein System vorgestellt, welches die Systemdämpfung durch das Hinzufügen einer Art dynamischen Bremse erhöht (ähnlich der Variante nach [FREY13] für Werkzeugmaschinen). Ein Feder-Dämpfer-System sorgt dafür, dass zwei Reibscheiben aufeinander gepresst werden, sodass entstehende Schwingungen quasi abgebremst werden. Nachteilig ist natürlich der erhöhte Energiebedarf während der Fahrt, wenn die Reibscheiben kontinuierlich aneinander reiben.

Eine sog. Schlupfkupplung kann so eingestellt werden, dass sie im Normalbetrieb die Drehmomente sicher überträgt, es jedoch bei für die Mechanik zu hohen Momentenspitzen zu einem Durchrutschen in der Kupplung kommt [STEI03]. Das Rad bekommt somit keine zu hohen schlagartigen Momente, die den Antriebsstrang schwingungstechnisch anregen würden. SCHWENGER stellt in [SCHW05] einen Ansatz vor, bei dem eine Reibkupplung mit Hilfe einer modellbasierten Regelung der Kupplungskraft hilft, das Anfahrruckeln eines konventionellen Fahrzeugs mit Verbrennungsmotor zu reduzieren. Durch das Stellen einer dynamischen Normalkraft auf die Kupplungsscheiben entsteht ein bestimmter Kupplungsschlupf, der wie ein Tiefpassfilter für Schwingungen wirkt und somit den Antriebsstrang beruhigt. Vorteilhaft an dieser Variante ist, dass es als Erweiterung eines bereits bestehenden automatischen Kupplungssystems einsatzfähig ist und somit kaum höhere Produktionskosten entstehen.

Des Weiteren gibt es adaptive Tilger, deren Drehsteifigkeit sich über eine Feder an den jeweiligen Betriebspunkt anpassen lässt [GEHB13]. Nachteilig bei diesen Systemen ist, dass sie zu höheren Herstellungskosten sowie einer höheren Fahrzeugmasse führen. Außerdem benötigen sie zusätzlichen Bauraum, der im Fahrzeug stets knapp bemessen ist.

Die einfachste regelungstechnische Lösung zur Schwingungsreduktion ist die der Sollwertanpassung. Das Pendant zum Ruckfilter bei Werkzeugmaschinen ist bei Fahrzeugen die Filterung des Momentenverlaufs mit einem Tiefpassfilter. Dadurch werden starke Momentensprünge motorseitig vermieden, was die Schwingungsanregung vermindert. Nachteilig ist jedoch das verzögerte Ansprechverhalten des Fahrzeugs [HAGE01]. Das Fahrzeug wird träger und der Fahrer kann die theoretisch vorhandene Motorleistung zur Beschleunigung nicht abrufen. Nach [FAN93] lässt sich auch im Fahrzeug die Drehschwingung durch ein um 180° phasenverschobenes Antriebsmoment auslöschen. Das Wunschantriebsmoment des Fahrers wird dazu in zwei gleichgroße Momentenanstiege aufgeteilt, die – bezogen auf die Drehschwingungsfrequenz – um 180° gegeneinander phasenverschoben sind. Die Schwingungsanregung der zweiten Momentenstufe ist somit genau gegenphasig zur Schwingungsanregung der ersten Stufe; beide Schwingungen heben sich auf. Auch dieses Verfahren führt jedoch zu einem reduzierten dynamischen Verhalten des Fahrzeugs.

Eine weitere Manipulation des Beschleunigungsvorgangs zur Reduktion der Lastwechselschwingung bei nur leicht reduzierter Fahrdynamik wird in [FISC12] vorgestellt. Abbildung 2.19 bildet entsprechend verschiedene Varianten der Sollwertaufteilung und des daraus resultierenden Drehzahlverlaufs ab. Das oberste Diagramm stellt den Normalfall dar. Der Fahrer beschleunigt sprunghaft, was zu einer ausgeprägten (niederfrequenten) Schwingung in der Drehzahl führt. Wird der Momentensprung auf 3 s ausgeweitet (zweites Diagramm von oben), entstehen keine Schwingungen, allerdings wird die gewünschte Fahrgeschwindigkeit erst spät erreicht. Im dritten Diagramm von oben wird der Drehzahlsprung auf zwei kleinere Sprünge aufgeteilt, die Zieldrehzahl wird schneller erreicht, allerdings überlagert mit einer leichten Schwingung. Bei der letzten Variante beschleunigt das Fahrzeug zunächst so schnell, wie bei der ersten Variante, jedoch auch hier mit einem unerwünschten Überschwingen, welches durch ein zwischenzeitliches Zurücknehmen des Drehmoments abgebaut wird.

SYED ET AL. stellen in [SYED09] ein Konzept für die Schwingungsdämpfung eines hybridelektrischen Fahrzeugs mit Hilfe zweier Maßnahmen vor. Zunächst werden Schwingungen des Verbrennungsmotors mit Hilfe einer Sollwertanpassung des Fahrerwunschemoments durch ein Kerbfilter reduziert, welches auf die Resonanzfrequenz des Antriebsstrangs justiert ist. Hinzu kommt eine Vorsteuerung, die aus dem Trägheitsmoment des Elektromotors und seiner gemessenen Drehbeschleunigung ein Beschleunigungskompensationsmoment bestimmt, welches das Fahrerwunschemoment reduziert und somit einen Startwert für die Drehmomentregelung erzeugt. Eine Logik sorgt dafür, dass beide Dämpfungsalgorithmen nur in bestimmten Betriebspunkten aktiv sind, da es ansonsten insbesondere bei niedrigen Drehzahlen und Drehmomenten durch verrauschte Sensorsignale zu negativen Einflüssen auf das dynamische Verhalten des Fahrzeugs kommen kann.

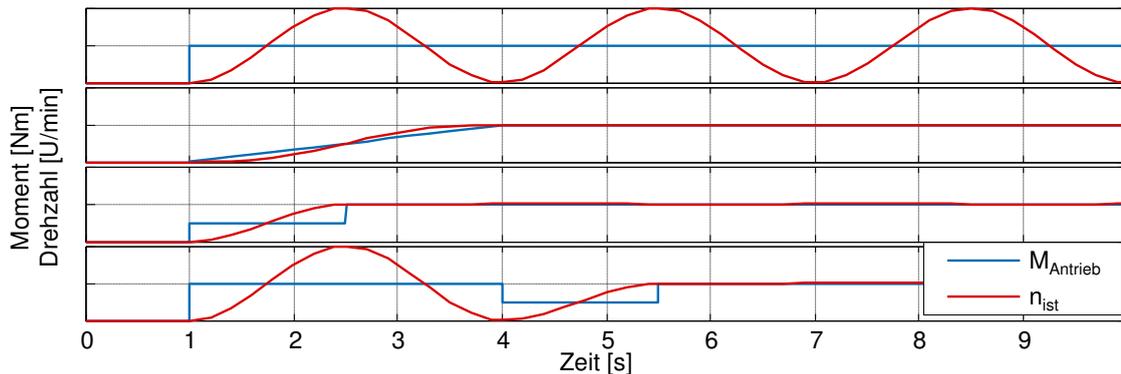


Abbildung 2.19: Gezielte Veränderung des Antriebsmoments zur Schwingungsreduktion nach [FISC12]

Selective change of the driving torque for the oscillation damping

Auch bei Fahrzeugen mit Dieselmotor können Lastwechselschwingungen entstehen. In [QUER08] wird eine regelungstechnische Reduktion mit Hilfe einer Sollwertformung gekoppelt mit einer Störregelung vorgestellt. Die gemessene Motordrehzahl n_{mot} wird abgeleitet und mit der auf den Motor reduzierten Gesamtträgheit J_{red} nach

$$M_M = J_{\text{red}} \cdot \left(\frac{2\pi}{60} \cdot \dot{n}_{\text{mot}} \right), \quad n_{\text{mot}} \text{ in U/min} \quad (2.16)$$

verrechnet. Dieses Drehmoment wird schließlich vom Fahrersollmoment abgezogen, wodurch der Momentenregelkreis geschlossen und Drehzahlschwankungen in der Regelung berücksichtigt werden. Problematisch ist jedoch die Bestimmung der Trägheit J_{red} , die von QUERNHEIM mittels eines Kalman-Filters [KALM60] geschätzt wird.

Im Fahrzeug gelten für Sollwertfilter die gleichen Einschränkungen wie im industriellen Umfeld bei Werkzeugmaschinen (siehe oben). Mangels einer Messgrößenrückführung können extern angeregte Schwingungen nicht berücksichtigt werden, sondern lediglich Schwingungen aus der Sollwertvorgabe reduziert werden [GÖTT03].

Zur Drehschwingungskompensation bei Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor ist eine Herausforderung die unvermeidliche Verzögerung zwischen dem vorgegebenen Wunschmoment und dem tatsächlich gestellten Istmoment des Motors [BERR08]. Es handelt sich aus regelungstechnischer Sicht demnach um ein totzeitbehaftetes System, zu dessen Regelung sich ein sog. Smith-Prädiktor anbietet [SMIT59; ASTR94; MATA99]. Der Smith-Prädiktor teilt die Regelstrecke in einen totzeitbehafteten und totzeitfreien Teil auf (vgl. Abbildung 2.20). Anschließend wird – basierend auf dem totzeitfreien Teilmodell der Regelstrecke – das zukünftige Verhalten des Systems prädiziert und für die Regelung verwendet. Hierzu wird ein möglichst präzises Modell der Strecke benötigt, um das Verhalten in ausreichender Genauigkeit vorherzusagen. Die tatsächlich gemessenen

Größen dienen im Anschluss lediglich der Korrektur eventueller Modellfehler. [BERR08] nutzt für die Anwendung im Fahrzeug die prädizierte Motordrehzahl und bestimmt hieraus ein Kompensationsmoment zur Schwingungsreduktion. Ergänzend zum Smith-Prädiktor verwendet KIENCKE eine Beobachterstruktur zur Verbesserung der Drehzahlschätzung [KIEN05].

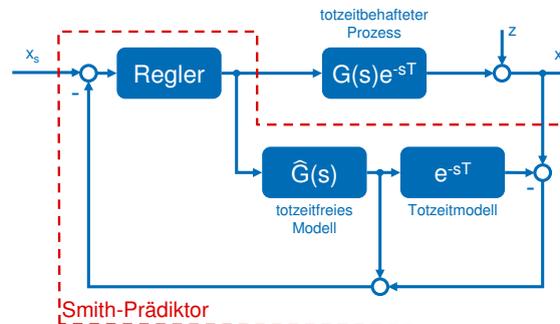


Abbildung 2.20: Smith-Prädiktor nach [SMIT59; ASTR94]

Smith predictor

In [ZEMK12] wird die Regelung eines konventionellen Fahrzeugs mittels einer modellbasierten prädiktiven Vorsteuerung in Kombination mit einem H_∞ -Regler [GEER99; BAŞA08; SIMO06] vorgestellt. Auch hier sorgt ein Smith-Prädiktor dafür, dass Totzeiten in der Regelstrecke kompensiert werden. Das System kann dadurch schneller reagieren und mögliche Schwingungen bereits vor der Entstehung erkennen und reduzieren. Über die Lebensdauer der Komponenten und abhängig vom Fahrzeugzustand kann eine Drift zwischen dem Modell und dem realen Fahrzeugverhalten entstehen, wodurch die Schwingungsdämpfung nicht mehr ausreichend funktioniert. Zu diesem Zweck wird die prädiktive Regelung um einen H_∞ -Regler erweitert, der in der Signalrückführung aufgrund von Modellfehlern auftretende Schwingungen erkennt und seinerseits dämpfen kann.

WEBERSINKE implementiert in ihrer Dissertation [WEBE08] zwei Reglertypen zur Reduktion von Schwingungen bei Nutzfahrzeugen mit konventionellem Antrieb. Zum einen wird ein modellbasierter Prädiktivregler eingesetzt, welcher, wie in den Beispielen zuvor, auf ein möglichst gutes Modell der Strecke zurückgreift, um Schätzungen zukünftiger Messwerte zu erhalten. Als Alternative stellt sie einen linear-quadratischen Regler (vgl. Abschnitt 5.3) vor. Da es sich hierbei um einen Zustandsregler handelt und nicht alle Zustandsgrößen messbar sind, wird ein Kalman-Filter zur Zustandsschätzung verwendet. Damit gelingt es, Lastwechselschwingungen zu reduzieren, die aufgrund von sprungartigen Wechslen der Gaspedalstellung, als auch durch Schaltvorgänge im Getriebe entstehen. Ähnlich gute Ergebnisse werden auch in [FRED02] mit der Kombination aus Optimalregler und Nutzfahrzeug mit konventionellem Antrieb erzielt. Als Manko wird lediglich die relativ große Varianz in der Fahrzeugmasse inkl. Zuladung angesehen, die bei den untersuch-

ten Nutzfahrzeugen zwischen 7 und 40 t liegt. Der Regler sollte robust genug sein, um diese Unterschiede auszugleichen, was nicht ohne Weiteres gegeben ist.

Bei leistungsverzweigten Hybridfahrzeugen ist es wünschenswert, dass der Wechsel zwischen dem rein elektrischen Betrieb und dem Hinzuschalten des Verbrennungsmotors möglichst ruckelfrei und schnell vonstatten geht. [BECK05] stellt dafür eine modellprädiktive Regelstrategie vor, die aufbauend auf einem Modell mit der Modellierungssoftware Dymola [DASS15] gute Regelergebnisse erzielt.

Für Fahrzeuge mit parallelem Hybridantrieb hat sich die Firma SCHAEFFLER ein Verfahren zur Schwingungsdämpfung patentieren lassen [WERN13]. Der Elektromotor reduziert als aktiver Dämpfer die vom Verbrennungsmotor ausgehenden Schwingungen. Die Primärmasse des bei Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor üblichen Zweimassenschwungrads [ECKS10] wird fest mit der Kurbelwelle verbunden. Die Sekundärmasse wird hingegen platzsparend in den Rotor der elektrischen Maschine integriert. Schwingungen, die nach der passiven Dämpfung durch den Zweimassenschwinger übrig bleiben, werden vom Elektromotor per Regelung der Differenzdrehzahl oder -beschleunigung zwischen beiden Antrieben auf null reduziert.

Die Firma ZF FRIEDRICHSHAFEN präsentiert in [TARE11] eine Schwingungsdämpfung für Pkws mit hybridisierten Antriebssträngen. Die Autoren erklären, dass Regelungen durch die Verwendung von Rückführungen häufig am Stabilitätsrand arbeiten und damit leicht instabil werden können. Stattdessen schlagen sie eine Art Vorsteuerung vor, die auf dem aus der Nachrichtentechnik bekannten FxLMS-Algorithmus [AKHT09] beruht. Ein Least-Mean-Square-Verfahren (LMS) sucht modellbasiert nach einer zur aktuellen Schwingung passenden Bandsperre und führt diese adaptiv nach, während der Fehler zwischen Modell und Realität minimiert wird. Damit gelingt mit dem Elektromotor die Dämpfung verschiedener Motorordnungen des Verbrennungsmotors. Durch geringe Anpassungen soll sich das Verfahren auch zur Dämpfung der Torsionsschwingung, also der Eigenfrequenz des Antriebsstrangs eignen. Da der LMS-Algorithmus prinzipiell instabil werden kann, müssen jedoch besondere Vorkehrungen getroffen werden, dies zu berücksichtigen.

Eine Torsionsschwingungsdämpfung für rein elektrisch fahrende Busse wird in [LOHN00] vorgestellt. Der Antriebsstrang des Busses wirkt wie ein rotativer Zweimassenschwinger bestehend aus der Rotorträgheit des verwendeten Asynchronmotors sowie der auf die Räder reduzierten Fahrzeugträgheit. Hinzugefügt wird eine virtuelle dritte Masse samt virtueller Drehzahl, die sich aus den Fahrzeugdaten bestimmen lässt. Aus der Differenz zwischen der virtuellen und der realen Motordrehzahl wird ein Kompensationsmoment bestimmt, welches, aufgebracht über den Elektromotor, letztlich zu einer Beruhigung der Schwingung auf ein Drittel der ursprünglichen Amplitude führt.

In einer Simulation werden in [THOM08] die konventionelle PI-Regelung eines elektromotorisch betriebenen Fahrzeugs mit einer um eine Zustandsrückführung erweiterten Regelung, der sog. PI-Zustandsregelung, hinsichtlich ihrer schwingungsdämpfenden Wirkung verglichen. Des Weiteren wird zwischen Zustandsregelung mit gemessenen Signalen und mittels Beobachter bestimmter Größen unterschieden. Insbesondere bei im Fahrzeug vorhandener Lose wird zu einer PI-Zustandsregelung mit gemessenen Größen geraten, wobei auch die Variante mit Beobachter – bei fehlender Sensorik – gute Ergebnisse liefern kann.

Einen modellbasierten Zustandsregler basierend auf [SUGI96], der mit Hilfe eines virtuellen Dämpfungsfaktors und eines virtuellen Massenträgheitsmoments arbeitet wird von MENNE und GÖTTING in [MENN01; GÖTT03] präsentiert. Der elektrische Antriebsstrang eines Fahrzeugs wird zur Modellbildung zu einem (ungedämpften) Zweimassenschwinger vereinfacht. Er bildet die Umwandlung eines Fahrerwunschs moments in das tatsächlich auf die Räder übertragene Istmoment ab. Das Istmoment wird schließlich zurückgeführt und mit einer Übertragungsfunktion mit differenzierendem Verhalten verrechnet. Dadurch können Schwingungen im Istdrehmoment reduziert werden. Das Istmoment lässt sich zwar schlecht messen, ist bei einem Zweimassenschwinger (vgl. Abbildung 2.5) allerdings proportional zur Winkeldifferenz zwischen An- und Abtrieb. Bei Fahrzeugen ist die Antriebsdrehzahl (und damit nach einer Integration auch der Winkel) aus dem Motordrehgeber bekannt. Die radseitige Abtriebsdrehzahl hingegen ist nicht ohne Weiteres verfügbar. Zwar besitzen die meisten Autos für das ABS einen Drehgeber in Radnähe, dieser ist jedoch schlecht aufgelöst und meist mit einer größeren Verzögerung behaftet, sodass er für eine Regelung nicht in Frage kommt. Stattdessen wird ein Luenberger Beobachter [LUEN64] zur Bestimmung der Raddrehzahl bzw. der Winkeldifferenz verwendet [BITS02]. Das Blockschaltbild ist in Abbildung 2.21 dargestellt.

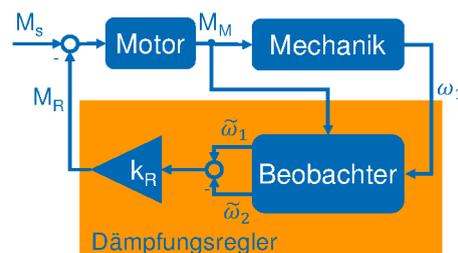


Abbildung 2.21: Regelkreis zur aktiven Schwingungsdämpfung im Antriebsstrang nach [MENN01]
Control loop for an active oscillation damping for drive trains

Ein ähnlicher modellbasierter Zustandsregler wird in [BÖCK04] vorgestellt. Dieser basiert auf der Schätzung des am Getriebe anliegenden (schwingungsbehafteten) Drehmoments und berücksichtigt das nichtlineare Getriebeispiel. Aus dem Getriebemoment wird ein Korrekturmoment berechnet, welches vom Sollmoment abgezogen wird und somit für einen sanfteren Bewegungsablauf sorgt.

Benötigt für die Regelung werden das (aus dem gemessenen Motorstrom geschätzte) Motor-moment und die Antriebsdrehzahl, welche üblicherweise gut verfügbar sind. Hinzu kommt das Drehzahl-signal aus den ABS-Sensoren am Reifen. Die aus dem CAN-Bus resultierende Signal-laufzeit und schlechte Auflösung der Sensoren wird im Beobachtermodell berücksichtigt. Mittels Wurzelortskurven (siehe [LUTZ12]) werden geeignete Pole und Nullstellen für den Regler gefunden, die trotz relativ einfachen Modells robust genug für den Betrieb sind. Dieses Verfahren wird für ein reales Elektrofahrzeug umgesetzt und die Motorsteuerung um den Zustandsregler erweitert, wodurch keine zusätzlichen Komponenten in den Antriebsstrang eingebracht werden müssen. Messungen in Fahrversuchen zeigen daraufhin, dass die vormals existierende Resonanzfrequenz des Antriebsstrangs von 7 Hz stark reduziert werden kann.

2.4 Zusammenfassung

Summary

In diesem Kapitel wurden einige Varianten zur Schwingungsdämpfung sowohl für Werkzeugma-schinen als auch für Fahrzeuge mit konventionellem, hybridem oder elektrischem Antriebsstrang vorgestellt. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Schwingungen beim Positioniervorgang von Werkzeugmaschinen betrachtet. Diese lassen sich meist konventionell durch konstruktive Anpas-sungen der Maschinenstruktur reduzieren, was jedoch nur in einem frühen Entwicklungsstadium möglich ist und zudem üblicherweise höhere Produktions- oder Materialkosten mit sich bringt. Ressourcenschonender und flexibler sind Maßnahmen in der Steuerungstechnik der Anlage, entweder durch Aktualisierungen bzw. Erweiterungen der bestehenden Systemsoftware oder durch steuerungsexterne Lösungen. Dadurch lassen sich mechanische Schwachstellen auch in bereits existierenden Maschinen durch rechnergestützte Verfahren beheben oder zumindest reduzieren.

Dieser Weg ist auch in anderen Branchen nicht unüblich. Bspw. wird bei Lautsprechern bereits seit Jahren mittels digitaler Entzerrung dafür gesorgt, dass der Frequenzgang wesentlich verbessert wird [VORL09]. Allgemeiner Konsens ist jedoch, dass gute Lautsprecher durch die Signalverar-beitung besser, schlechte Lautsprecher hierdurch allerdings nicht gut werden können. Es wird stets eine solide Basis benötigt. Bei Werkzeugmaschinen gilt dies in ähnlicher Form. Kleinere Schwachstellen gut ausgelegter Maschinen können zwar durch regelungstechnische Eingriffe mini-miert werden, die Regelung kann jedoch nicht sämtliche Unzulänglichkeiten im Positioniervorgang beheben.

Dennoch zeigen bereits die vorgestellten Regelungserweiterungen das Potential zur Schwingungs-reduktion. Nachteilig bei den Verfahren, die lediglich die Sollwerte manipulieren (z. B. Sollwertfilter

und Vorsteuerung), ist, dass diese mangels Signlrückführung nicht auf unvorhergesehene Situationen reagieren und lediglich das Führungsverhalten verbessern, das Störverhalten jedoch nicht beeinflussen können. Bei den herstellerepezifischen Lösungen, etwa von Heidenhain, Siemens, Fanuc oder Bosch Rexroth, ist man auf die Steuerungen eben dieser Hersteller angewiesen. In [FRIE15] wurde bereits eine am Werkzeugmaschinenlabor (WZL) der RWTH Aachen entwickelte Möglichkeit zur steuerungsexternen Schwingungsdämpfung vorgestellt. Diese hat den Vorteil, dass sie durch die Manipulation der Lageistwerte prinzipiell mit allen am Markt verfügbaren Steuerungen und Maschinen funktioniert, die die Positionswerte eines direkten Messsystems auslesen. Da es sich um ein Istwertfilter handelt, können auch Störungen aus dem Prozess beeinflusst werden. Ein weiterer Vorteil liegt in der Einfachheit der Parametrierung der verwendeten Bandsperrfilter, deren Mittenfrequenz lediglich auf die erste Resonanzfrequenz des Lageregelkreises gelegt werden sollte. Hinzu kommt ein Verstärkungsfaktor zur Justage des Dämpfungseinflusses. Nachteilig ist jedoch das nicht immer ausreichende Dämpfungsverhalten und ein stets vorhandenes leichtes Überschwingen im niederen Frequenzbereich, sodass es Verbesserungspotential gibt.

Die Torsionsschwingungen im Antriebsstrang von Fahrzeugen liegen in einem ähnlichen Frequenzbereich wie die Resonanzfrequenz des Lageregelkreises bei Werkzeugmaschinen. Auch im Bereich der Fahrzeuge existieren zur Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen bereits verschiedene Varianten. Insbesondere Lösungen, die auf Änderungen an der Mechanik setzen, sind bei Fahrzeugen kritisch zu betrachten. Meist gehen sie einher mit erhöhten Kosten, Bauraumbedarf oder Gewicht. Kosteneinsparungen bei den Komponenten sind beim Massenprodukt Auto sehr wichtig. Ein höheres Gewicht resultiert wiederum in einem erhöhten Energiebedarf im Betrieb, was sich ökologisch wie ökonomisch negativ auswirkt. Deshalb sind auch hier regelungstechnische Lösungen, die als reine Software-Erweiterungen umgesetzt werden können, das Mittel der Wahl zur Schwingungsdämpfung.

Für Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor existieren einige Schwingungsdämpfungsvarianten, die sich unter Berücksichtigung der Vor- und Nachteile auf Elektrofahrzeuge portieren lassen. Bspw. ist die Verwendung eines Smith-Prädiktors nicht mehr zwingend, da Elektromotoren ihr Drehmoment im Vergleich zu konventionellen Verbrennungsmotoren wesentlich dynamischer und nahezu totzeitfrei stellen können. Nicht nur deshalb ist aus regelungstechnischer Sicht der Umstieg hin zu einem elektrischen Antriebsstrang zu begrüßen. Die anderen vorgestellten Lösungen zielen auf Hybridfahrzeuge oder Elektrobusse ab. Lediglich die Varianten [MENN01; GÖTT03] sowie [BÖCK04] sind für rein elektrische Pkws ausgelegt. Da diese in Zukunft immer häufiger anzutreffen sein werden und es im Werkzeugmaschinenumfeld bereits mehrere potentielle Lösungen für Elektromotoren in Vorschubachsen bei vergleichbarer Schwingungsfrequenz gibt, bietet es sich an, Dämpfungsalgorithmen von der Werkzeugmaschine für Elektrofahrzeuge zu adaptieren.

3 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Tasks and Objectives

Der im vorangegangenen Kapitel 2 dargestellte Stand der Technik und Forschung zeigt, dass die Dynamik einer Werkzeugmaschine maßgeblich durch den K_v -Faktor bestimmt wird. Bei einem zu großen Wert kann die erste Resonanzfrequenz des Lageregelkreises angeregt werden, was zu unerwünschten Schwingungen im Positioniervorgang führt. Gelingt es, die Auswirkung der ersten Resonanzfrequenz zu reduzieren, kann der K_v -Faktor angehoben werden, wodurch die Maschine nach Gl. 2.2 schneller und/oder genauer arbeitet. Mit Blick auf die spätere Umsetzung wäre es zudem wünschenswert, wenn sich auch bestehende Maschinen um einen Dämpfungsalgorithmus erweitern lassen. Um unabhängig von Herstellern numerischer Steuerungen zu sein, bietet sich eine steuerungsexterne Lösung an. Die Schwingungsdämpfung ist somit prinzipiell mit einer wesentlich höheren Anzahl an Werkzeugmaschinen kompatibel, als wenn lediglich für einen Steuerungstypus optimiert wird. Durch den Einsatz als Istwertfilter in der Rückführung des Positionsmesssignals des Lageregelkreises werden somit auch Schwingungen reduziert, die erst im Prozess entstehen. Im Gegensatz zu Sollwertfiltern können durch den Einsatz von Istwertfiltern somit sämtliche in der Bearbeitung auftretende Schwingungen berücksichtigt werden.

In dieser Arbeit soll daher zunächst die Frage: *Wie können Schwingungen im Lageregelkreis einer Werkzeugmaschine mit steuerungsexternen Mitteln effektiv bedämpft werden?* beantwortet werden.

Auch andere mechatronische Systeme, wie Fahrzeuge mit elektrischem Antriebsstrang, neigen zu niederfrequenten Schwingungen, die sich in Form von Torsionsschwingungen aufgrund von Lastwechseln ausprägen und denen in Werkzeugmaschinen ähneln. Abschnitt 2.3 beschreibt einige Varianten zur Schwingungsdämpfung, die entweder für Fahrzeuge mit konventionellem Verbrennungsmotor, Hybridantrieb oder Elektromotor ausgelegt sind. Die Auswahl der Algorithmen speziell für Elektrofahrzeuge ist jedoch noch gering. Bei der Implementierung von Regelungsstrategien ist der Elektromotor dem Verbrennungsmotor durch seine Fähigkeit, Momente wesentlich dynamischer stellen zu können, überlegen. Hinzu kommt die Eigenschaft, aus dem Stand heraus ein Drehmoment zu generieren.

Werkzeugmaschinen setzen dagegen seit jeher auf Elektroantriebe. Da darüber hinaus die Schwingungsphänomene vergleichbar sind, liegt eine Übertragung von Werkzeugmaschinenwissen auf Elektrofahrzeuge nahe.

Daher soll des Weiteren die Frage: *Wie können Dämpfungsmaßnahmen aus dem Werkzeugmaschinenbereich auf die Anwendung in Fahrzeugen mit elektrischem Antriebsstrang übertragen werden?* geklärt werden.

Für die Beantwortung beider Forschungsfragen wird zunächst in Kapitel 4 das Verhalten von Schwingungen und deren Entstehung bei Werkzeugmaschinen genauer analysiert. Am Beispiel eines am Institut vorhandenen Dreh-Bohr-Fräs-Bearbeitungszentrums werden die Schwingungsphänomene messtechnisch erfasst, diskutiert und in einem Rechnermodell abgebildet. Im Anschluss wird die Schwingungsneigung bei Elektrofahrzeugen anhand eines eigens aufgebauten Antriebsstrangprüfstands für Elektrofahrzeuge untersucht, dargestellt und modelliert.

In Kapitel 5 wird der Grundstein für die in dieser Dissertation erarbeiteten Algorithmen gelegt und eine Schwingungsdämpfung für Werkzeugmaschinen entworfen, die auf der Anwendung eines Optimalreglers basiert. Dieser wird zur Reduzierung der Systemordnung vereinfacht und um eine positionsabhängige Komponente erweitert. Die Übertragung verschiedener Dämpfungsvarianten aus dem Werkzeugmaschinenumfeld zur Reduktion der niederfrequenten Lastwechselschwingungen im Fahrzeug mit elektrischem Antriebsstrang werden in Kapitel 6 diskutiert. Aussichtsreiche Algorithmen werden schließlich portiert.

Das Verifizieren der Leistungsfähigkeit der zuvor entwickelten Algorithmen ist Gegenstand des Kapitels 7. In Abschnitt 7.1 wird die Wirkung der entwickelten Schwingungsdämpfung für Werkzeugmaschinen am Beispiel der untersuchten Werkzeugmaschine mittels Auswertungen im Zeit- und Frequenzbereich zunächst für den einachsigen Fall analysiert. Der Einfluss auf im Betrieb interpolierende Achsen wird im Anschluss mittels Kreisformtests beleuchtet. Darauf folgt in Abschnitt 7.2 die Untersuchung der für Elektrofahrzeuge adaptierten Schwingungsdämpfungen an zwei Ausbaustufen eines Antriebsstrangprüfstands mit verschiedenen Fahrzyklen, die sowohl üblichen Fahrsituationen als auch solchen mit hoher Schwingungsanregung nachempfunden sind.

4 Schwingungsverhalten mechatronischer Systeme

Oscillation Behavior of Mechatronical Systems

Für die Entwicklung einer Schwingungsdämpfung ist es zunächst essentiell, das Schwingungsverhalten und die Schwingungsentstehung für die entsprechenden Systeme genauer zu analysieren. In Abschnitt 4.1 wird deshalb anhand von Messungen das Schwingungsverhalten einer beispielhaften Werkzeugmaschine untersucht und ein Maschinenmodell zur rechnergestützten Simulation erstellt. Im Anschluss werden in Abschnitt 4.2 das Verhalten und die Entstehung von Lastwechselschwingungen im Elektrofahrzeug mittels Untersuchungen an einem Antriebsstrangprüfstand zur Nachbildung eines Elektrofahrzeugs analysiert und ebenfalls modelliert.

4.1 Werkzeugmaschine

Machine Tool

4.1.1 Versuchsmaschine und -aufbau

Test Machine and Setup

Als beispielhafte Werkzeugmaschine werden in diesem Abschnitt die Untersuchungen an einem Dreh-Bohr-Fräsbearbeitungszentrum der Firma Dörries Scharmann Technologie GmbH vom Typ DBF 630 [DSTE10] durchgeführt. Der prinzipielle Aufbau ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Das Maschinengestell besteht aus einem Kreuzbett samt Maschinenständer. Die x- und z-Achse befinden sich unmittelbar auf dem Maschinenbett, während die y-Achse zusammen mit der Hauptspindel in den Ständer integriert ist und mit der x-Achse bewegt wird. Auf der z-Achse ist zusätzlich die B-Achse angebracht, die eine Rotation des Maschinentischs um die vertikale Achse ermöglicht. Als Besonderheit ist am Werkzeugmittelpunkt für die Drehbearbeitung eine kleinere u-Achse angebracht, die die Werkzeugposition aus der Mitte der Drehachse nach außen verschieben kann.

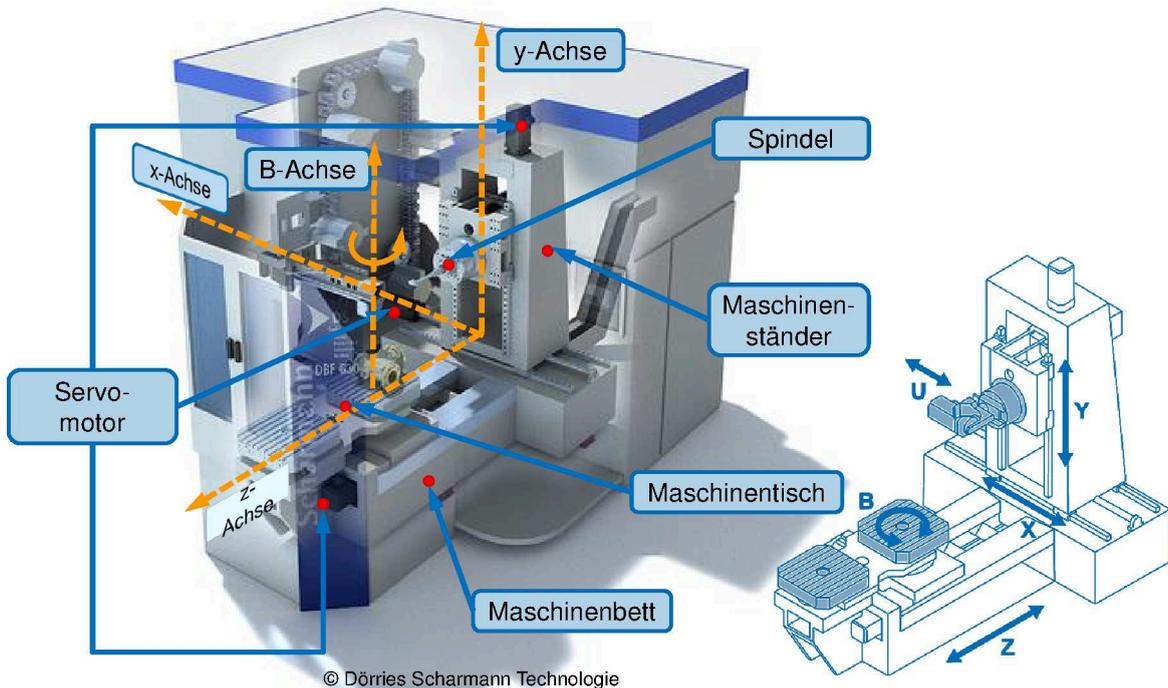


Abbildung 4.1: Dreh-Bohr-Fräsbearbeitungszentrum DBF 630 der Firma Dörries Scharmann Technologie GmbH nach [DSTE10]

Turn drill mill machining center DBF 630 by Dörries Scharmann Technologie

Die x- und z-Achse sind gleich ausgelegt. Ein Synchronmotor ist jeweils über eine Kupplung mit einem Kugelgewindtrieb (KGT) zur Umwandlung der rotativen in eine lineare Bewegung verbunden. Die y-Achse besitzt zusätzlich ein Getriebe. Jede Achse verfügt über zwei Linearführungen links und rechts des KGTs mit jeweils zwei Führungsschuhen je Seite. Hinzu kommen direkte optische Positionsmesssysteme in den Linearachsen. Die Hauptspindel wird über einen Asynchronmotor angetrieben. Mechatronische Systeme zeichnet aus, dass sie neben dem Elektromotor und der Mechanik auch über eine Informationsverarbeitung verfügen. Im Falle von Werkzeugmaschinen übernimmt diese Aufgabe die numerische Steuerung. Abbildung 4.2 zeigt die Komponenten und Signalläufe beispielhaft für die x-Achse der Maschine. Die Steuerung erzeugt aus dem Bearbeitungsprogramm die Sollpositionen. Der Lageregler wandelt diese in Soll Drehzahlen um, die vom Drehzahlregler schließlich in Sollströme umgerechnet werden (vgl. auch Abbildung 2.3). Der Stromregler berechnet aus dem Sollstrom die Sollspannung für den Motor, die die Antriebselektronik wiederum in ein Pulsmuster zur Generierung der Istspannung wandelt. Die Rotation des Motors wird vom Kugelgewindtrieb in eine Linearbewegung umgewandelt, die schließlich den Maschinenständer und somit den TCP bewegt. Die Istposition wird mittels direktem Messsystem gemessen und an die NC weitergeleitet, in welcher der Regelkreis geschlossen und ein Soll-Istwert-Vergleich durchgeführt wird.

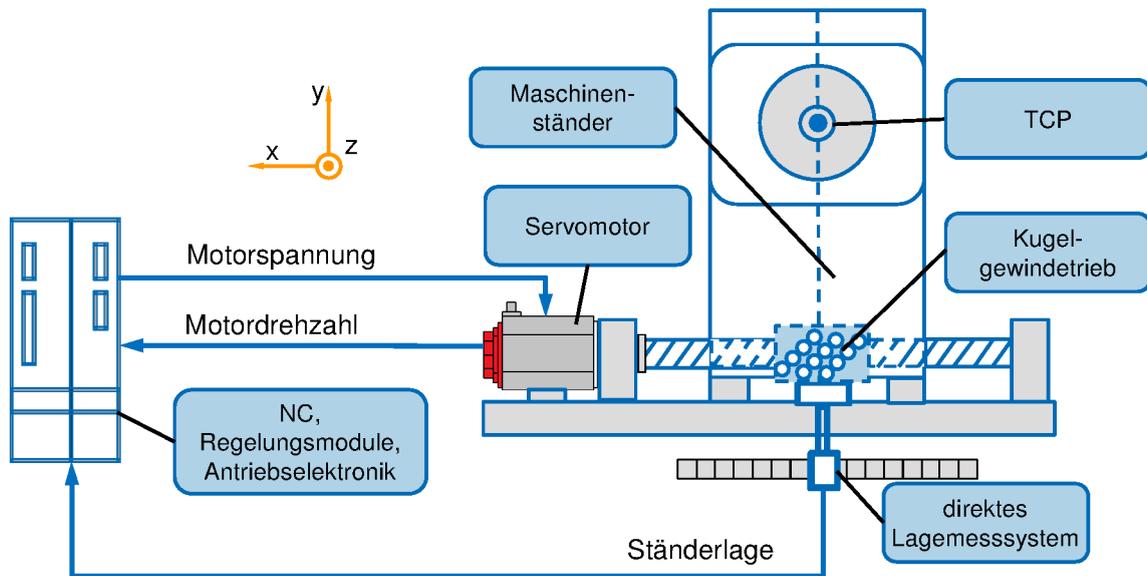


Abbildung 4.2: Aufbau der x-Achse der DBF 630

Structure of the x-axis of the DBF 630

Der Antriebsmotor der x-Achse muss bei Verfahrbewegungen neben dem Maschinenständer auch die komplette y-Vorschubachse samt elektrischer Maschine, Getriebe, KGT und Linearführungen bewegen. Hinzu kommt die Hauptspindel inkl. Werkzeugaufnahme. Besonderes Augenmerk gilt in den nachfolgenden Untersuchungen daher der x-Achse. Die Last auf der z-Achse kann zwar durch das Werkstückgewicht prinzipiell höher sein als die des Maschinenständers auf der x-Achse, jedoch muss die x-Achse bei üblichen Bearbeitungen höhere Anforderungen an die Dynamik erfüllen.

Zur Manipulation des Lageregelkreises wird in dieser Arbeit ein sog. Phasenmischgatter (PhMG, auch Phasenmischkarte genannt) [MIRB02] verwendet. Es handelt sich dabei um eine Einsteckkarte für PCs, die es zunächst erlaubt, das analoge Messsignal vom direkten Positionsmesssystem nahezu verzögerungsfrei auszulesen. Darüber hinaus ermöglicht die Hardware Manipulationen des anschließend ausgegebenen Messsignals.

Das analoge Messsignal des Lagemesssystems besteht aus sinus- und cosinusförmigen Spannungsverläufen [WECK06b], die von der numerischen Steuerung digitalisiert und als Weginformation ausgewertet werden. Die Phasenmischkarte ermöglicht es, phasenrichtig Weginkremente zum tatsächlichen Wert hinzu zu addieren oder von ihm zu subtrahieren. Die Steuerung wird demnach über den tatsächlichen Positionswert getäuscht.

Bereits in [HENN10] wird erläutert, dass sich diese Eigenschaft prinzipiell dazu nutzen lässt, ein besseres dynamisches Verhalten einer Vorschubachse zu erlangen. Genauere Untersuchungen

hinsichtlich des Systemverhaltens der Phasenmischkarte und ihrer Eignung zur Schwingungsdämpfung stellt FRIEDRICH in [FRIE15] an. Der dort verwendete Algorithmus wird in Abschnitt 5.2 diskutiert.

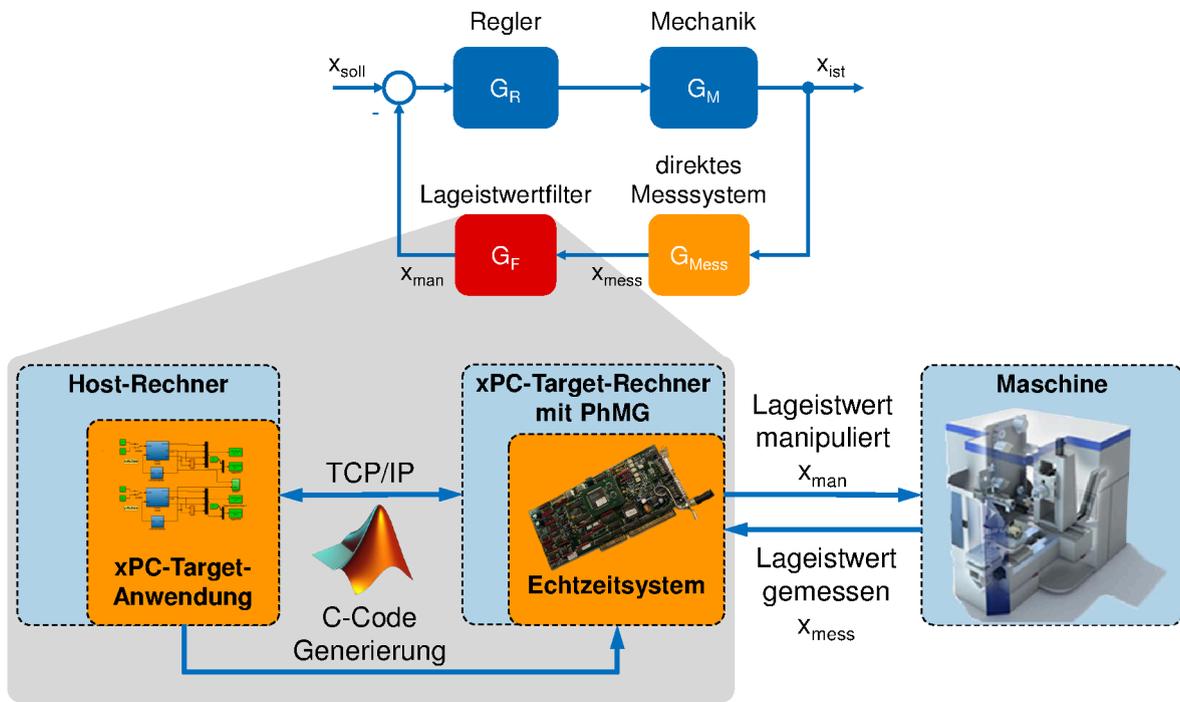


Abbildung 4.3: Versuchsaufbau mit steuerungsexterner Filterhardware
Setup with controller external filter hardware

Der in dieser Arbeit verwendete prinzipielle Versuchsaufbau ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Da das Phasenmischgatter in der Positionsrückführung positioniert ist und dort Manipulationen am Lageistwert durchführen kann, wird es als Lageistwertfilter bezeichnet. Die Übertragungsfunktion des direkten Messsystems kann vereinfacht als ideal angenommen werden ($G_{\text{Mess}} = 1$). Das Lageistwertfilter bildet demnach die Übertragungsfunktion G_{F} vom tatsächlichen Positionswert x_{ist} zur manipulierten Position x_{man}

$$G_{\text{F}}(s) = \frac{X_{\text{man}}(s)}{X_{\text{ist}}(s)}. \quad (4.1)$$

Bestimmt wird die Übertragungsfunktion über ein Matlab/Simulink-Simulationsmodell auf einem separaten Host-Rechner (vgl. Abbildung 4.3 links unten). Das Modell enthält eine Schnittstelle zum Lesen der Position aus der Phasenmischkarte und zum Schreiben von Positionsincrementen an selbige. Der Algorithmus zur Schwingungsdämpfung wird ebenfalls grafisch in Simulink programmiert. Im Anschluss wird das Modell per Matlabs automatischer Codegenerierung in

C-Code und schließlich in Maschinencode umgewandelt. Über eine Netzwerkverbindung wird das kompilierte Modell auf den dedizierten xPC-Target-Rechner mit Phasenmischkarte geladen und dort in Echtzeit ausgeführt. Mit dem Host-Rechner lassen sich während des Betriebs Steuerbefehle und kleinere Modelländerungen am Echtzeitsystem durchführen, während die Phasenmischkarte die analogen Positionssignale des Messsystems liest und für die Maschinensteuerung verändert wiedergibt. Sämtliche Signale aus dem Modell – also die realen und manipulierten Positionswerte sowie interne Zwischengrößen – lassen sich am xPC-Target-Rechner aufzeichnen und für spätere Analysen auf den Host-Rechner kopieren.

4.1.2 Führungsverhalten des Lageregelkreises

Command Action of the Position Control Loop

Wie in Abschnitt 2.2.1 beschrieben, sollte der K_V -Faktor bei Werkzeugmaschinen für eine hohe Dynamik und einen geringen Schleppfehler so groß wie möglich sein. Berücksichtigt werden sollte jedoch, dass es bei zu großen Werten zu einem unerwünschten Überschwingen kommen kann, was den K_V -Faktor demnach nach oben hin begrenzt. Hinzu kommt, dass für mehrachsige Bewegungen die K_V -Werte für alle Achsen identisch sein sollten, da es ansonsten zu verfälschten Ergebnissen kommt (z. B. wird ein Kreis zu einer Ellipse bei zwei unterschiedlichen K_V -Faktoren in den beteiligten Achsen). Deshalb begrenzt die Achse mit dem niedrigsten K_V die Dynamik der gesamten Maschine.

Bei der hier betrachteten Maschine DBF 630 ist der K_V -Faktor in den Vorschubachsen auf $2 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ eingestellt. Begrenzend wirkt hier die x-Achse, da diese bei größeren K_V -Werten zu einem Überschwingen neigt, während y- und z-Achse weniger kritisch sind.

Alle Achsen mit Kugelgewindetrieb besitzen eine Positionsabhängigkeit aufgrund der sich über die Länge verändernden Steifigkeit (vgl. Abbildung 2.7). In Abbildung 4.4 ist der Führungsfrequenzgang des Lageregelkreises der x-Achse bei konstanter y-Position und variabler x-Position dargestellt.¹ Bei der Messung ist der K_V -Faktor bewusst auf $3,5 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ angehoben, um die Resonanzen deutlicher zu machen. Zunächst fällt am Frequenzgang auf, dass bei ca. 15 und 18 Hz zwei Amplitudenüberhöhungen kurz hintereinander auftreten, wobei erst bei der zweiten Überhöhung die Phase die -180° -Linie unterschreitet (und aufgrund der 2π -Periodizität im Diagramm bei $+180^\circ$ fortgesetzt wird), was ein Indikator dafür ist, dass die tatsächliche erste Resonanzfrequenz bei 18 Hz liegt.

¹Zu berücksichtigen ist, dass die Steuerung der Maschine den zu messenden Frequenzbereich stets auf 1024 äquidistante Frequenzen aufteilt. Im Lageregelkreis wird üblicherweise bis zur maximal möglichen Frequenz gemessen, die von der Abtastrate der NC, dem Lageregeltakt, abhängt. Bei der Versuchsmaschine beträgt dieser 2,5 ms, sodass sich unter Berücksichtigung des Abtasttheorems nach SHANNON [SHAN49] die maximal abzubildende Frequenz zu 200 Hz ergibt. Linear aufgeteilt auf 1024 Messwerte steht demnach etwa alle 0,2 Hz ein neuer Messwert zur Verfügung. Insbesondere bei der Betrachtung niedriger Frequenzen kann dies eine Einschränkung sein.

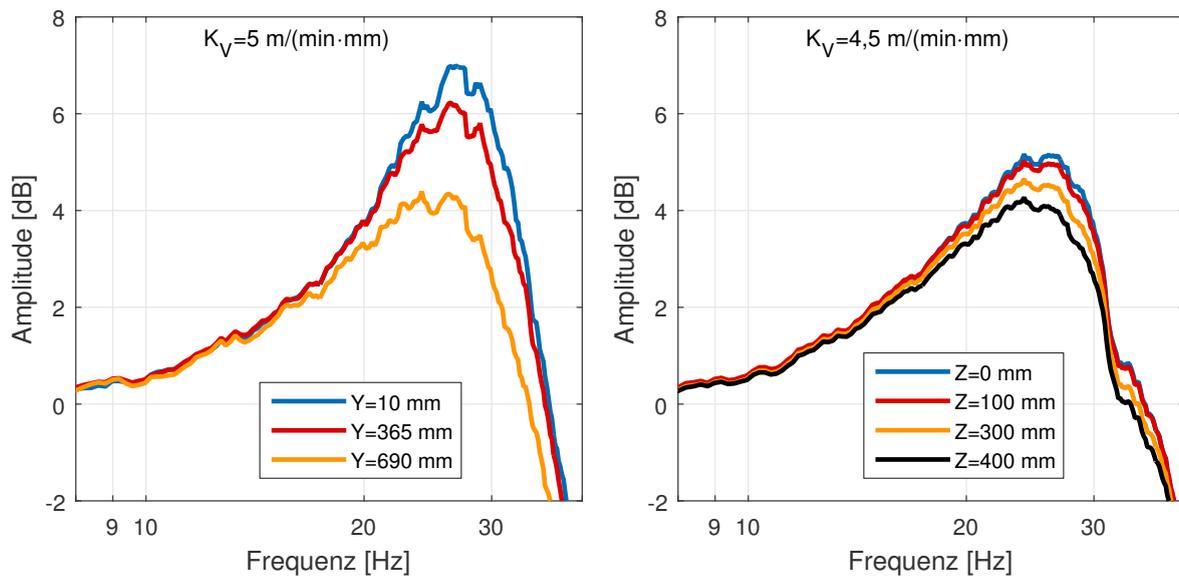


Abbildung 4.5: Einfluss der Achsposition auf den Führungsfrequenzgang des Lageregelkreises der y-Achse (links) und z-Achse (rechts)

Influence of axis position on the command action of the position control loop of y-axis (left) and z-axis (right)

Neben der bisher dargestellten Abhängigkeit der Übertragungsfunktion des Führungsfrequenzganges der x-Achse von der jeweiligen x-Position, hängt das Übertragungsverhalten des Weiteren auch von der aktuellen Achsstellung der y-Achse ab, was durch Kreuznachgiebigkeiten zwischen beiden Achsen bedingt ist. Die jeweils maximale Amplitudenüberhöhung des Frequenzganges der x-Achse in der x-y-Ebene ist in Abbildung 4.6 dargestellt, wobei die roten Punkte die tatsächlichen Messpositionen kennzeichnen, zwischen denen interpoliert wird. Zu erkennen ist, dass das Überschwingen bei einem K_V -Faktor von $4 \text{ m}/\text{min} \cdot \text{mm}$ stets größer als 6 dB ist und im Maximum bei der Position $(X;Y) = (130;630) \text{ mm}$ auf knapp 23 dB (\cong Faktor 14) ansteigt. An dieser Position ist der Abstand zum Festlager der x- und der y-Achse am größten und die Steifigkeit im Antrieb demnach am geringsten.

Bei weiteren Untersuchungen hat sich gezeigt, dass die z-Achse keinen Einfluss auf die anderen Achsen hat und umgekehrt. Stattdessen weist die z-Achse zusätzlich zum Einfluss der eigenen Position noch eine nicht zu vernachlässigende Abhängigkeit von der Tischbelastung auf (vgl. Abbildung A.2 im Anhang). Bei den x- und y-Achsen ließe sich der Effekt lediglich durch eine hohe Werkzeugmasse nachstellen, wobei die Massenunterschiede üblicher verwendeter Werkzeuge im normalen Betrieb für das Führungsverhalten der Vorschubachse zweitrangig sind.

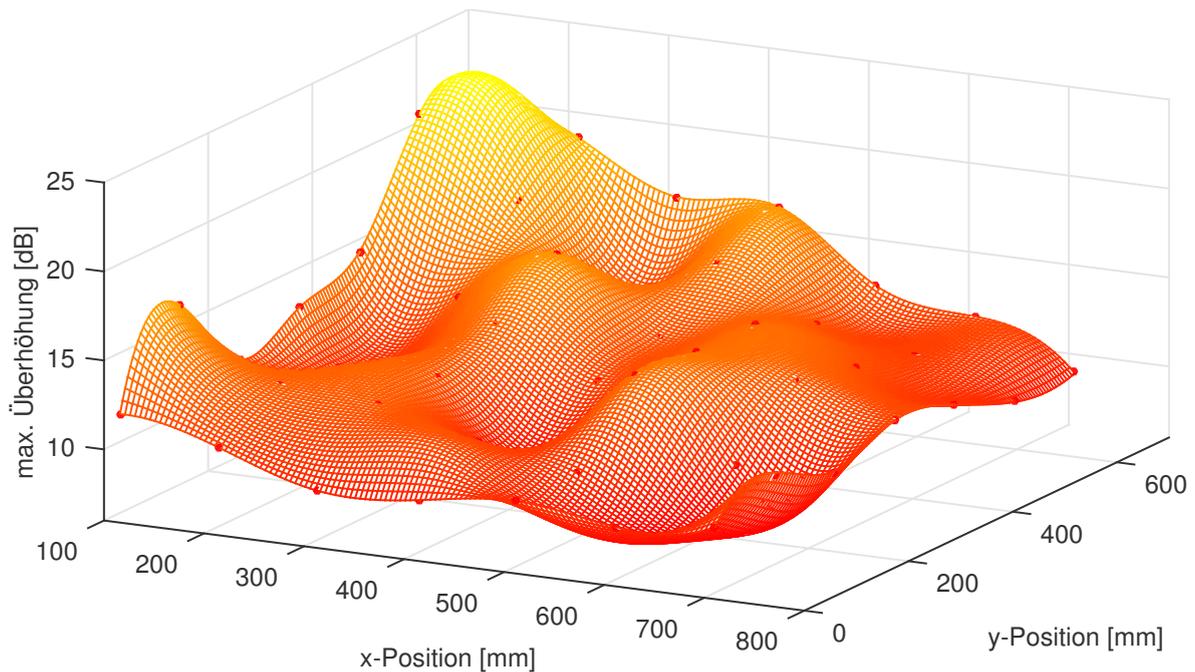


Abbildung 4.6: Maximale Überhöhungen des Führungsfrequenzgangs der x-Achse in Abhängigkeit der x- und y-Position bei $K_v = 4 \text{ m/min}\cdot\text{mm}$

Maximum overshoot of command action of x-axis in dependance of the x- and y-position at $K_v = 4 \text{ m/min}\cdot\text{mm}$

Eine wesentliche Schwingungsmode der x-Achse wirkt sich in einer Rotation des Maschinenständers aus. Der Spindelkasten der Hauptspindel liegt horizontal mittig, wird in der Höhe jedoch mit der y-Achse verschoben (siehe Abbildung 4.7). Bei Schwingungen der x-Achse rotiert der gesamte Ständer um den Winkel φ_{st} um den Schwerpunkt. Da das direkte Positionsmesssystem der x-Achse an der Unterseite des KGT montiert ist, kann die gemessene Position der x-Achse x_{mess} von der tatsächlichen x-Position am für die Bearbeitung relevanten TCP x_{TCP} abweichen. Eine Schwingungsreduktion würde sich entsprechend positiv auf das Verkappen des Ständers auswirken, wodurch weiterhin eine präzisere Bearbeitung ermöglicht wird.

Ein üblicher Test für die Untersuchung des Zusammenspiels zweier Achsen ist der Kreisformtest. Die Maschine verfährt dadurch nicht mehr eindimensional, etwa nur in x-Richtung, sondern bewegt sich in einer Ebene. Bei interpolierenden Achsen ist es wichtig, dass diese den gleichen Schleppfehler – und damit üblicherweise den gleichen K_v -Faktor – aufweisen sowie keine Zeitverzögerung zwischen beiden Achsen herrscht [WECK06b; WECK06c]. Gemessen werden können die Kreise entweder mit dem bereits in der Maschine vorhandenen Positionsmesssystem oder mit einem externen Messgerät. Der Vorteil der internen Messung ist, dass diese jederzeit problemlos durchgeführt werden kann, ohne die Maschine umzurüsten und Ergebnisse im Rahmen der (typischerweise recht hohen) Genauigkeit des Positionsmesssystems liefert. Der Vorteil bei

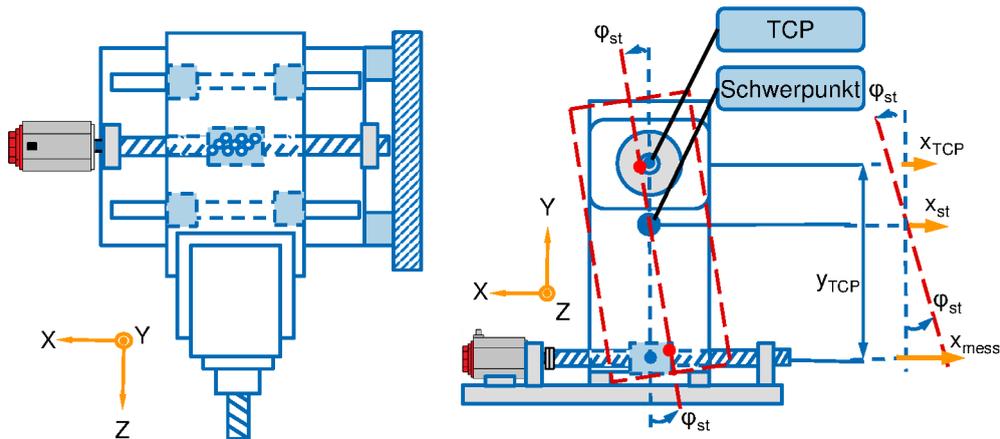


Abbildung 4.7: Maschinenständerschwingung der DBF 630

Machine column oscillation of DBF 630

externem Messequipment liegt darin, dass realitätsnäher gemessen wird, da zwischen internem Positionsmesssystem und TCP der Maschine üblicherweise einige mechanische Komponenten liegen und somit die internen Messsysteme zwar ein fehlerfreies Verhalten attestieren, die tatsächlichen Bewegungen des Werkzeugs jedoch etwa durch beschädigte Mechanik verfälscht sein könnten. Für die Versuchsmaschine ist in Abbildung 4.8 der Kreisformtest mit einem Sollradius² von 151,038 mm sowie einer Vorschubgeschwindigkeit von 5000 mm/min gegen den Uhrzeigersinn sowohl mit dem ursprünglichen K_v -Faktor von 2 als auch mit dem überhöht eingestellten Wert von 4^m/min·mm dargestellt. Gemessen wird mit einer Double-Ball-Bar DBB 110 der Firma Heidenhain (siehe Abbildung 4.8 unten links). Das Messgerät misst mittels inkrementalem Glasmaßstab hoher Genauigkeit kontinuierlich die Auslenkungen zwischen den Fixpunkten am Werkstück und Werkzeug und kann so die Abweichungen vom idealen Kreisradius für jeden Kreispunkt festhalten. Die Fixpunkte bestehen aus hochgenau gefertigten Kugeln, die ihrerseits in einer magnetischen Dreipunktlagerung am Werkstück und Werkzeug gehalten werden und sich dort frei drehen können, jedoch keine translatorische Bewegung erlauben.

Bedingt durch den stets vorhandenen Schleppfehler (bzw. Konturfehler im mehrdimensionalen Fall) sind die tatsächlichen Kreise üblicherweise etwas kleiner als der Referenzkreis (Abbildung 4.8 oben links). Aufgrund der in diesem Maßstab relativ großen Abweichung zwischen Soll- und Istkreis, ist in der rechten Hälfte der Grafik eine vergrößerte Ansicht der gemessenen Kreise (ohne Referenzkreis) dargestellt. Auffällig sind zunächst die Spitzen in den 90°-Ecken insb. beim K_v von 2^m/min·mm, die bedingt sind durch Reibeinflüsse beim Richtungswechsel der Verfahrbewegung der jeweiligen Achse. Diese sollen jedoch nicht näher untersucht werden, sondern sind Gegenstand anderer Arbeiten, etwa [KNAP87; HEID06]. Stattdessen soll das Augenmerk auf die Schwingungen

²Dies entspricht exakt der unausgelenkten Länge des externen Messgeräts.

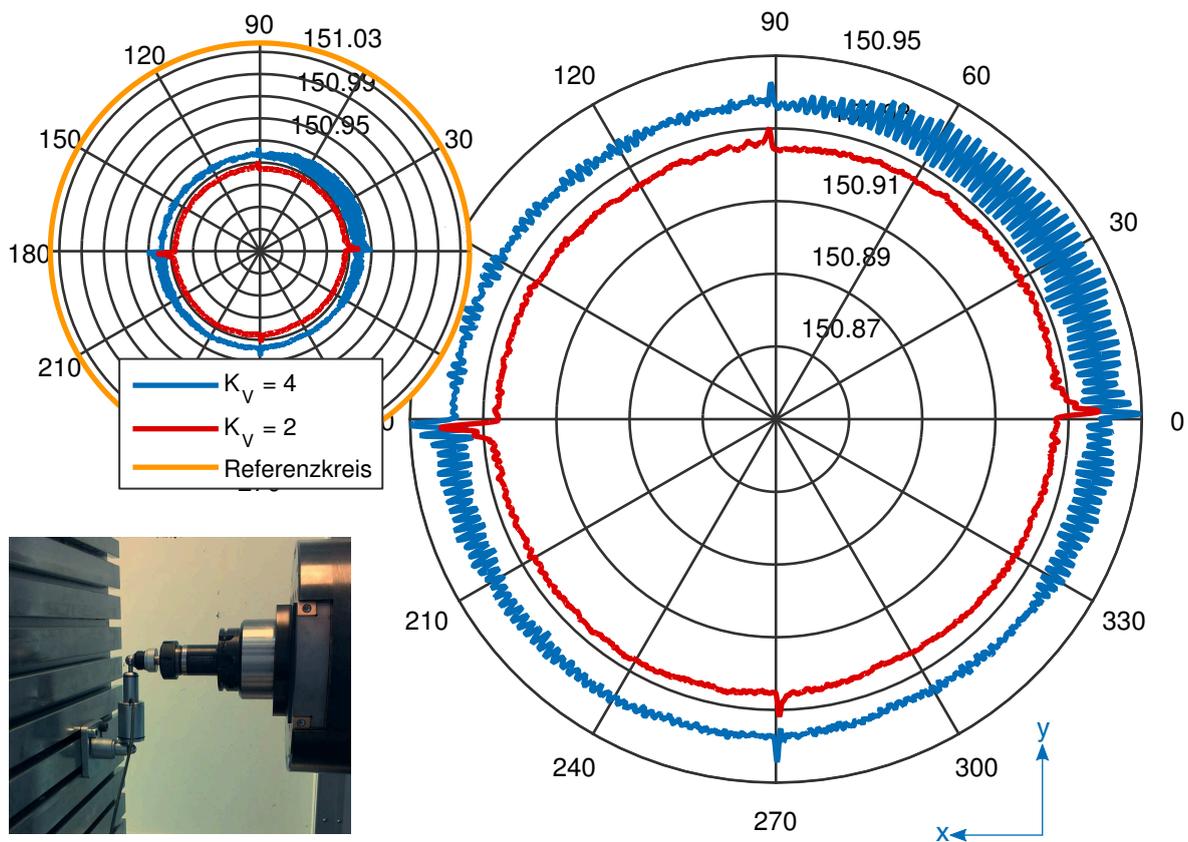


Abbildung 4.8: Kreisformtest in der x-y-Ebene

Circle test in x-y-plane

bei dem überhöht eingestellten K_V von $4 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ gelenkt werden. Hauptsächlich in x-Richtung schwingen die Istwerte sehr stark. Dies entspricht dem aus den bisherigen Untersuchungen bekannten Verhalten, dass die x-Achse bei diesem K_V -Faktor zu starkem Überschwingen neigt, während die y-Achse in diesem Bereich noch schwingungsfrei arbeitet. X-Achsen-Schwingungen solchen Ausmaßes sind natürlich nicht für den Produktivbetrieb geeignet.

Insgesamt lässt sich festhalten, dass die x-Achse die die Dynamik begrenzende Achse der Maschine ist. Bei einer Reduzierung der Schwingungsneigung der x-Achse kann der K_V -Faktor dieser und damit auch aller anderen Achsen angehoben werden, wodurch die Dynamik der gesamten Maschine verbessert wird.

4.1.3 Modellbildung

Modelling

Für ein besseres Systemverständnis und erste Versuche mit der Schwingungsdämpfung ist ein Modell der Maschine hilfreich, welches den Lageregelkreis (vgl. Abbildung 2.3) inklusive der mechanischen und elektrischen Komponenten möglichst gut abbildet. Als Software für die Modellbildung mechatronischer Systeme eignet sich bspw. Matlab mit der grafischen Erweiterung Simulink [PIET14]. Standardmäßig sieht die Modellbildung vor, dass zunächst die Differentialgleichungen des zu simulierenden Systems aufgestellt werden müssen, bevor sie anschließend als Blockschaltbilder in Simulink programmiert werden. Seit einiger Zeit bietet Simulink jedoch mit der Erweiterung SimScape die Möglichkeit – wie es zuvor bereits mit Modelica [DASS15] möglich war – nicht mehr nur Differentialgleichungen, sondern direkt ganze mechanische, elektrische oder thermische Komponenten als Funktionsbausteine mitsamt deren Signalläufen zu verwenden.

Der mechanische Teil der Vorschubachse ist in Abbildung 4.9 als Simulink-Modell mit SimScape-Komponenten abgebildet. Als Eingangsgröße (oben links) bekommt das System das vom Motor erzeugte Drehmoment. Dieses wird in die Mechanik eingeleitet, welche als Fünfmassenschwinger ausgeführt ist mit den Trägheiten des Motors J_M , zwei Kupplungshälften J_{k1} und J_{k2} sowie der Kugelgewindespindel J_{Sp} und der Ständermasse m_{St} als linearem Element. Die Trägheiten bzw. Massen sind jeweils über ein rotatives Feder-Dämpfer-System miteinander gekoppelt. Der *Leadscrew*-Block dient der Transformation der rotativen in eine lineare Bewegung des Ständers. Über einen virtuellen Drehgeber sowie einen virtuellen Positionssensor können schließlich die Motordrehzahl und die Position sowohl indirekt über den Motorwinkel als auch direkt am Ständer gemessen werden (in der Abbildung unten).

Die für die Simulation benötigten Zahlenwerte für die Steifigkeiten, Dämpfungen, Trägheiten und Massen wurden zuvor bestimmt. Einige Werte können den Datenblättern der jeweiligen Komponenten entnommen werden (wie etwa die Motorträgheit), andere müssen berechnet werden. Bspw. ergibt sich die Torsionssteifigkeit der Spindel $k_{Spindel}$ aus dem Durchmesser $d_{Spindel}$, der Länge $l_{Spindel}$ und dem materialspezifischen Schubmodul $G_{Spindel}$ aus

$$k_{Spindel} \approx \frac{\pi}{32} \cdot \frac{G_{Spindel} \cdot d_{Spindel}^4}{l_{Spindel}}. \quad (4.2)$$

Schwieriger ist die Bestimmung der Dämpfung der Komponenten, da diese häufig nicht isoliert messtechnisch erfasst werden kann [FEY14]. Für die Erstellung des Maschinenmodells werden daher zunächst von der Größenordnung her passende Werte angenommen und im späteren Verlauf durch Verifikationsmessungen nachjustiert.

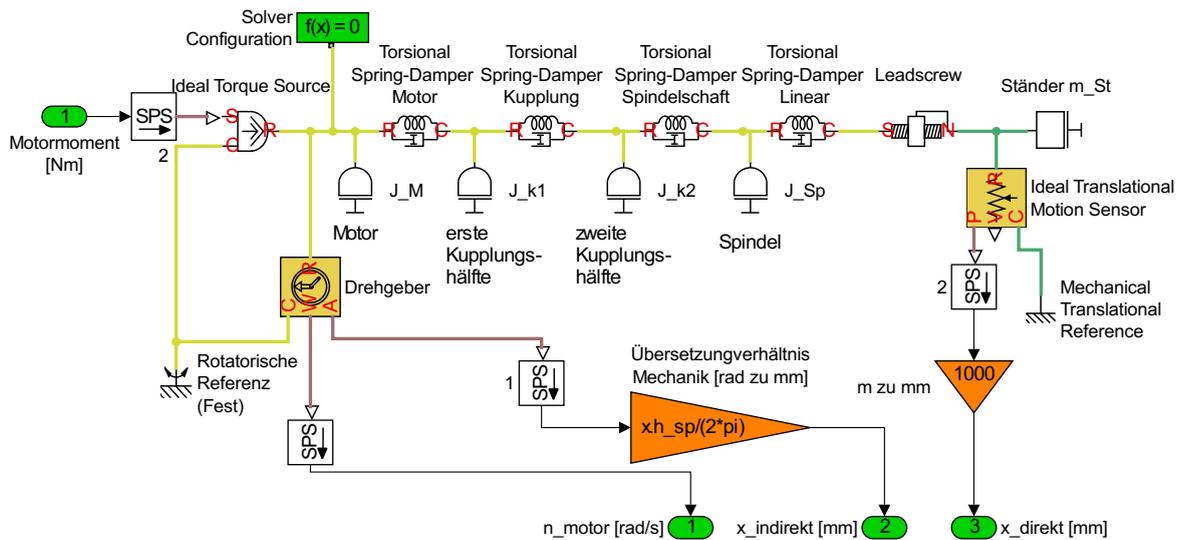


Abbildung 4.9: SimScape-Modell der Maschinenmechanik

SimScape modell of the machine's mechanic

Das Simulationsergebnis zusammen mit der tatsächlichen Messung ist für eine Achsposition in Abbildung 4.10 dargestellt. Abgebildet ist der Mechanikfrequenzgang, also die Übertragungsfunktion zwischen den Drehzahlen gemessen am Motor und am direkten Messsystem für eine Position. Analog zum Zweimassenschwinger aus Abbildung 2.6 ergeben sich auch hier wieder eine Null- (f_N) und Polstellenfrequenz (f_P). Das Modell bietet eine sehr gute Annäherung an das tatsächliche Maschinenverhalten im Frequenzbereich bis 50 Hz. Der höherfrequente Teil wird nicht mehr so gut abgebildet, was bedingt ist durch die getroffenen Vereinfachungen. Dies ist jedoch nicht kritisch, da für die Schwingungsdämpfung im Lageregelkreis lediglich der Bereich um die erste Resonanzfrequenz bei 20 Hz relevant ist (vgl. Abbildung 4.4).

Zur Abbildung des positionsabhängigen Übertragungsverhaltens enthält das Modell eine Funktion, die die Modellierungsparameter jeweils an die aktuell angefahrte Position anpasst. Hierfür wird die x-Achse in der x-y-Ebene an den Ecken und dazwischen vermessen und die Modellparameter einmal bestimmt. Während der Simulation wird kontinuierlich linear zwischen den Werten interpoliert, sodass sich eine gute Annäherung an das tatsächliche Maschinenverhalten ergibt.

Als nächstes wichtiges Element soll der Synchronmotor der Vorschubachse modelliert werden. Meist ist es ausreichend, diesen als PT_1 -System mit

$$G_{\text{Mot}}(s) = \frac{U(s)}{I(s)} = \frac{K}{1 + T \cdot s} \quad (4.3)$$

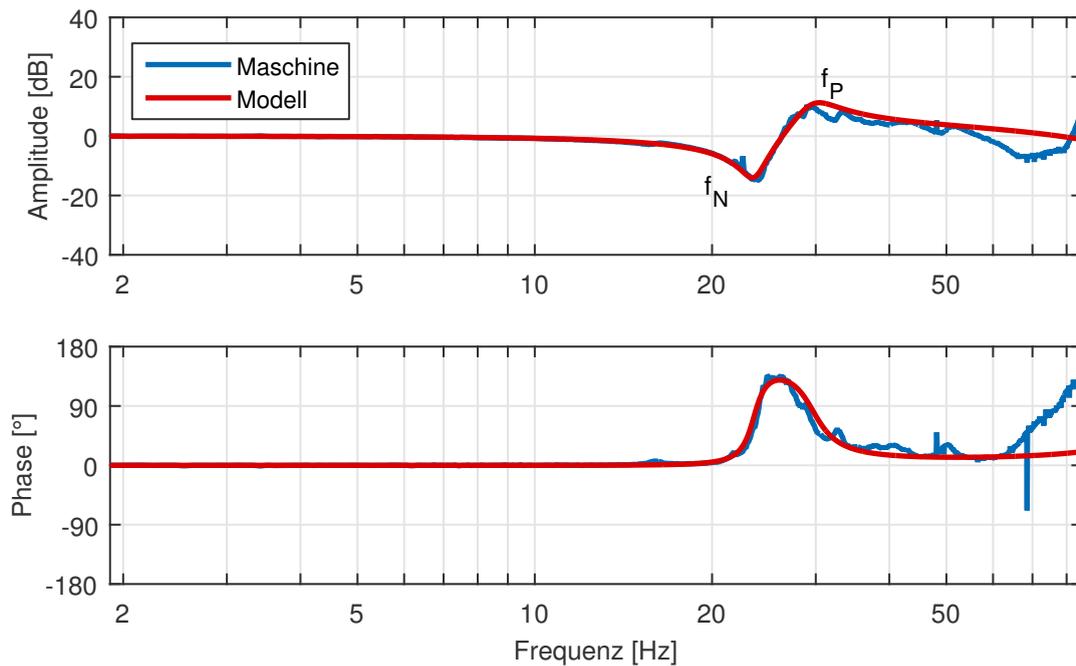


Abbildung 4.10: Mechanikfrequenzgang x-Achse: Vergleich Simulation und Messung

Mechanical frequency response function x-axis: comparison of simulation and measurement

mit dem Verstärkungsfaktor $K = 1/R_A$ und
 der Ersatzzeitkonstanten $T = L_A/R_A$

mit dem Statorwiderstand R_A und der Statorinduktivität L_A aus dem Motordatenblatt anzunähern [BEIN10]. Die drehzahlabhängige induzierte Gegenspannung, die als Rückführung zwischen Drehzahl und Motorsollspannung eingebracht wird, sollte jedoch nicht vernachlässigt werden.

Die restlichen Komponenten des Lageregelkreises sind die P(I)-Regler des Strom-, Drehzahl- und Lageregelkreises. Die Zahlenwerte der Regler können jedoch nicht 1:1 übernommen werden, da das Modell durch getroffene Vereinfachungen nicht vollständig der Realität entspricht. Nach einer Anpassung der Reglerparameter sind für den Drehzahlregelkreis gute Approximationen des Übertragungsverhaltens der Vorschubachse in der x-y-Ebene möglich (siehe Abbildung 4.11 links). Die Abweichungen zwischen Modell und Maschine sind für den Lageregelkreis (rechts) jedoch etwas größer, sodass die Simulation für diesen Fall nicht ideal ist. Es wird zwar der prinzipielle Verlauf durch die Simulation gut abgebildet, jedoch fällt die Amplitude in der Messung ab 20 Hz stärker ab als in der Simulation. Das Modell eignet sich somit gut, um die Auswirkungen von Verfahrbewegungen auf die mechanischen Komponenten im Detail zu betrachten und ein besseres Systemverständnis zu generieren. Für den Entwurf einer Schwingungsdämpfung ist jedoch eine

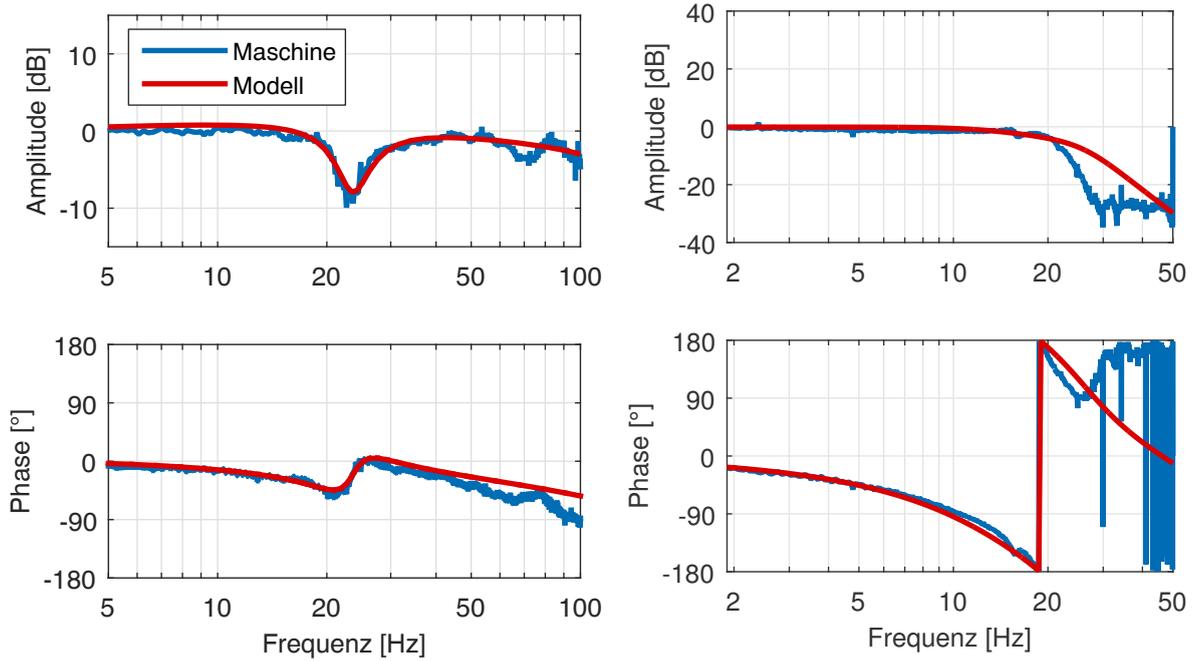


Abbildung 4.11: Vergleich Simulation und Messung der Führungsfrequenzgänge der x-Achse: Drehzahlregelkreis (links) und Lageregelkreis (rechts)

Comparison of simulation and measurement of frequency response function of the x-axis: speed control loop (left) and position control loop (right)

möglichst genaue Abbildung des Lageregelkreises relevant, bei der die unterlagerten Regelkreise nicht von Bedeutung sind.

Daher wird im Folgenden eine Variante beschrieben, bei der das Übertragungsverhalten des Lageregelkreises nicht durch einzelne, den physikalischen Komponenten entsprechenden Blöcken beschrieben wird. Stattdessen werden Messungen des Führungsfrequenzgangs als Übertragungsfunktion der Art

$$G(s) = \frac{B(s)}{A(s)} = \frac{b_0 + b_1 \cdot s + \dots + b_{m-1} \cdot s^{m-1} + b_m \cdot s^m}{a_0 + a_1 \cdot s + \dots + a_{n-1} \cdot s^{n-1} + a_n \cdot s^n} \quad (4.4)$$

mit der Ordnung des Zählers m und der des Nenners n angenähert.

Hierfür wird mittels des iterativen Gauß-Newton-Verfahrens [DENN87] die Funktion $G(j\omega)$ gesucht, welche die quadratische Fehlerfunktion $\chi^2(b, a)$ minimiert [SCHO91] und damit eine möglichst gute Annäherung an die Messung $H(\omega_k)$ ergibt

$$\min_{b,a} [\chi^2(b, a)] = \min_{b,a} \left[\sum_{k=1}^n w(k) \left| H(\omega_k) - \frac{B(j\omega_k)}{A(j\omega_k)} \right|^2 \right]. \quad (4.5)$$

ω_k ist der diskrete Frequenzvektor der Messung mit $k = 1, \dots, N$. Durch den optionalen Gewichtungsfaktor $w(k)$ ist es möglich, bestimmte Frequenzen oder Frequenzbereiche stärker zu berücksichtigen. Für den Lageregelkreis ist bspw. die Übereinstimmung in höheren Frequenzbereichen (etwa ab 60 Hz) zu vernachlässigen, da diese für die Betrachtung der ersten Eigenfrequenz nicht mehr relevant sind.

Als freie Parameter bleiben noch die Zähler- (m) und Nennerordnungen (n), die der Gauß-Newton-Algorithmus in Matlab als Vorgabe bekommt. Für den Führungsfrequenzgang der x-Achse an der Position $(X;Y) = (415;15)$ mm bei $K_v = 4 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ werden in Abbildung 4.12 Systemidentifikationsergebnisse für verschiedene Vorgaben der Zähler- und Nennerordnungen dargestellt. Tendenziell gilt, dass je höher die Ordnungen für m und n gewählt werden, desto besser kann eine beliebige Übertragungsfunktion angenähert werden. Variante (a) hat die größte Abweichung von der Messung. Bei der Variante (b) wird bei einer Zählerordnung von 2 und einer Nennerordnung von 6 die Resonanzspitze bei 18 Hz korrekt erfasst, ohne jedoch die kleinere Überhöhung bei 15 Hz zu berücksichtigen. In der Variante (c) mit $m = 6$ und $n = 10$ wird bis etwa 30 Hz sowohl der Amplituden- als auch der Phasengang der Messung relativ gut durch die Simulation abgebildet. Bei einer weiteren Erhöhung der Systemordnung – Variante (d) – wird zwar der Frequenzbereich zwischen 30 und 50 Hz genauer abgebildet, jedoch entsteht eine neue Resonanzstelle bei 70 Hz, die in der Messung nicht vorhanden ist.

Nachdem die dynamischen Eigenschaften der Übertragungsfunktion aus Simulation (hier in Variante (c)) und Messung übereinstimmen, sollten als nächstes die niedrigen Frequenzen und insb. der Gleichanteil bei den identifizierten Modellen überprüft werden.³ Stimmt der Gleichanteil nicht, kommt es bei Simulationen im eingeschwungenen Zustand zu größeren Abweichung in der Positionierung. Bei den Messungen des Führungsfrequenzgangs an der Maschine sorgen Messfehler dafür, dass der Gleichanteil relativ ungenau ist. Deshalb bietet es sich an, diesen vor der Identifikation von Hand anzupassen, wobei in der Praxis ein Wert von 0 dB anzunehmen ist.

Da der verwendete Dämpfungsalgorithmus später als zeitdiskretes System implementiert wird, sollte auch das Simulationsmodell der Maschine zeitdiskret aufgebaut sein. Die identifizierte Übertragungsfunktion $G(s)$ wird daher mit Hilfe der z-Transformation zur Funktion $G(z)$ diskretisiert [LUTZ12; LUNZ12b], was schließlich zu folgender Form führt:

$$G(z) = \frac{B(z)}{A(z)} = \frac{b_m \cdot z^{-m} + \dots + b_1 \cdot z^{-1} + b_0}{a_n \cdot z^{-n} + \dots + a_1 \cdot z^{-1} + a_0}. \quad (4.6)$$

Als Ergebnis erhält man damit eine Funktion, die den gesamten Lageregelkreis als Übertragungsfunktion von der Sollposition zur Istposition für zeitbasierte Simulationen abbildet.

³Der Gleichanteil ist in den Diagrammen in Abbildung 4.12 aufgrund der logarithmischen Darstellung nicht zu erkennen.

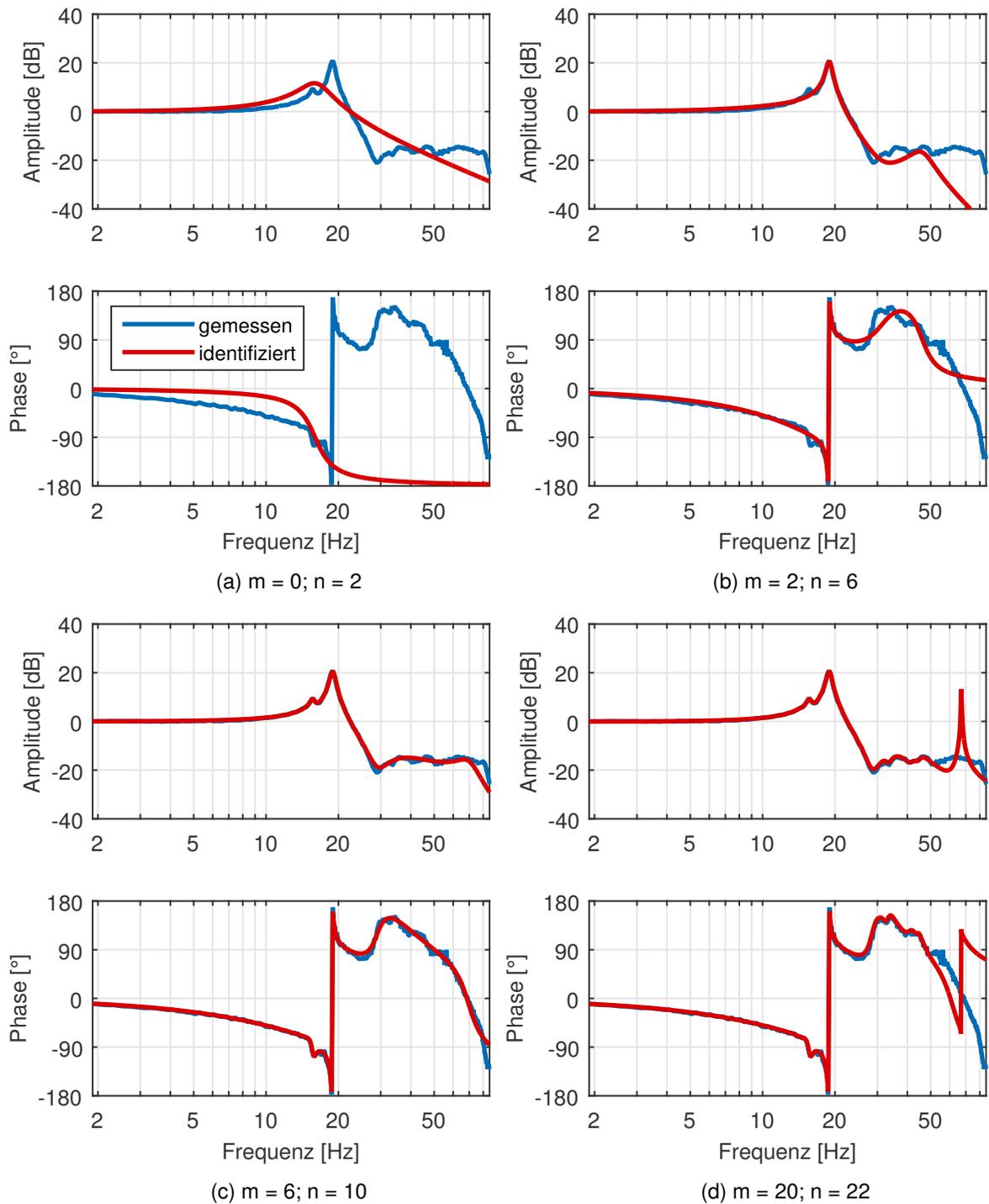


Abbildung 4.12: Vergleich Identifikation und Messung des Führungsfrequenzgangs der x-Achse bei verschiedenen Parametern für die Zähler- (m) und Nennerordnungen (n)

Comparison of simulation and measurement of frequency response function of the x-axis at different parameters for nominator (m) and denominator (n) orders

Es wurden in diesem Abschnitt zwei Modelle zur Simulation des dynamischen Verhaltens der Werkzeugmaschinen vorschubachse aufgebaut. Das umfangreiche Modell ist nah an den physikalischen Aufbau angelehnt und berücksichtigt bereits das positionsabhängige Verhalten der Maschine. Aufgrund der relativ langen Rechenzeit sowie des nicht ideal abgebildeten Positionierverhaltens wurde das Modell stark vereinfacht. Statt der Abbildung einzelner Komponenten wurde eine Messung des Führungsfrequenzgangs am Rechner durch eine Übertragungsfunktion approximiert. Vorteilhaft ist die starke Vereinfachung und die damit einhergehende kurze Rechenzeit bei Simulationen. Das positionsabhängige Verhalten ist in dieser Variante wegen der getroffenen Vereinfachungen nicht direkt verfügbar. Es lässt sich jedoch relativ leicht durch eine Wiederholung der Messung mit anschließender Identifikation der Übertragungsfunktion an mehreren Messstellen im Arbeitsraum durch ein positionsabhängiges Umschalten im Modell implementieren.

4.2 Elektrofahrzeug

Electric Vehicle

Nach den Untersuchungen an der Werkzeugmaschine wird der Aufbau und das Schwingungsverhalten von Elektrofahrzeugantrieben an einem Antriebsstrangprüfstand untersucht und vorgestellt. Darauf aufbauend werden gemeinsame Anforderungen an eine geeignete Schwingungsdämpfung sowohl für Werkzeugmaschinen als auch Elektroautos hergeleitet.

4.2.1 Antriebsstrangprüfstand

Drive Train Test Stand

Um das Schwingungsverhalten von Elektrofahrzeugen systematisch untersuchen zu können, wird ein Antriebsstrangprüfstand aufgebaut. Zur Drehmomenterzeugung wird ein Synchronmotor als Antrieb verwendet. Im damit verbundenen eingängigen, zweistufigen Fahrzeuggetriebe inklusive Differential⁴ mit einer Übersetzung i von 6,0667 wird die Antriebsleistung auf ein höheres Drehmoment und kleinere Drehzahl transformiert. Verbunden sind die Differentialausgänge mit einer kürzeren Seitenwelle zum linken Rad und einer längeren Welle zum rechten Rad. Im ersten Aufbau (siehe Abbildung 4.13) werden die Räder durch Lastmaschinen (samt Wellenverlängerung) ersetzt, um Effekte bei dynamischer Last genauer analysieren zu können.⁵

Zu berücksichtigen ist, dass die Gelenkwellen nur geringfügig ausgelenkt werden, da es ansonsten zu Schwingungen kommen kann, die im tatsächlichen Fahrzeug nicht vorhanden wären [REIK90]. Des Weiteren werden die originalen Radlagergehäuse samt Fahrwerksfedern verwendet, um

⁴Das verwendete Getriebe ist im Anhang in Abbildung A.3 dargestellt.

⁵Fotos des Aufbaus sind im Anhang in Abbildung A.4 abgebildet.

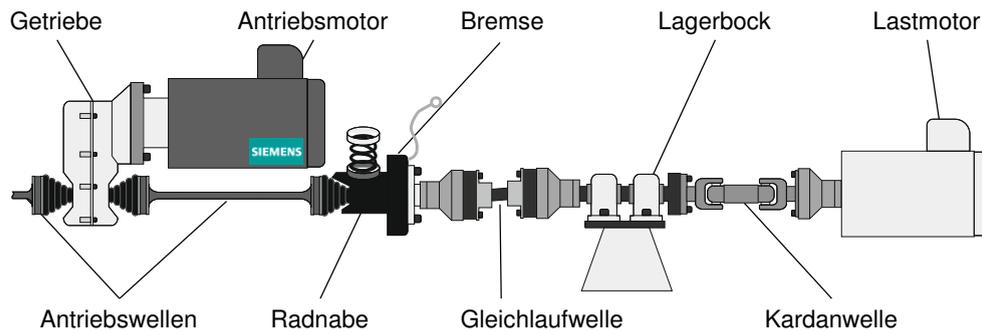


Abbildung 4.13: Schematischer Aufbau des Prüfstands mit Lastmotoren (hier nur die rechte Hälfte, links ähnlich)

Schematic of test stand with load motors (here only with right half, left similar)

eine möglichst realistische Antriebsstrangaufhängung zu erreichen, da diese laut [GÖTT03] das Schwingungsverhalten wesentlich beeinflusst.

Zur Erfassung der Drehschwingungen sind zusätzlich zum integrierten Motordrehgeber drei weitere hochauflösende, eigengelagerte Inkrementalgeber mit 5000 Strichen je Umdrehung an der Motorwelle sowie der linken und rechten Radnabe angebracht. Durch die Verwendung identischer Geber und gleichzeitiger Auswertung können unterschiedliche Signallaufzeiten an den Messstellen vermieden und ein Verdrehen des Antriebsstrangs genau gemessen werden.

An den Radnaben sind Trommelbremsen angebracht, die aus einem Fahrzeug stammen. Diese dienen zum einen dem Abbremsen des Prüfstands im Fehlerfall, aber auch, um Bremsengriffe in Fahrsituationen nachzubilden. Angesteuert werden die Bremsen jeweils über einen elektrohydraulischen Aktuator, der über CAN-Bus gesteuert mittels eines Kugelgewindetriebs Bremsdruck erzeugt. Aufgrund der guten dynamischen Eigenschaften des Aktuators lassen sich auch ABS-Bremsengriffe simulieren, indem mit einer hohen Taktung (einem Fahrzeug entsprechend bis ca. 20 Hz) der Bremsdruck ein- und ausgeschaltet wird.

Die Prüfstandssteuerung für die Abtriebsmaschinen ist mittels eines dSPACE-Systems realisiert. Hinzu kommt für diesen Aufbau die Regelung des Antriebsmotors, die mit einem eigenständigen dSPACE-System (ähnlich [HEYE13]) umgesetzt wird, wobei das neue System als Master agiert und die Sollwerte für die Abtriebsmaschinen per CAN-Bus an das Slave-System der Abtriebsmaschinen übergibt (siehe Abbildung 4.14).

Der Antriebsmotor wird – wie im Fahrzeug – drehmomentgeregelt betrieben. Das dSPACE-System übermittelt die Momentensollwerte an die Leistungselektronik, die die Momentenregelung übernimmt und Istwerte (bspw. Motoristmoment, Motoristdrehzahl) an das dSPACE-System zurückliefert. Die übergeordnete Regelung bzw. Schwingungsdämpfung (vgl. Kapitel 6) wird schließlich

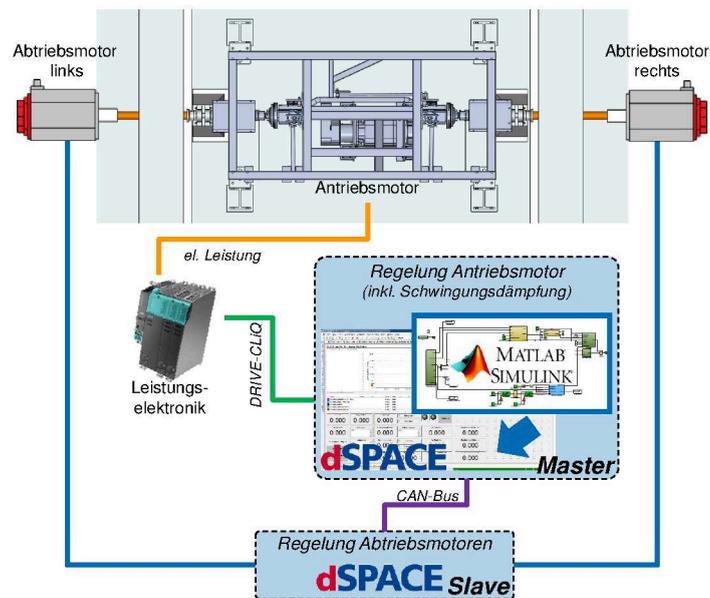


Abbildung 4.14: Steuerungsstruktur des Antriebsstrangs mit Lastmaschinen
Control structure of drive train with load machines

in Matlab/Simulink implementiert, kompiliert, ins dSPACE-System geladen und von diesem in Echtzeit ausgeführt.

Die Abtriebsmaschinen simulieren (ebenfalls momentengeregt) die Fahrwiderstände, die auf das Fahrzeug auf der Straße wirken würden. Diese werden vom Master-dSPACE-System online berechnet und als Solllastmomente an die Abtriebsmaschinenregelung übergeben. Die Fahrwiderstände setzen sich zusammen als Summe aus dem Luftwiderstand (Gl. 4.7), dem Rollwiderstand (Gl. 4.8), dem Steigungswiderstand (Gl. 4.9) und dem Beschleunigungswiderstand (Gl. 4.10) [ESPI12].

Der Luftwiderstand berechnet sich nach

$$F_{\text{Luft}} = \frac{\rho_{\text{Luft}}}{2} \cdot c_w \cdot A_{\text{Fzg}} \cdot v_{\text{rel}}^2, \quad (4.7)$$

mit der Dichte der Luft ρ_{Luft} , dem Strömungswiderstandskoeffizienten c_w , der Stirnfläche A_{Fzg} sowie der Relativgeschwindigkeit zwischen Fahrzeug und Wind v_{rel} .

Die Roll- und Steigungswiderstände ergeben sich aus der Fahrzeugmasse (inkl. Zuladung) m_{Fzg} und dem Rollwiderstandskoeffizienten f_{Roll} in Abhängigkeit der Steigung der Fahrbahn α und der Erdbeschleunigung g nach

$$F_{\text{Roll}} = m_{\text{Fzg}} \cdot g \cdot f_{\text{Roll}} \cdot \cos(\alpha) \quad (4.8)$$

und

$$F_{\text{Steigung}} = m_{\text{Fzg}} \cdot g \cdot \sin(\alpha). \quad (4.9)$$

Die für eine Beschleunigung a des Fahrzeugs benötigte Kraft berechnet sich aus der Fahrzeugmasse (inkl. Zuladung) m_{Fzg} sowie dem auf die Antriebswelle reduzierten Trägheitsmoment J_{red} und dem dynamischen Radhalbmesser r_{dyn} nach

$$F_{\text{Beschl}} = e_i \cdot m_{\text{Fzg}} \cdot a, \text{ mit } e_i = \frac{J_{\text{red}}}{m_{\text{Fzg}} \cdot r_{\text{dyn}}^2} + 1. \quad (4.10)$$

Die entsprechenden Fahrwiderstandssollmomente M_{FW} für die Lastmaschinen ergeben sich schließlich aus der Multiplikation der Kräfte F mit dem dynamischen Radhalbmesser r_{dyn} nach

$$M_{\text{FW}} = (F_{\text{Luft}} + F_{\text{Roll}} + F_{\text{Steigung}} + F_{\text{Beschl}}) \cdot r_{\text{dyn}}. \quad (4.11)$$

In der nächsten Ausbaustufe des Antriebsstrangprüfstands als sog. Halbfahrzeug werden die Lastmaschinen (mitsamt des zusätzlichen Wellenpakets) durch die bisher fehlenden Räder ersetzt und auf einem Rollenprüfstand⁶ neu aufgebaut (siehe Abbildung 4.15). Mit Hilfe der Fahrwerksfedern wird das zu simulierende Fahrzeuggewicht (also im Bereich 1100 kg) eingestellt und die Räder auf die Laufrollen gedrückt und eine reibschlüssige Verbindung hergestellt. Der Beschleunigungswiderstand wird durch Schwungmassen auf der Welle des Rollenprüfstands dargestellt (in Abbildung 4.15 oben rechts abgebildet). Feinere Abstufungen zwischen zwei diskreten Schwungmasseschritten sowie die an die jeweilige Fahrsituation angepassten weiteren Fahrwiderstände werden auch hier durch einen Lastmotor an der Rollenprüfstandswelle simuliert. Vorteilhaft beim Halbfahrzeug auf dem Rollenprüfstand ist, dass die Versuche durch den tatsächlichen Reifen-Fahrbahn-Kontakt und die trägen Massen realitätsnäher sind, während der Vorteil bei der Verwendung dynamischer Lastmaschinen im ersten Aufbau darin liegt, dass das Schwingungsverhalten durch eine feinere und dynamischere Lastvorgabe noch detaillierter untersucht werden kann.

4.2.2 Lastwechselschwingungen

Load Change Oscillations

Die niederfrequenten Lastwechselschwingungen entstehen aufgrund einer stoß- oder sprungartigen Anregung des Antriebsstrangs, wie sie beispielsweise beim starken Beschleunigen (Tip-In) oder plötzlichem Gaswegnehmen (Tip-Out) vorkommen. Ein Schlag oder Sprung sind immer breitbandige Anregungen, wobei sich als Schwingung hauptsächlich die Eigenfrequenz des

⁶Der schematische Aufbau des Rollenprüfstands ist im Anhang in Abbildung A.7 dargestellt.

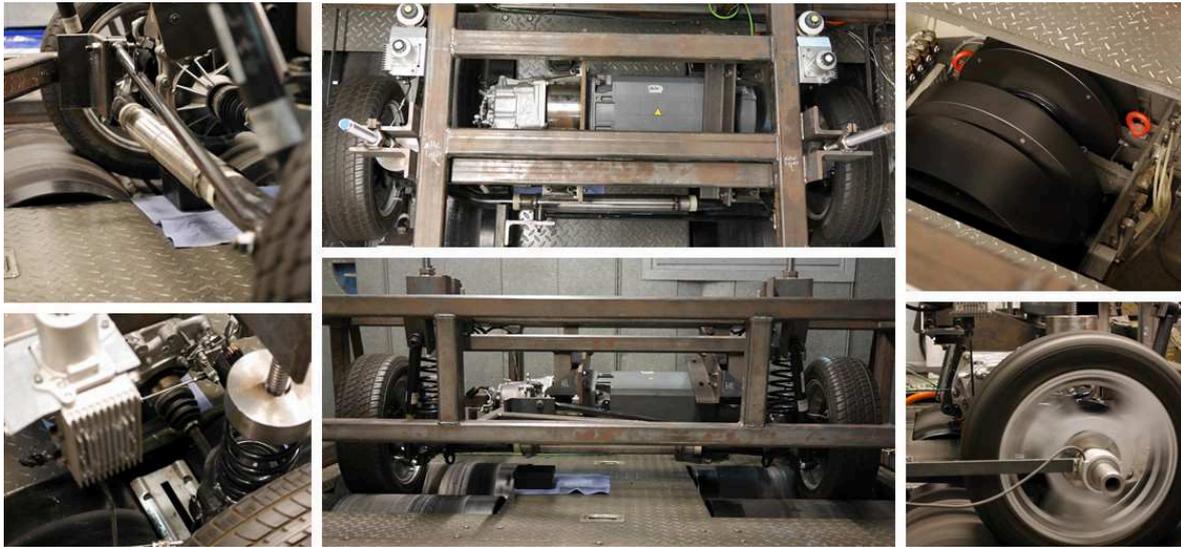


Abbildung 4.15: Antriebsstrang als Halffahrzeug auf Rollenprüfstand

Drive train on a chassis dynamometer

Antriebsstrangs (als mechatronisches System) ausprägt. Die Anregung kann dabei entweder antriebsseitig durch den Motor oder abtriebsseitig über die Reifen bzw. die Bremsen hervorgerufen werden.

Stark vereinfacht handelt es sich bei einem Fahrzeug um einen Einmassenschwinger bestehend aus der bewegten Fahrzeugmasse und dem Antriebsstrang als Feder [BRAE13]. Bei Anfahrbewegungen dehnt sich die Feder und zieht die Masse hinter sich her. Beim Anhalten schiebt entsprechend die träge Fahrzeugmasse die Feder (also Elemente des Antriebsstrangs) zusammen, die sich daraufhin in einer gedämpften Schwingung wieder ausdehnt und zusammenzieht, bis eine Endlage erreicht ist.

Der motorseitige Drehzahlverlauf als Reaktion auf einen einfachen Fahrzyklus (der angelehnt an eine reale Fahrt ist) mit einem max. Moment von 17 Nm ist in Abbildung 4.16 über der Zeit aufgetragen. Der Zyklus simuliert eine Fahrt mit anfangs moderater Beschleunigung, dann aber vier stärkeren Tip-In-Situationen mit beinahe maximaler Beschleunigung. Abgebildet wird auch das Rekuperationsverhalten – also das Rückspeichern von Bremsenergie in der Fahrzeugbatterie – eines Elektrofahrzeugs, indem bei der Gaswegnahme negative Momente (bis -4 Nm) vorgegeben werden. Im Fahrzeug wirkt der Motor dabei als Generator, der die Bremsenergie nutzbar macht. Zu beachten ist, dass sich die absoluten Schwingungsfrequenzen und -amplituden vom realen Fahrzeug unterscheiden, da die Abtriebsmaschinen ausgeschaltet sind und es sich somit um einen lastfreien Zustand handelt. Dies bedeutet, dass auch keine dem Fahrwiderstand äquivalenten Lastmomente generiert werden. Abbremsend wirkt also zusätzlich zum Rekuperationsmoment lediglich die interne Systemreibung sowie die relativ geringen Trägheiten im Antriebsstrang. Hinzu

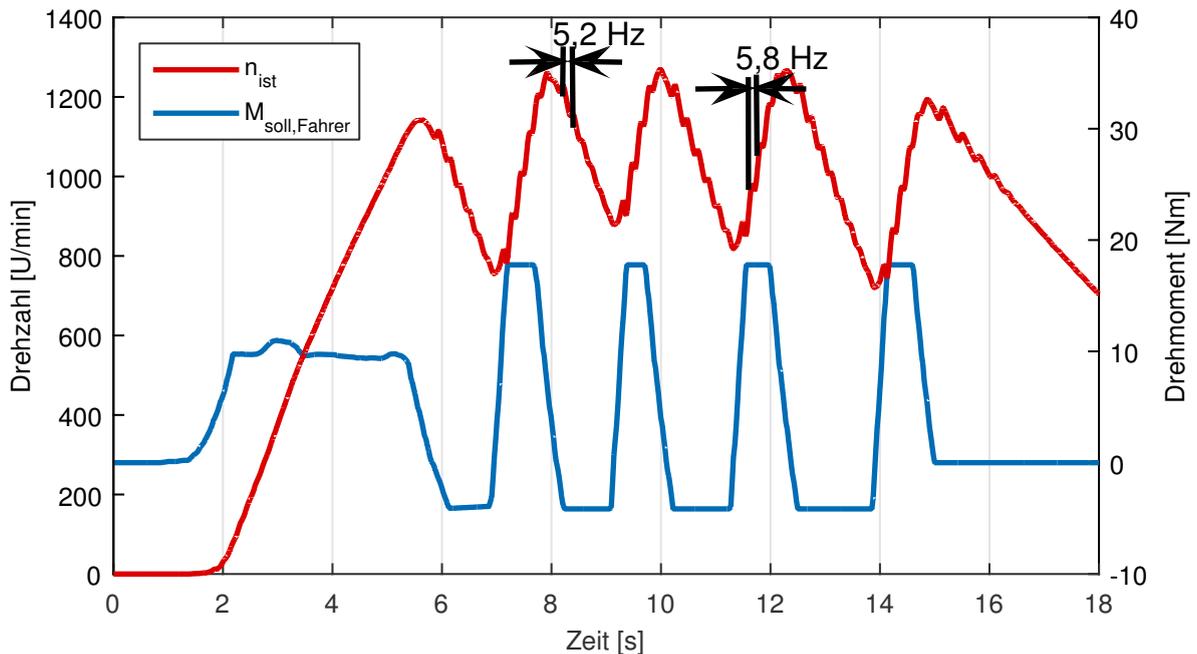


Abbildung 4.16: Einfacher Fahrzyklus (ohne Lastmoment)

Simple drive cycle (without load)

kommt, dass gegenüber dem realen Fahrzeug der Antriebsstrang um weitere Wellenelemente verlängert wird zwecks Anbindung der Lastmotoren (vgl. Abbildung 4.13) und auch im ausgeschalteten Zustand die Trägheiten der Motoren auf den Strang wirken, was die Schwingungsmoden verändern kann.

Solange in Abbildung 4.16 ein positives Moment anliegt, steigt die Drehzahl und fällt nach Gaswegnahme wieder ab.⁷ Eindeutig zu erkennen sind die niederfrequenten Schwingungen sowohl beim Beschleunigen (ca. 5,8 Hz) als auch beim Abbremsen (ca. 5,2 Hz), wobei sich die Frequenzen jeweils leicht unterscheiden. Dies ist auf Nichtlinearitäten im Antriebsstrang – also bspw. Spiel im Getriebe und den Kupplungen zwischen den Wellenelementen sowie ein generelles drehmomentabhängiges Übertragungsverhalten der Strecke – zurückzuführen [VDI2039].

In Abbildung 4.17 ist ein Ausschnitt aus dem einfachen Fahrzyklus aus Abbildung 4.16 abgebildet, wobei diesmal die Signale der drei zusätzlichen Drehgeber am Motor (n_{mittig})⁸ und linker (n_{links}) und rechter (n_{rechts}) Radnabe aufgezeichnet sind. Alle Signale sind bezogen auf die Motordrehzahl; die linke und rechte Messung werden dazu mit der Getriebeübersetzung i multipliziert. Zu erken-

⁷Eine Antriebsdrehzahl von 1000 U/min entspricht am realen Fahrzeug mit einem dynamischen Radhalbmesser von 28 cm und einer Getriebeübersetzung von 6,0667 etwa 17 km/h.

⁸ n_{ist} aus der vorherigen Grafik entstammt dem motorintegrierten Drehgeber, während n_{mittig} von einem zusätzlich an der Motorwelle angebrachten Geber ausgegeben wird, der Baugleich und exakt synchron zu den zusätzlichen radseitigen Gebern n_{links} und n_{rechts} ausgelesen wird.

nen ist, dass die linken und rechten Drehzahlen weitgehend gleich sind. Der Drehzahlverlauf des motorseitigen Gebers schwingt jedoch ziemlich genau gegenphasig zu den beiden anderen Signalen. Es entsteht also eine Torsionsbewegung im Antriebsstrang zwischen Motor und den Radnaben. Die Schwingungsmode im Fahrzeug zeichnet sich demnach dadurch aus, dass die beiden Räder synchron zueinander schwingen, jedoch gegenphasig zum Antriebsmotor.

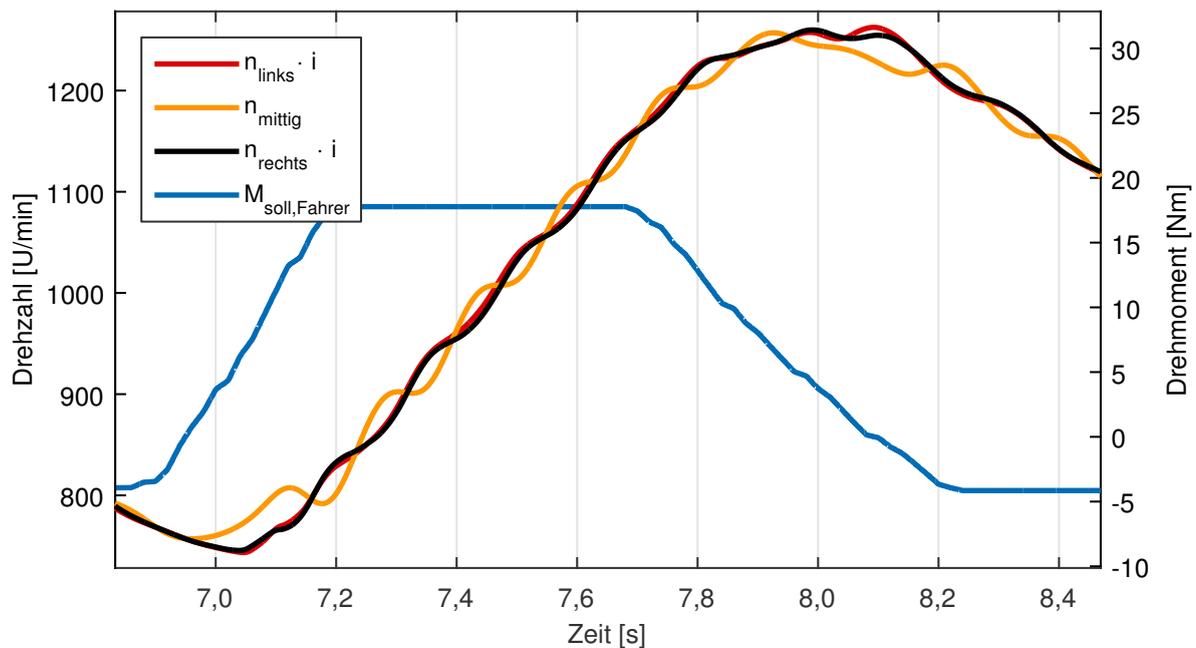


Abbildung 4.17: Einfacher Fahrzyklus (ohne Lastmoment): Vergleich der drei Drehgeber
Simple drive cycle (without load): comparison of the three rotary encoders

Im nächsten Schritt wird die Fahrwiderstandsberechnung aktiviert und die Lastmaschinen geben die berechneten Lastmomente aus Gl. 4.11 auf den Antriebsstrang. Wegen der erhöhten Last müssen auch die Antriebsmomente vergrößert werden, um höhere Drehzahlen zu erreichen. Abbildung 4.18 stellt den Drehzahlverlauf nach einer Anregung mit steilen Momentenvorgaben bis 50 Nm und einem Rekuperationsmoment von -5 Nm dar. Die Antriebsstrangschwingungen haben eine Frequenz von ca. 7 Hz, sind jedoch quasi nur während Beschleunigungsphasen zu erkennen. Die Amplituden sind bei Beschleunigungsbeginn am größten und nehmen bei Erreichen höherer Drehzahlen und damit einhergehender niedrigerer Beschleunigung ab. Beim Abbremsen sind kaum Schwingungen in der Motordrehzahl messbar.

Auch in diesem Versuch lässt sich die Torsionsschwingung anhand der drei separaten Drehgeber links, mittig und rechts gut erkennen. In Abbildung 4.19 ist die Drehzahldifferenz zwischen Antriebs- und linkem sowie Antriebs- und rechtem Drehgeber bezogen auf die Antriebsdrehzahl abgebildet. Es handelt sich um einen zeitlichen Ausschnitt aus der Messung aus Abbildung 4.18. Zwischen beiden Differenzdrehzahlen ist kaum ein Unterschied zu sehen, was ein Beleg dafür ist, dass sich

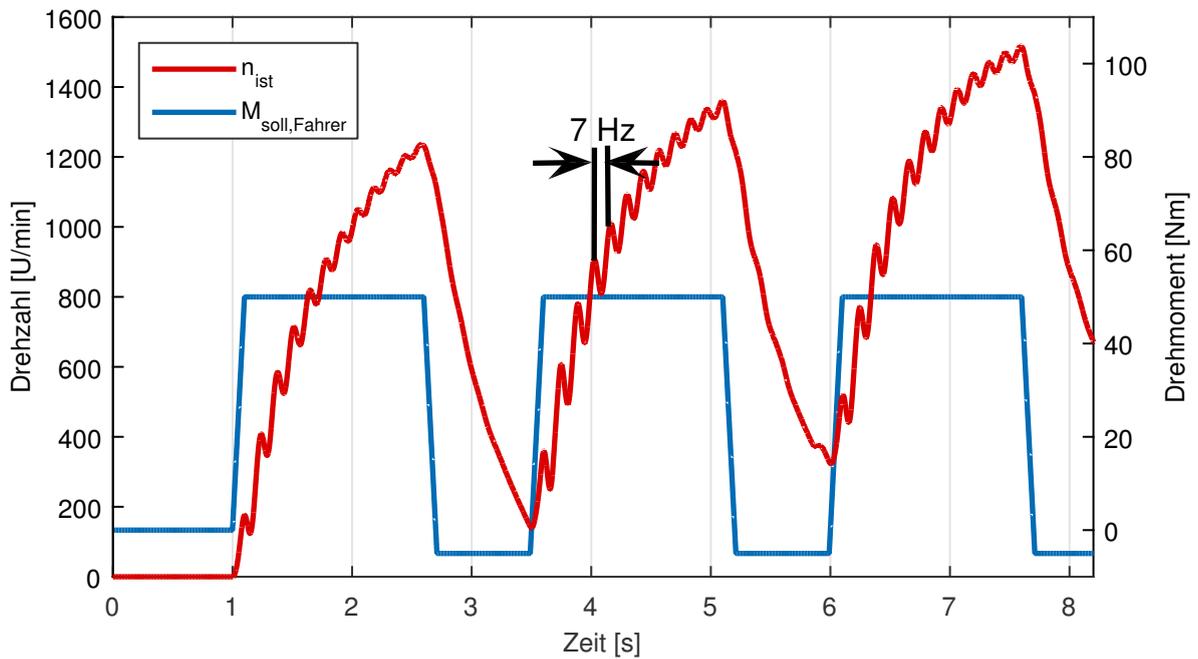


Abbildung 4.18: Momentenvorgabe mit Fahrwiderstand
Torque command with driving resistance

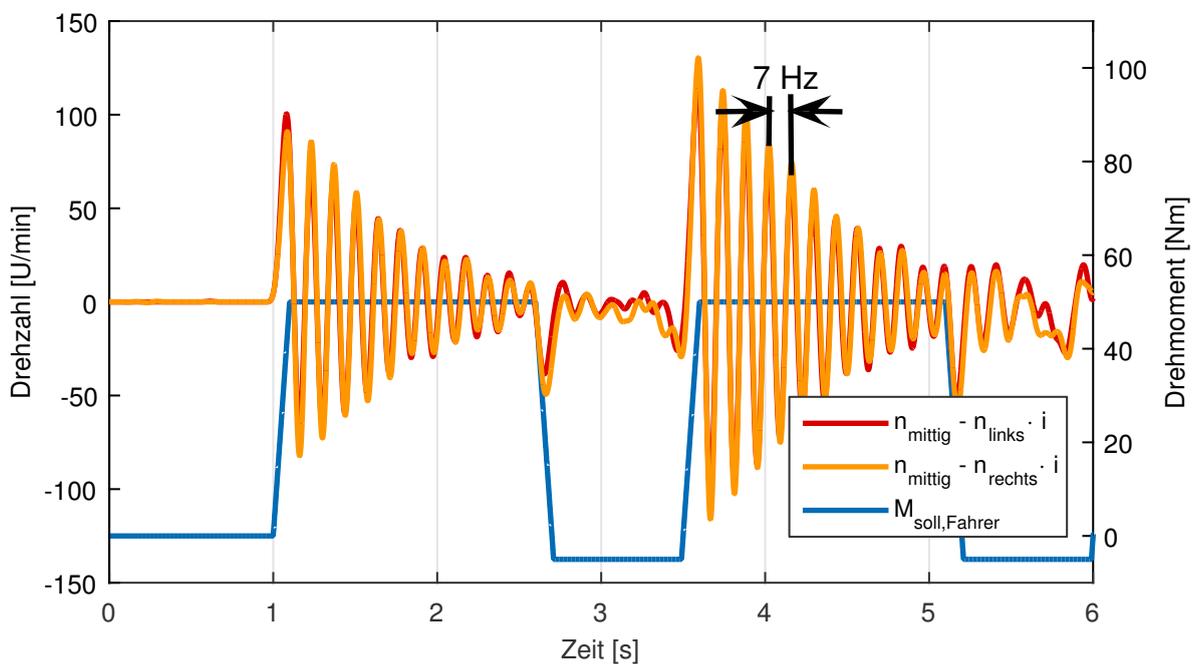


Abbildung 4.19: Drehzahldifferenz zwischen Antriebs- und linkem und rechtem Drehgeber bezogen auf die Antriebsdrehzahl
Difference between rotational speed of drive and left and right rotational encoders related to the drive speed

die beiden Räder nahezu synchron zueinander bewegen. Das Differential muss also keine Drehzahldifferenz zwischen linker und rechter Welle ausgleichen. Die mechanischen Komponenten vom Motor bis zu den Radnaben schwingen mit ca. 7 Hz gegeneinander. Dies entspricht der gleichen Schwingungsmode wie zuvor in Abbildung 4.17, jedoch aufgrund der aktiven Lastmaschinen mit dem aufgebrachtten Fahrwiderstandsmoment und dem höheren antriebsseitigen Drehmoment mit einer leicht höheren Frequenz.

Der Aufbau des Antriebsstrangprüfstands vernachlässigt gegenüber einem Gesamtfahrzeug wesentliche Teile (etwa Karosserie und Innenausstattung). Um zu überprüfen, ob das Schwingungsverhalten des vereinfachten Aufbaus realistische Ergebnisse liefert, werden Messungen mit einem rein elektrischen Fahrzeug auf einer Teststrecke vom Institut für Kraftfahrzeuge der RWTH Aachen durchgeführt. Die Fahrzeugmasse stimmt in etwa mit der am Prüfstand simulierten überein. Des Weiteren sind die Dimensionierungen des Getriebes und der Seitenwellen ähnlich. Die Rotorträgheit des Fahrzeugmotors ist hingegen etwas geringer als die des Prüfstandantriebs.

Das Motorsollmoment sowie die Antriebsdrehzahl werden während der Messung per CAN-Bus aufgezeichnet. Des Weiteren werden die radseitigen Drehzahlen gemessen, um Aussagen über ein Verdrehen des Antriebsstrangs treffen zu können. Die Signale stammen nicht von den niedrig auflösenden ABS-Sensoren, sondern von außen am Rad angebrachter Drehgeber mit einer Auflösung von 3600 Strichen pro Umdrehung. Die entsprechenden Verläufe für kurzzeitige Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge (durch ein Rekuperationsmoment von -50 Nm) sind in Abbildung 4.20 dargestellt. Die Schwingungen beim Beschleunigen und Verzögern ähneln dem bereits aus Antriebsstrangmessungen bekannten Verhalten und liegen in einem ähnlichen Frequenzbereich. Das Beschleunigen erzeugt eine leicht gedämpfte Schwingung von 7,5 Hz, während sie beim Verzögern aufgrund von Nichtlinearitäten 5,9 Hz beträgt.

In Abbildung 4.21 sind die Differenzdrehzahlen zwischen Antrieb und auf den Antrieb bezogener linker (rot) sowie rechter Drehzahl (gelb) dargestellt. Wie am Prüfstand erfährt der Antriebsstrang des Fahrzeugs beim Lastwechsel eine Torsion zwischen dem Antrieb und den Rädern, was der Grund für die Drehschwingung ist. Zusätzlich ist die Differenzdrehzahl zwischen linkem und rechtem Rad dargestellt (schwarz). Im Vergleich zur Differenzdrehzahl zwischen An- und Abtrieb ist diese zu vernachlässigen. Es entsteht also, wie beim Prüfstand, hauptsächlich eine Drehschwingung zwischen Motor und Rad.

Es lässt sich festhalten, dass die beim Antriebsstrangprüfstand getroffenen Vereinfachungen das Schwingungsverhalten gegenüber einem kompletten Fahrzeug kaum beeinträchtigen. Weitere Untersuchungen am Prüfstand sollten sich demnach im Nachhinein auch auf ein Gesamtfahrzeug übertragen lassen.

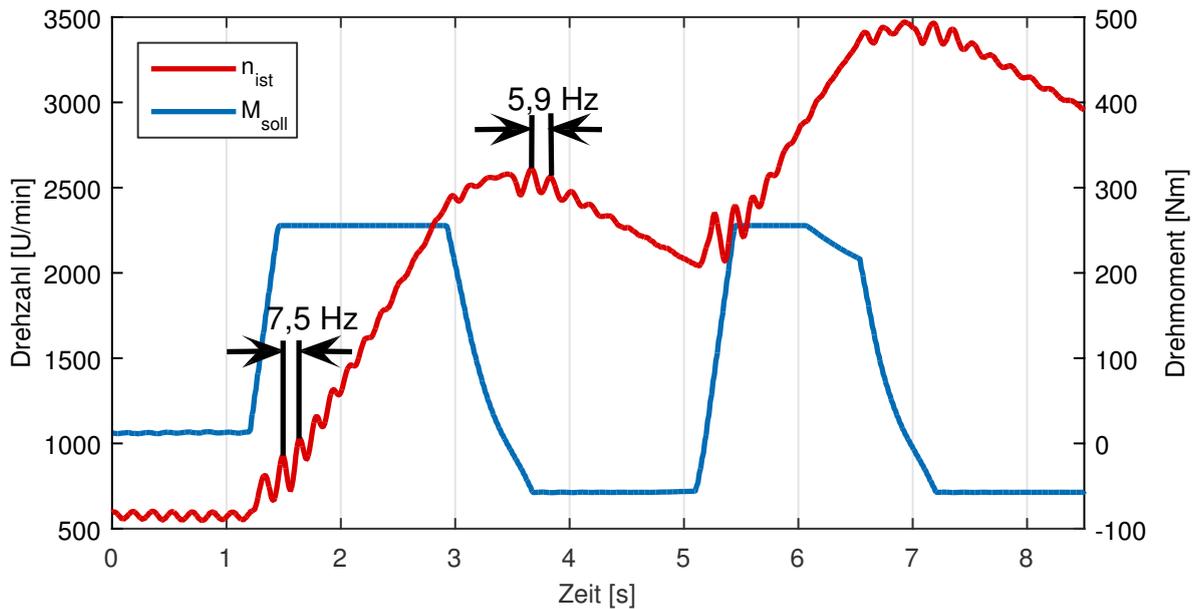


Abbildung 4.20: Fahrt mit rein elektrischem Versuchsfahrzeug (Messung durchgeführt vom Institut für Kraftfahrzeuge der RWTH Aachen)

Drive with purely electric vehicle (measurement conducted by Institute for Automotive Engineering RWTH Aachen University)

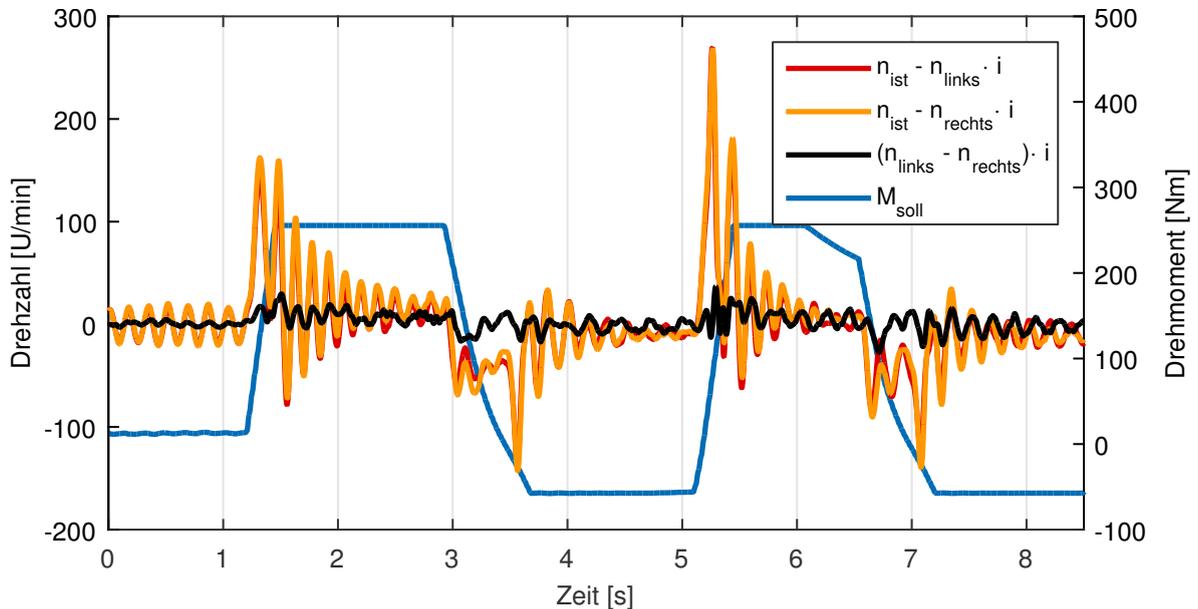


Abbildung 4.21: Messung aus Abbildung 4.20. Darstellung der Differenzdrehzahlen zwischen Antrieb und Rad sowie zwischen den Rädern

Measurement from figure 4.20. Presentation of differential speed between drive and wheel as well as between both wheels.

4.2.3 Modellbildung

Modelling

Ausgangspunkt einer systematischen Entwicklung von Regelungserweiterungen ist auch beim Elektrofahrzeug ein Modell, welches das Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs am Rechner nachbildet, um früh und risikofrei Versuche durchführen zu können.

Der Regelkreis bei Elektrofahrzeugen ist bereits in Abbildung 2.18 dargestellt. Er besteht üblicherweise lediglich aus einem Momentenregelkreis, um ein Fahrerwunschmoment zu regeln. Der Elektromotor treibt eine Welle an, die direkt mit dem Getriebe verbunden ist. Dort wird von einer hohen Drehzahl und geringem Moment auf eine geringe Drehzahl mit höherem Moment transformiert. Das folgende Differential verteilt die Antriebsleistung auf die linke und rechte Antriebswelle, an welcher wiederum die Räder – oder alternativ die Lastmotoren – angebracht sind.

Die Aufgabe des Modells ist es letztlich, das Übertragungsverhalten des Fahrzeugs vom Sollmoment zur Istdrehzahl abzubilden, wobei insbesondere das Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs berücksichtigt werden soll.

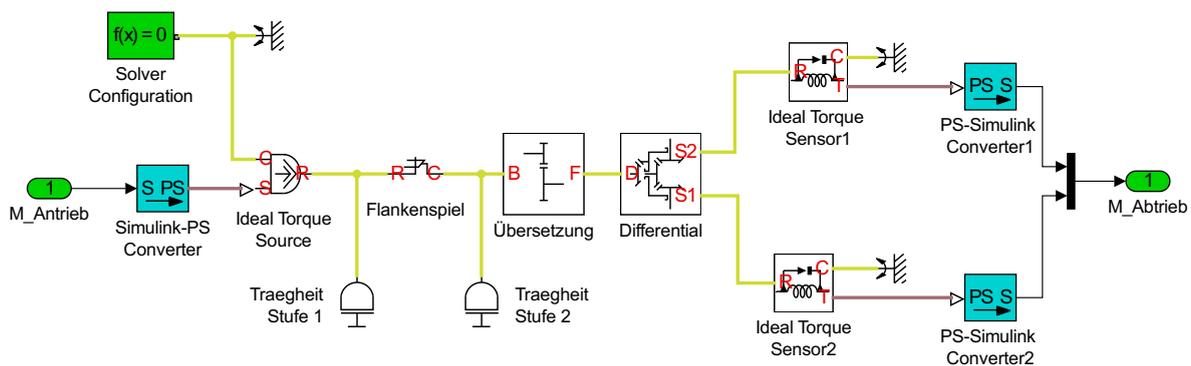


Abbildung 4.22: Vereinfachtes Modell des Getriebes mit Differential

Simplified modell of the gear with a differential

Wie schon bei der Werkzeugmaschine ist es auch beim Fahrzeug in erster Näherung ausreichend, den Elektromotor als PT_1 -System anzunähern. Die Anbindung an das Getriebe ist ausreichend steif und kann vernachlässigt werden. Das Getriebe wird mit Komponenten aus der SimScape-Blockbibliothek nachgestellt und ist in Abbildung 4.22 dargestellt. Als Eingangssignal erhält es das Ausgangsdrehmoment vom Motor. Abgebildet sind die Trägheiten der beiden Getriebestufen, die über ein nichtlineares Flankenspiel miteinander verbunden sind. Hinzu kommt die Übersetzung, welche außer einer Drehmomentenanpassung bedingt durch die Getriebeübersetzung auch lastabhängige Getriebeverluste abbilden kann. Der Differential-Block, welcher das Drehmoment

auf die beiden Antriebsräder aufteilt, bietet ebenfalls die Möglichkeit, durch Reibung entstehende Verluste von Lagern und Verzahnungen nachzubilden.

Der modellierte Wellenstrang ist im Anhang in Abbildung A.6 dargestellt. Als Eingangssignal erhält er die beiden vom Differential aufgeteilten Drehmomente für den rechten (M_{rechts}) und linken Wellenstrang (M_{links}). Der Aufbau ist für die linke und rechte Seite identisch. Durch die verschieden langen Antriebswellen unterscheiden sich lediglich die Simulationsparameter⁹. Bis auf die Motorwellen der Lastmaschinen können alle Wellen exzentrisch ausgelenkt werden, was im Modell berücksichtigt wird. Um das nichtlineare, drehmomentabhängige Schwingungsverhalten des Prüfstands abzubilden (vgl. die unterschiedlichen Frequenzen in Abbildung 4.16), sind bei den Gleichlaufwellen weiterhin nichtlineare Feder-Dämpfer-Elemente eingefügt. Als Ausgangssignale des Wellen-Modells werden die Winkelgeschwindigkeiten auf beiden Antriebsstrangseiten (ω_{links} und ω_{rechts}) weitergeleitet.

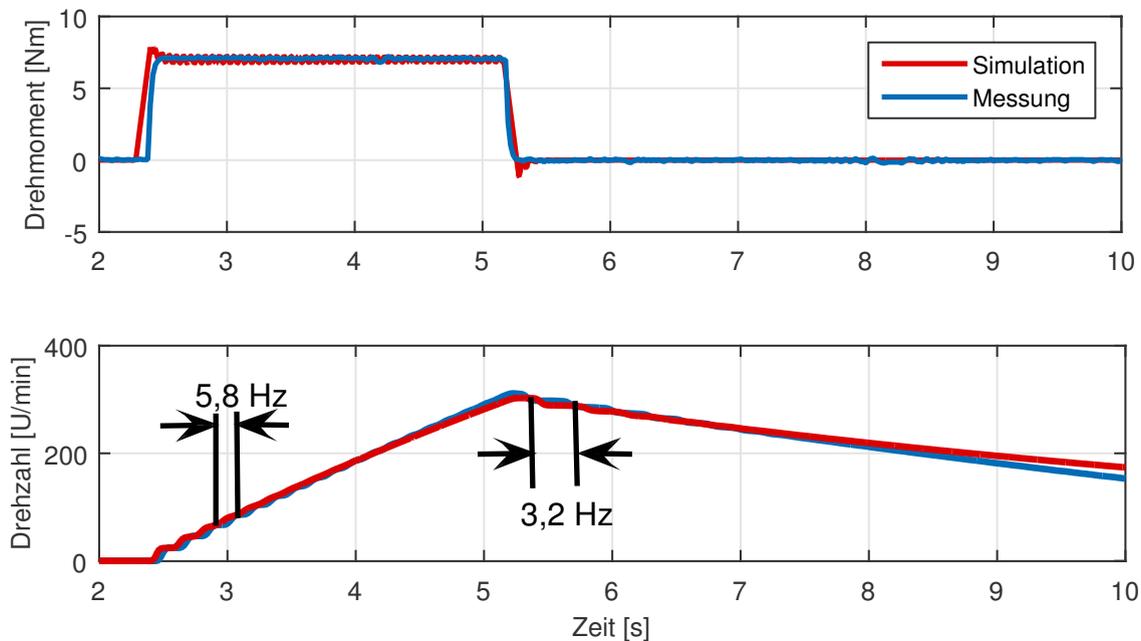


Abbildung 4.23: Simulation und Messung eines Momentensprungs am Antriebsstrangprüfstand (ohne Last)

Simulation and measurement of a torque step at the drive train test stand (without load)

Ein Vergleich zwischen Simulation und Messung für einen antriebsseitigen Drehmomentsprung von 7 Nm und ausgeschalteten Lastmaschinen ist in Abbildung 4.23 dargestellt. Das Drehmoment ist in der Simulation bedingt durch einen nicht ideal eingestellten PI-Regler mit einer leichten,

⁹Die Zahlenwerte für die Trägheiten, Steifigkeiten und Dämpfungen der verwendeten Komponenten sind in Abbildung A.5 festgehalten.

höherfrequenten Schwingung überlagert, die jedoch keinen Einfluss auf das für die Untersuchung relevante Schwingungsverhalten im niederfrequenten Bereich hat.

Im unteren Diagramm in Abbildung 4.23 ist die am Antrieb gemessene Drehzahlantwort des realen sowie simulierten Prüfstands dargestellt. Zu erkennen ist wieder das schwingungsbehaftete Beschleunigen mit einer Frequenz von ca. 5,8 Hz. Nach Wegnahme des Moments und dem daraus resultierendem Abbremsen des Prüfstands stellt sich eine Schwingung von ca. 3,2 Hz ein. Der Unterschied in der Frequenz ist – wie bereits oben erwähnt – bedingt durch Nichtlinearitäten im Antriebsstrang und tritt hier aufgrund eines anderen Momenten- und Drehzahlbereichs mehr zum Vorschein als bei der in Abbildung 4.16 gezeigten Messung. Das Simulationsmodell bildet das Schwingungsverhalten inklusive des nichtlinearen Verhaltens gut ab. Ab 8 s laufen die Drehzahlen zwischen Simulation und Messung jedoch leicht auseinander. Der reale Prüfstand bremsst demnach bedingt durch eine etwas höhere Systemdämpfung stärker als die Simulation. Für die Untersuchung des Schwingungsverhaltens ist dies jedoch unkritisch.

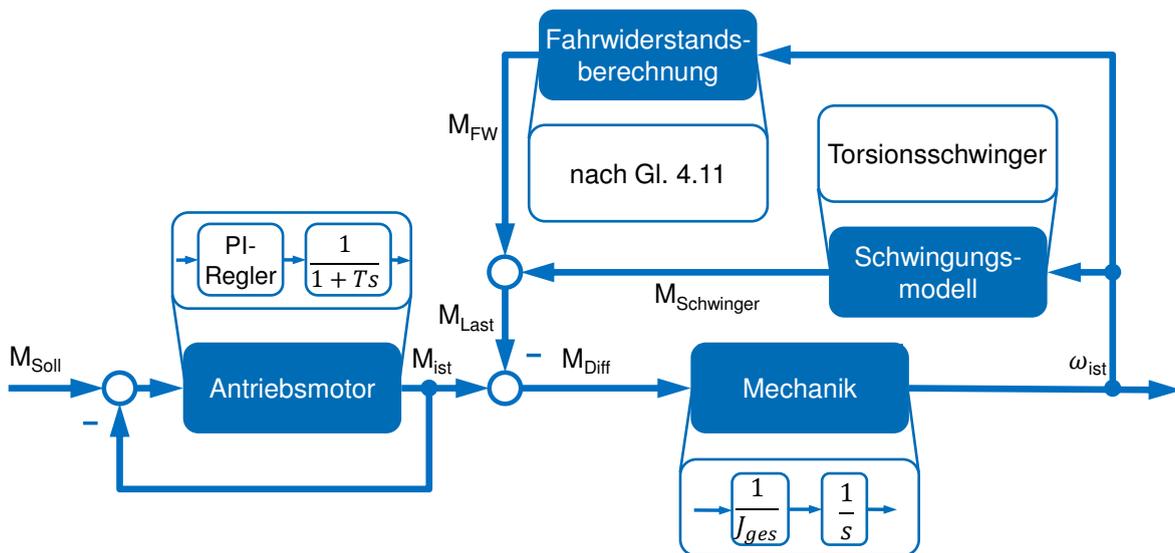


Abbildung 4.24: Vereinfachtes Prüfstandsmodell

Simplified test stand modell

Für die in den nachfolgenden Kapiteln zu entwickelnden Regler werden möglichst einfache, lineare Modelle benötigt, weshalb das detaillierte Antriebsstrangmodell stark vereinfacht wird. Da der linke und rechte Antriebsstrang weitgehend identisch sind, ist es ausreichend, nur einen der beiden zu simulieren. Dadurch kann ebenfalls die drehmomentaufteilende Funktion des Differentials entfallen. Abbildung 4.24 stellt das Blockdiagramm des vereinfachten Simulationsmodells dar. Der Motor wird nach wie vor als PT_1 -Modell angenähert und ist in einen Momentenregelkreis mit PI-Regler eingebettet. Das erzeugte Antriebsmoment M_{ist} wird um das Lastmoment M_{Last} zum Differenzmoment M_{Diff} reduziert. Dieses wird im stark vereinfachten Mechanik-Block mit dem Kehrwert der

Gesamtprüfstandsträgheit J_{ges} multipliziert und zur Winkelgeschwindigkeit ω_{ist} (in rad/s) integriert (und ergibt nach einer Multiplikation mit $60/2\pi$ die Raddrehzahl in U/min).

Um ein realistisches Lastverhalten zu erzeugen, werden zur Laufzeit die Fahrwiderstandsmomente M_{FW} nach Gl. 4.11 berechnet, die in Abhängigkeit der aktuellen Geschwindigkeit, Beschleunigung und Straßenverhältnisse auf das Fahrzeug wirken. Hinzu kommt ein Systemblock zur Erzeugung der Lastwechselschwingungen im Modell, welcher zusammen mit dem Fahrwiderstand das Lastmoment für das Fahrzeug ergibt. Die Schwingungen basieren auf einem Torsionsschwinger nach Gl. 4.12 mit den Verdrehwinkeln φ an Rad und Motor und den entsprechenden Winkelgeschwindigkeiten ω sowie der Torsionsfedersteifigkeit k und dem Dämpfungsbeiwert c [RICH08].

$$\begin{aligned} M_{\text{Schwinger}} &= k \cdot (\varphi_{\text{Rad}} - \varphi_{\text{Motor}}) + c \cdot (\dot{\varphi}_{\text{Rad}} - \dot{\varphi}_{\text{Motor}}) \\ &= k \cdot (\int \omega_{\text{Rad}} dt - \int \omega_{\text{Motor}} dt) + c \cdot (\omega_{\text{Rad}} - \omega_{\text{Motor}}) \end{aligned} \quad (4.12)$$

Dies entspricht dem bereits in den Abbildungen 4.17 und 4.19 beschriebenen Verhalten. Die Lastwechselschwingungen sind bedingt durch ein Aufziehen des Antriebsstrangs und der damit einhergehenden Drehzahldifferenz zwischen Motor und Rad. Das zugehörige Matlab/Simulink-Simulationsmodell ist im Anhang in Abbildung A.8 abgebildet.

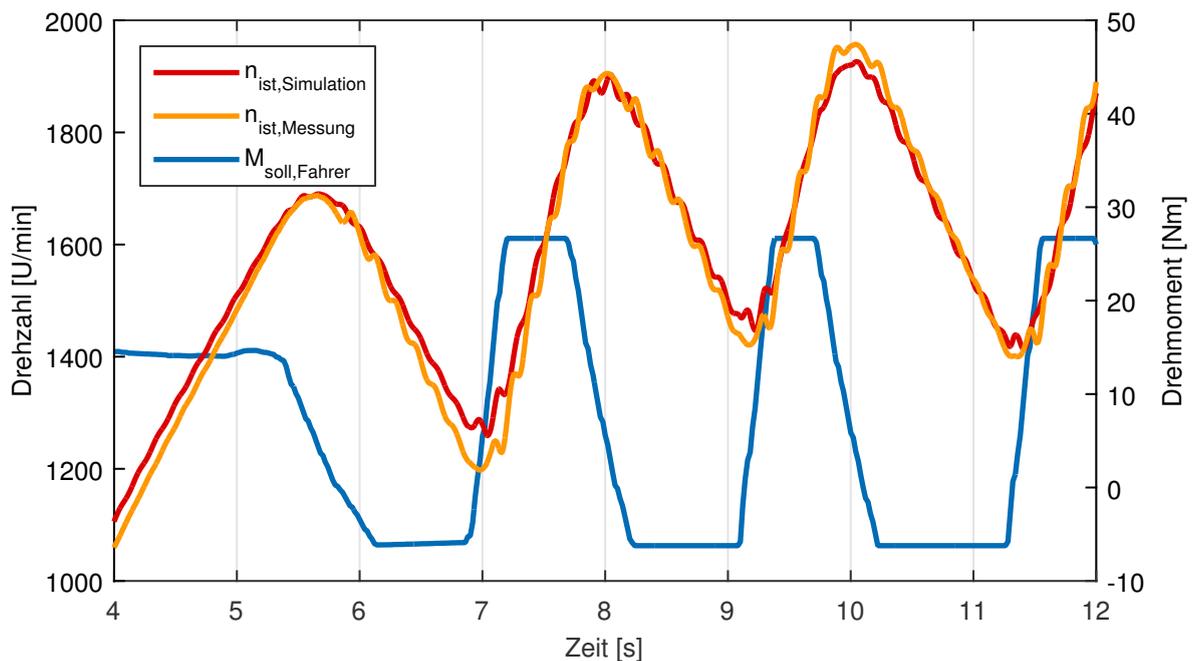


Abbildung 4.25: Vergleich Simulation und Messung mit vereinfachtem Modell

Comparison of simulation and measurement with simplified modell

Ein Ausschnitt aus dem Vergleich zwischen Messung und Simulation mit vereinfachtem Modell ist in Abbildung 4.25 dargestellt. Das Schwingungsverhalten wird trotz der starken Vereinfachung gut simuliert, wobei insbesondere die fallenden Flanken zwischen 8 und 9 s sowie 10 und 11 s

gut angenähert sind. Da es sich um ein lineares Simulationsmodell handelt, können allerdings die lastabhängigen Frequenzverschiebungen im Drehzahlverlauf beim Beschleunigen und Abbremsen nicht mehr abgebildet werden.

In Abbildung 4.26 ist das Übertragungsverhalten des vereinfachten Simulationsmodells vom Fahrerwunschkraftmoment zur (schwingenden) Antriebsdrehzahl im Frequenzbereich dargestellt. Es ähnelt dem eines Zweimassenschwingers (vgl. Abbildung 2.6 und Gl. 2.5). Gut zu erkennen ist die Frequenzüberhöhung bei 6,5 Hz, die für das Schwingungsverhalten in den Zeitverläufen verantwortlich ist.

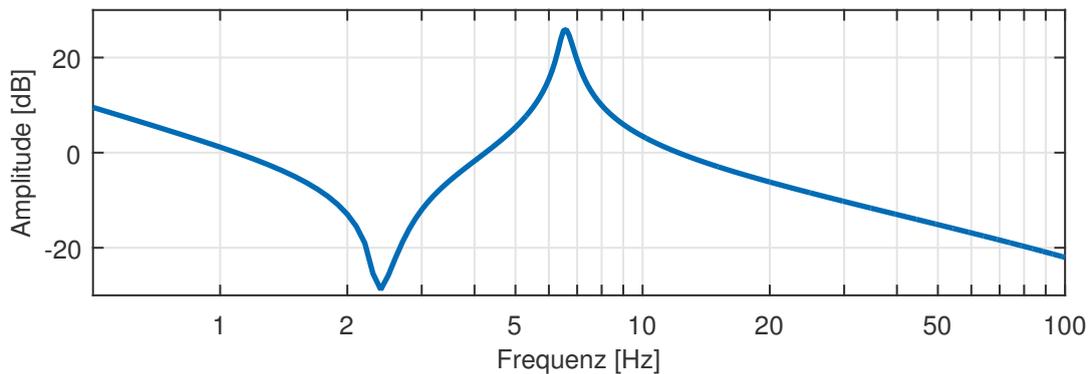


Abbildung 4.26: Übertragungsfunktion vom Fahrerwunschkraftmoment zur Motordrehzahl des Antriebsstrangs aus vereinfachtem Modell

Frequency response of driver's desired torque to motor's rotational speed of drive train with simplified model

Wie schon zuvor bei der Werkzeugmaschine wurde in diesem Abschnitt zunächst ein detailliertes Modell entworfen und später vereinfacht. Durch die Modellreduktion können Nichtlinearitäten nicht mehr abgebildet werden. Im Gegenzug ist es dafür leichter in der Handhabung und der späteren Anpassung auf andere Maschinen oder Fahrzeuge. Die Anzahl der Freiheitsgrade, die für eine Nachjustierung angepasst werden müssen, ist geringer. Des Weiteren sinkt die Simulationsdauer, sodass schneller Ergebnisse generiert werden können, was insbesondere in der frühen Entwicklungsphase von Dämpfungsalgorithmen (siehe nächstes Kapitel) zur Potentialabschätzung der eingesetzten Algorithmen von Vorteil ist.

4.3 Gemeinsame Anforderungen an die Schwingungsdämpfung

Common Requirements for an Oscillation Damping

Die Drehschwingungen beim Fahrzeug unterscheiden sich von der Form her stark von den linearen Schwingungen bei der Werkzeugmaschine. Während es sich bei den Fahrzeugschwingungen um

Torsionen handelt, die sich hauptsächlich im Drehzahlverlauf auswirken, sind die Eigenschwingungen der Maschine im Positionsregelkreis sichtbar.

Quantitativ unterscheiden sich die Schwingungsphänomene jedoch kaum. Die Frequenzen liegen bei beiden Varianten im ähnlich niederfrequenten Bereich. Beim Fahrzeug sind es 3–8 Hz, während es bei der Maschine knapp 20 Hz sind.

Durch den kaskadierten Regelkreis bei Werkzeugmaschinen bestehen prinzipiell mehr regelungstechnische Eingriffsmöglichkeiten als im relativ einfachen Momentenregelkreis bei Fahrzeugen. Ein Algorithmus, der bei beiden Systemen zu einer signifikanten Schwingungsreduktion führt, sollte demnach auch in beiden unterschiedlichen Regelkreisen zu implementieren sein und trotz der niedrigen Frequenz die Stabilität der Systeme nicht herabsetzen. Durch die Schwingungsdämpfung sollte möglichst die Dynamik des Systems nicht reduziert werden (wie es bspw. bei der Verwendung eines Tiefpasses als Sollwertfilter der Fall wäre). Ein Fahrzeug würde dadurch einen Teil seiner Beschleunigungsfähigkeit verlieren und für den Kunden an Attraktivität verlieren. Bei der Werkzeugmaschine darf es zudem nicht zu einem Überschwingen in der Positionierbewegung kommen, da dies u. a. das Werkstück unbrauchbar machen könnte. Extern angeregte Schwingungen (etwa durch das Fräsen bei der Maschine oder einer ABS-Bremung beim Fahrzeug) dürfen zudem durch die Schwingungsdämpfung nicht verstärkt werden, sondern sollten idealerweise ebenfalls gedämpft werden.

5 Schwingungsdämpfung für Werkzeugmaschinen

Oscillation Damping for Machine Tools

Das Ziel der Schwingungsdämpfung für Werkzeugmaschinen ist eine Erhöhung des K_V -Faktors und damit der Regelbandbreite, ohne ein Überschwingen in der Maschinenachse. Somit wird eine Verbesserung des dynamischen Verhaltens und der Positioniergenauigkeit der Vorschubachse erreicht. Angewendet in der kritischsten Achse des Achsverbunds lässt sich dadurch eine Verbesserung der Gesamtmaschine erzielen.

5.1 Vorüberlegungen

Preconsiderations

Um unabhängig von der Maschinensteuerung zu sein, wird eine steuerungsexterne Lösung zur Schwingungsdämpfung angestrebt. Dadurch lassen sich prinzipiell auch ältere Anlagen mit dem Dämpfungsalgorithmus nachrüsten. Des Weiteren haben Istwertfilter gegenüber Sollwertfiltern den Vorteil, auch im Prozess entstehende Schwingungen zu reduzieren. Daher wird die Schwingungsdämpfung in dieser Arbeit in der Messsignalrückführung mit einer steuerungsexternen Filterhardware implementiert und – als Regelement in der Lagerückführung – als Lageistwertfilter bezeichnet. Die technischen Voraussetzungen zur Manipulation der Positionsmesswerte sind in Abschnitt 4.1.1 beschrieben. Das Blockschaltbild der Regelung ist in Abbildung 5.1 abgebildet. Das Lageistwertfilter besitzt als Eingangsgröße die vom direkten Messsystem ausgelesene Istposition, verändert diese in geeigneter Weise und leitet den manipulierten Wert an die numerische Steuerung weiter. Diese regelt unverändert mittels kaskadiertem Lageregelkreis die Vorschubmechanik und benötigt keine Zusatzinformationen über das externe System.

Mit Hilfe der Frequenzgangidentifikation aus Abschnitt 4.1.3 ist es möglich, eine Messung des Führungsfrequenzgangs als analytische Übertragungsfunktion des geschlossenen Lageregelkreises G_{OF} ohne Filter (also $G_F = 1$) anzugeben. Um einen geeigneten Regler berechnen zu können,

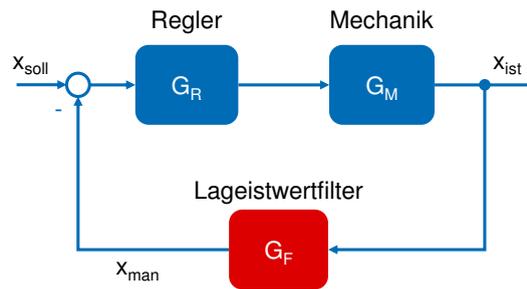


Abbildung 5.1: Lageistwertfilter
Current value filter

ist es jedoch hilfreich, das Verhalten des offenen Regelkreises $G_{\text{offen,OF}}$ zu kennen, welches sich nach

$$G_{\text{offen,OF}} = \frac{G_{\text{OF}}}{1 - G_{\text{OF}}} \quad (5.1)$$

berechnen lässt. $G_{\text{offen,OF}}$ ist zudem gerade das Produkt aus Regler G_R und Mechanik der Maschine G_M [BREC13b].

Für die Variante mit einem Filter $G_F \neq 1$ ergibt sich als Übertragungsfunktion der Maschine

$$G_{\text{MF}} = \frac{G_{\text{offen,OF}}}{1 + G_{\text{offen,OF}} \cdot G_F}. \quad (5.2)$$

Um ein ideales Übertragungsverhalten mit Lageistwertfilter nach Gl. 2.8 zu erhalten, müsste für die Filterübertragungsfunktion demnach

$$G_F = 1 - \frac{1}{G_{\text{offen,OF}}} \quad (5.3)$$

gelten. Durch die Kehrwertbildung von $G_{\text{offen,OF}}$ transformieren sich die Nullstellen in Polstellen. Befinden sich diese rechts der reellen Achse im Laplace-Bereich, so werden jedoch aus unkritischen Nullstellen instabile Polstellen, was im Allgemeinen nicht erwünscht ist.

5.2 Bandsperre in der Lagerückführung

Band Stop in the Position Feedback

Eine einfache Möglichkeit für ein schwingungsdämpfendes Element ist eine Bandsperre, welche in einem schmalen Frequenzbereich die Signalamplituden reduziert [TIET09]. In Werkzeugmaschinen wird sie häufig als Sollwertfilter im Lage-, Geschwindigkeits- oder Stromregelkreis angewendet (vgl. Abschnitt 2.2.2).

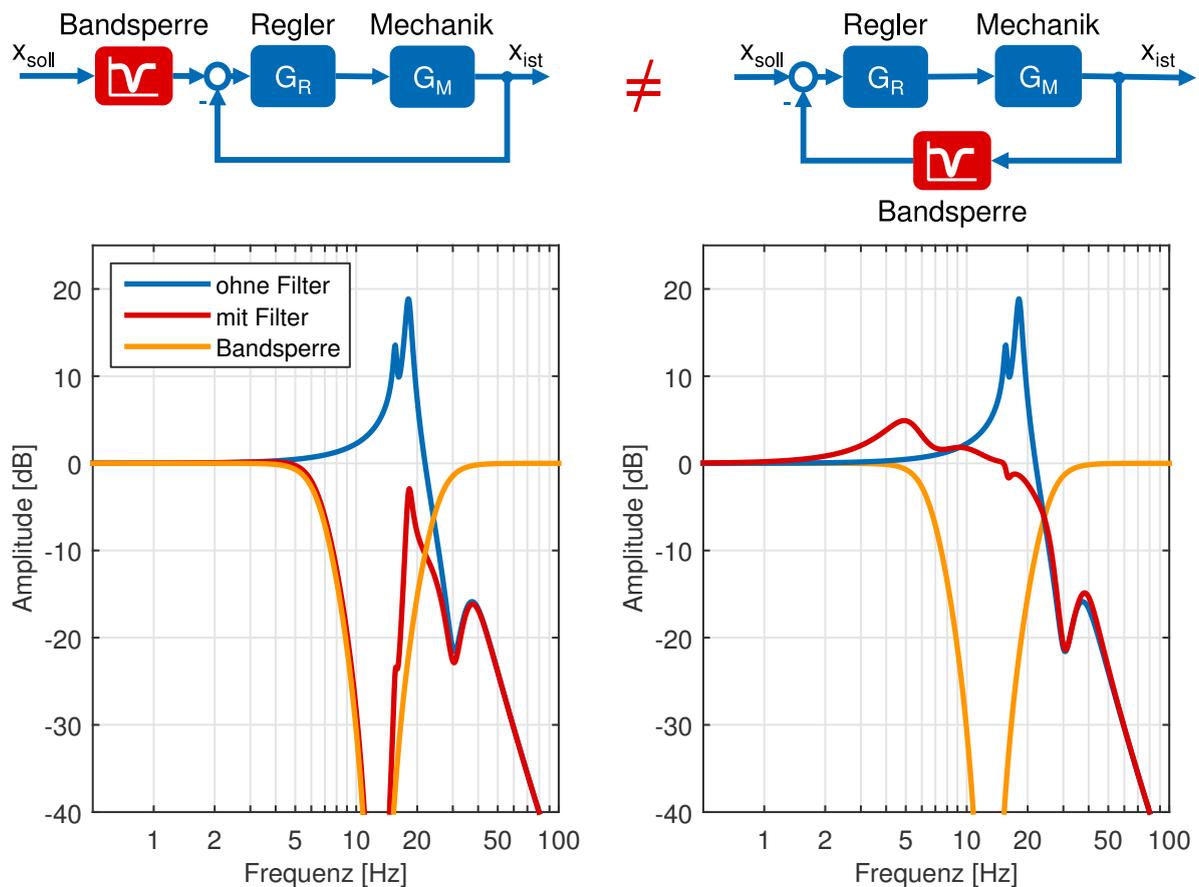


Abbildung 5.2: Bandsperre als Lagesoll- (links) und -istwertfilter (rechts)

Band stop as set point (left) and current value filter (right)

Mit Hilfe der analytischen Übertragungsfunktion des Lageregelkreises lässt sich das Ergebnis mit einer Bandsperre als Lagesollwertfilter leicht überprüfen (siehe Abbildung 5.2 links). Wird das Sperrband auf die Resonanzfrequenz abgestimmt, ist es möglich, die Überhöhung im Frequenzbereich zu unterdrücken und ein Überspringen zu verhindern. Prinzipbedingt kann das Sollwertfilter lediglich die Sollwerte aus der NC manipulieren, sodass diese die Resonanzfrequenz des Lageregelkreises nicht mehr anregen. Bei extern angeregten Schwingungen – auch wenn diese vom Lagemesssystem erfasst werden können – ist keine Einflussnahme auf das Regelverhalten möglich.

Durch die Platzierung im Rückführzweig des Messsystems können prinzipiell auch extern angeregte Schwingungen bedämpft werden. Aus diesem Grund werden in [HENN10] und [FRIE15] Bandsperren in der Lagerückführung als schwingungsdämpfende Elemente vorgeschlagen. Der zugehörige Frequenzgang in Folge einer Berechnung nach Gl. 5.2 ist in Abbildung 5.2 rechts dargestellt.

Mittels Bandsperrfilter lässt sich die Resonanzüberhöhung von 20 dB bei ca. 18 Hz gut dämpfen. Es entsteht jedoch eine neue Überhöhung im Führungsfrequenzgang kurz vor dem Sperrbereich des Filters bei ca. 5 Hz. Diese ist mit 5 dB zwar wesentlich geringer als die ursprüngliche Überhöhung, allerdings ist das eigentliche Ziel der Schwingungsdämpfung eine Bandbreitenerhöhung im Regelkreis, was durch die zusätzliche Überhöhung gerade nicht erreicht wird. Mit Bandsperre in der Lagerückführung erhält man demnach ein schlechteres dynamisches Verhalten als ohne Dämpfungsmaßnahme.

FRIEDRICH erzielt durch einen zusätzlichen Verstärkungsfaktor im Rückführungsweig etwas bessere Ergebnisse, die Frequenzüberhöhung vor dem eigentlichen Dämpfungsbereich lässt sich jedoch auch mit diesem Ansatz nicht vollständig unterdrücken [FRIE15]. Im Folgenden wird eine alternative Vorgehensweise ohne diese Nachteile hergeleitet.

5.3 Optimalregler

Optimal Control

In diesem Abschnitt wird eine Zustandsregelung zur Schwingungsdämpfung auf Basis eines Optimalreglers entworfen [FÖLL94]. In Abschnitt 2.2.2 wurden der Zustandsraum und die Zustandsregelung bereits kurz eingeführt. Das Ziel bei der Zustandsregelung ist es, eine Rückführ- oder Reglermatrix \mathbf{K}_r zu bestimmen, die dafür sorgt, dass das vormals unregelte System nun gewissen Anforderungen genügt. Die Anforderungen an die Lageregelung einer Vorschubachse für Werkzeugmaschinen sind eine möglichst hohe Dynamik ohne Überschwingen sowie keine Abweichungen im statischen Positionierverhalten. Letzteres ist gleichbedeutend mit einem Gleichanteil im Lageregelkreis von 1 ($\cong 0$ dB).

Die nach Gl. 4.4 identifizierte Übertragungsfunktion des Lageregelkreises lässt sich nach [LUTZ12] durch Rücktransformation und Bildung der Differentialgleichungen in ein Zustandsraummodell umwandeln, sodass sich die Übertragungsfunktion mit Hilfe der Matrizen \mathbf{A} , \mathbf{B} , \mathbf{C} und \mathbf{D} beschreiben lässt. Da die Nennerordnung größer als die Zählerordnung der Übertragungsfunktion ist und die Vorschubachse nicht sprungfähig ist, gilt $\mathbf{D} = 0$ und kann somit vernachlässigt werden [LUTZ12].

Mit Zustandsrückführung über die Rückführmatrix \mathbf{K}_r ergibt sich somit für das System mit Zustandsregler nach Abbildung 2.14

$$\dot{x}(t) = \mathbf{A} \cdot x(t) + \mathbf{B} \cdot (u_s(t) + u_r(t)) \quad (5.4)$$

$$u_r(t) = -\mathbf{K}_r \cdot x(t). \quad (5.5)$$

Fasst man Gl. 5.4 und 5.5 zusammen, erhält man

$$\dot{x}(t) = \mathbf{A}_k \cdot x(t) + \mathbf{B} \cdot u_s(t) \quad (5.6)$$

mit der neuen Systemmatrix \mathbf{A}_k des geregelten Systems nach

$$\mathbf{A}_k = \mathbf{A} - \mathbf{B} \cdot \mathbf{K}_r. \quad (5.7)$$

Die Reglermatrix \mathbf{K}_r ermöglicht demnach ein Verschieben der Eigenwerte – und damit der Polstellen in der komplexen Laplace-s-Ebene – des geregelten Systems, weshalb dies *Polvorgabe* genannt wird. Je nach Lage beeinflusst dies die Systemcharakteristik, also den Grad der Stabilität, das Dämpfungsverhalten, die Dynamik sowie die Rauschunterdrückung [LUNZ12b].

Nicht messbare Zustände aus dem Zustandsvektor $x(t)$ lassen sich – wenn das System beobachtbar ist [LUTZ12] – durch einen Beobachter anhand der bisherigen Systemein- und -ausgangsgrößen schätzen und stehen danach als $\tilde{x}(t)$ für die Regelung zur Verfügung. Bei Systemen mit stochastisch verrauschten Messgrößen wird häufig ein Kalman-Filter [KALM60] als Beobachter verwendet.

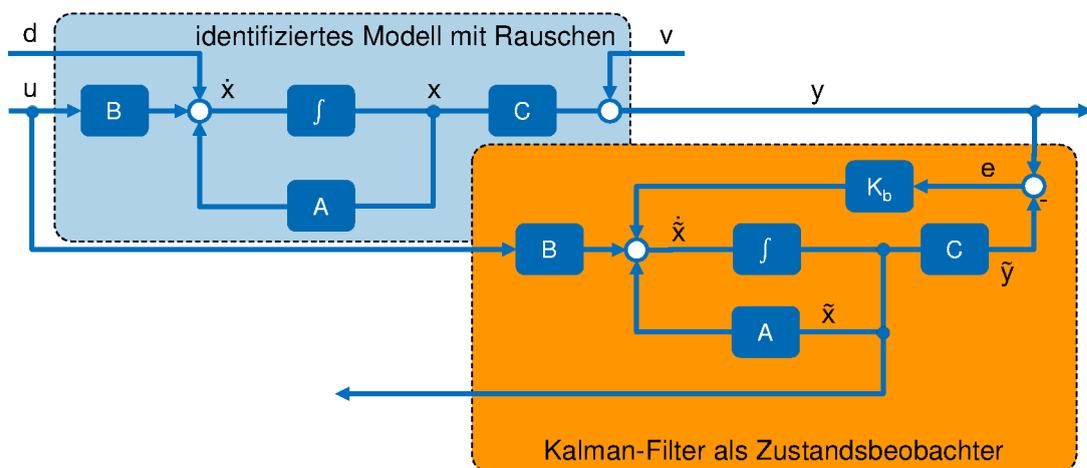


Abbildung 5.3: Verrauschtes System mit Kalman-Filter als Beobachter

Noisy system with Kalman filter as observer

Nach Abbildung 5.3 ergeben sich die Systemgleichungen für ein mit dem Prozessrauschen $d(t)$ sowie dem Messrauschen $v(t)$ überlagertes System nach

$$\dot{x}(t) = \mathbf{A} \cdot x(t) + \mathbf{B} \cdot u(t) + d(t) \quad (5.8)$$

$$y(t) = \mathbf{C} \cdot x(t) + v(t). \quad (5.9)$$

Seien $d(t)$ und $v(t)$ weiterhin mittelwertfreies, weißes Rauschen mit unendlicher Varianz. Vereinfachend wird zusätzlich eine statistische Unabhängigkeit angenommen. Dann bestimmen die Kovarianzmatrizen \mathbf{Q}_b und \mathbf{R}_b die Stärke des Rauschens

$$E \left\{ \left(v(t) \cdot v(t)^T \right)^2 \right\} = \mathbf{Q}_b \quad (5.10)$$

$$E \left\{ \left(d(t) \cdot d(t)^T \right)^2 \right\} = \mathbf{R}_b. \quad (5.11)$$

Der geschätzte Zustandsvektor $\tilde{x}(t)$ als Ausgang des Kalman-Filters ergibt sich aus

$$\dot{\tilde{x}}(t) = \mathbf{A} \cdot \tilde{x}(t) + \mathbf{B} \cdot u(t) + \mathbf{K}_b \cdot (y(t) - \mathbf{C} \cdot \tilde{x}(t)). \quad (5.12)$$

Bei der Wahl der Rückführmatrix \mathbf{K}_b des Kalman-Filters gilt es, den Schätzfehler $e(t)$ zwischen Realität $x(t)$ und Schätzung $\tilde{x}(t)$ in der Form

$$e(t) = x(t) - \tilde{x}(t) \quad (5.13)$$

und der zugehörigen Ableitung $\dot{e}(t)$

$$\dot{e}(t) = \dot{x}(t) - \dot{\tilde{x}}(t) \quad (5.14)$$

möglichst zu minimieren. Die Gl. 5.8, 5.12 und 5.13 ergeben schließlich die Ableitung des Schätzfehlers $\dot{e}(t)$ in Abhängigkeit der Störungen $v(t)$ und $d(t)$

$$\dot{e}(t) = (\mathbf{A} - \mathbf{K}_b \cdot \mathbf{C}) \cdot e(t) + d(t) - \mathbf{K}_b \cdot v(t). \quad (5.15)$$

Für den mittleren quadratischen Schätzfehler gilt nach [LUNZ12b] definitionsgemäß

$$\sum_{i=1}^n E \{ e_i^2 \} = \sum_{i=1}^n \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T e_i^2(t) dt. \quad (5.16)$$

Das Ziel bei der Kalman-Filter-Berechnung ist die Bestimmung einer geeigneten Rückführung \mathbf{K}_b , die den mittleren quadratischen Fehler minimiert:

$$\min_{\mathbf{K}_b} \left[\sum_{i=1}^n E \{ e_i^2 \} \right] = \min_{\mathbf{K}_b} \left[\sum_{i=1}^n \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T e_i^2(t) dt \right]. \quad (5.17)$$

Nach [BRY81] ist die Matrix \mathbf{P}_b die Lösung der Matrix-Ricatti-Gleichung

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{P}_b + \mathbf{P}_b \cdot \mathbf{A}^T - \mathbf{P}_b \cdot \mathbf{C}^T \cdot \mathbf{R}_b^{-1} \cdot \mathbf{C} \cdot \mathbf{P}_b + \mathbf{Q}_b = 0. \quad (5.18)$$

Die Rückführmatrix für das Kalman-Filter ergibt sich schließlich aus

$$\mathbf{K}_b = \mathbf{P}_b \cdot \mathbf{C}^T \cdot \mathbf{R}_b^{-1}. \quad (5.19)$$

Im Ergebnis ist das Kalman-Filter in der Lage, basierend auf einem Modell der Vorschubachse und den verrauschten Messwerten aus dem direkten Positionsmesssystem, zu beliebigen Zeitpunkten den internen Zustandsvektor zu schätzen und für die nachfolgende Zustandsregelung bereitzustellen. Als Stellschrauben bleiben die Kovarianzmatrizen \mathbf{Q}_b und \mathbf{R}_b als Klassifikation für das Rauschen $v(t)$ und $d(t)$, da diese bei realen Prozessen, wie der Regelung einer Vorschubachse, stets nur Annahmen sind.

Zur eigentlichen Schwingungsreduktion muss nun eine geeignete Reglermatrix \mathbf{K}_r nach Gl. 5.4 und 5.5 gefunden werden, die die Regelung der Vorschubachse stabilisiert. Wie bereits erwähnt lässt sich dies prinzipiell mittels Polvorgabe realisieren. Eine optimale Regelung ist demgegenüber in der Lage, die Anforderungen an die Dynamik, Stabilität aber auch der Wirkung auf die Stell- und Regelgrößen optimal aufeinander abzustimmen [ABEL07]. Zur Bestimmung einer optimalen Zustandsrückführung werden die Regelungsanforderungen stattdessen laut [LUNZ12b; ABEL07] mit Hilfe der Güte- oder Kostenfunktion J in Abhängigkeit der Parameter \mathbf{Q} und \mathbf{R} beschrieben:

$$J = \int_0^{\infty} \left(x(t)^T \cdot \mathbf{Q} \cdot x(t) + u(t)^T \cdot \mathbf{R} \cdot u(t) \right) dt. \quad (5.20)$$

Bei \mathbf{Q} und \mathbf{R} handelt es sich um positiv definite Gewichtungsmatrizen¹, weshalb die Summanden im Integral stets positiv sind. \mathbf{Q} gewichtet den Einfluss der Zustandsgrößen $x(t)$, während \mathbf{R} die Wirkung der Stellgrößen $u(t)$, also die Abweichung zwischen Sollwert und Reglerausgang, beeinflusst.

Für ein Reglergesetz nach Gl. 5.5 lässt sich die optimale Rückführmatrix \mathbf{K}_r bestimmen als

$$\mathbf{K}_r = \mathbf{R}^{-1} \cdot \mathbf{B}^T \cdot \mathbf{P}, \quad (5.21)$$

wobei \mathbf{P} die Lösung der Matrix-Ricatti-Gleichung (siehe auch Gl. 5.18) der Form

$$\mathbf{A}^T \cdot \mathbf{P} + \mathbf{P} \cdot \mathbf{A} - \mathbf{P} \cdot \mathbf{B} \cdot \mathbf{R}^{-1} \cdot \mathbf{B}^T \cdot \mathbf{P} + \mathbf{Q} = 0 \quad (5.22)$$

ist [ABEL07].

Da es sich um einen linearen Regler mit quadratischer Optimierungsfunktion J handelt, wird der so berechnete Regler in der Literatur als linear-quadratischer Regler (LQ-Regler) bezeichnet.

¹Eine Matrix \mathbf{A} ist genau dann positiv definit, wenn für einen beliebigen reellen Vektor x das Produkt $x^T \mathbf{A} x$ stets positiv ist [BRON01].

Ähnlich wie beim Kalman-Filter lässt sich das Verhalten durch Anpassen der Werte für Q und R einstellen.

Kombiniert man den LQ-Regler mit einem Kalman-Filter zur Zustandsschätzung, wird von einem linear-quadratischen Gauß-Regler (LQG-Regler) gesprochen [TEWA02].² Das Blockschaltbild des Gesamtsystems bestehend aus Zustandsraummodell für die Vorschubachse, Kalman-Filter zur Zustandsschätzung sowie LQ-Regler zur Zustandsregelung ist in Abbildung 5.4 dargestellt.

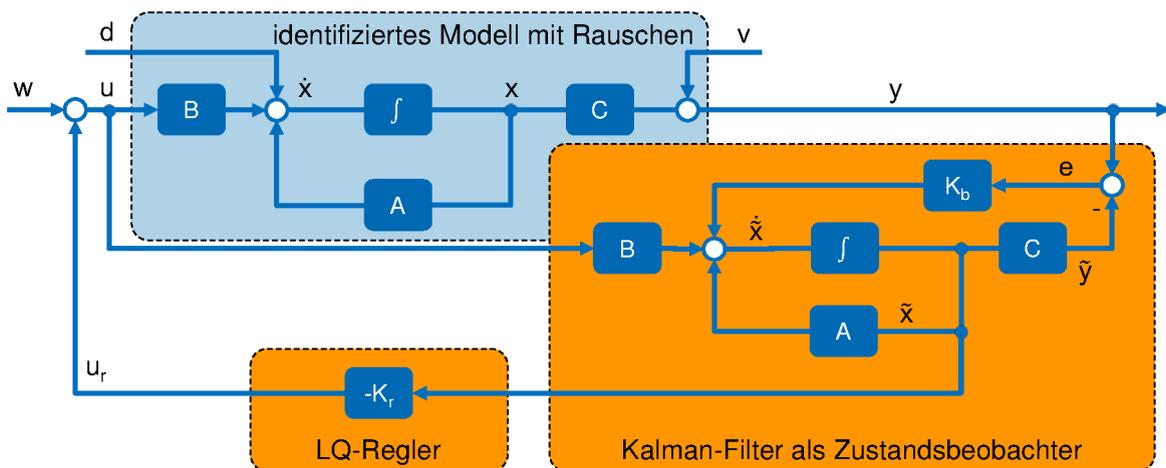


Abbildung 5.4: LQG-Regler als Kombination aus Kalman-Filter und LQ-Regler
LQG controller as combination of Kalman filter and LQ regulator

Im Fall der Vorschubachse vereinfacht sich der Zustandsvektor $x(t)$ auf einen Skalar, der die aktuelle Position widerspiegelt. Dadurch reduzieren sich auch die Gewichtungsmatrizen Q sowie R auf einfache Skalare. Für die Berechnung des LQG-Reglers ist folglich nur noch das Verhältnis zwischen Q und R relevant, weshalb in weiteren Untersuchungen $R = 1$ gesetzt und lediglich Q variiert wird.

Das Berechnungsergebnis für das Übertragungsverhalten der Werkzeugmaschinenvorschubachse basierend auf dem identifizierten Modell mit und ohne LQG-Regler als Lageistwertfilter sowie die Übertragungsfunktion des LQG-Reglers an sich sind in Abbildung 5.5 links dargestellt. Es zeigt sich, dass die Frequenzüberhöhung zwischen 10 und 20 Hz sehr gut gedämpft wird, wodurch der für die Positionierung nutzbare Frequenzbereich signifikant erhöht wird. Interessant ist auch der Frequenzgang des LQG-Reglers an sich, der sich nicht als Bandsperre oder Bandpass klassifizieren lässt.

²Der Ausdruck Gauß-Regler kommt daher, dass es durch das Kalman-Filter möglich ist, weißes, Gauß'sches Rauschen zu minimieren.

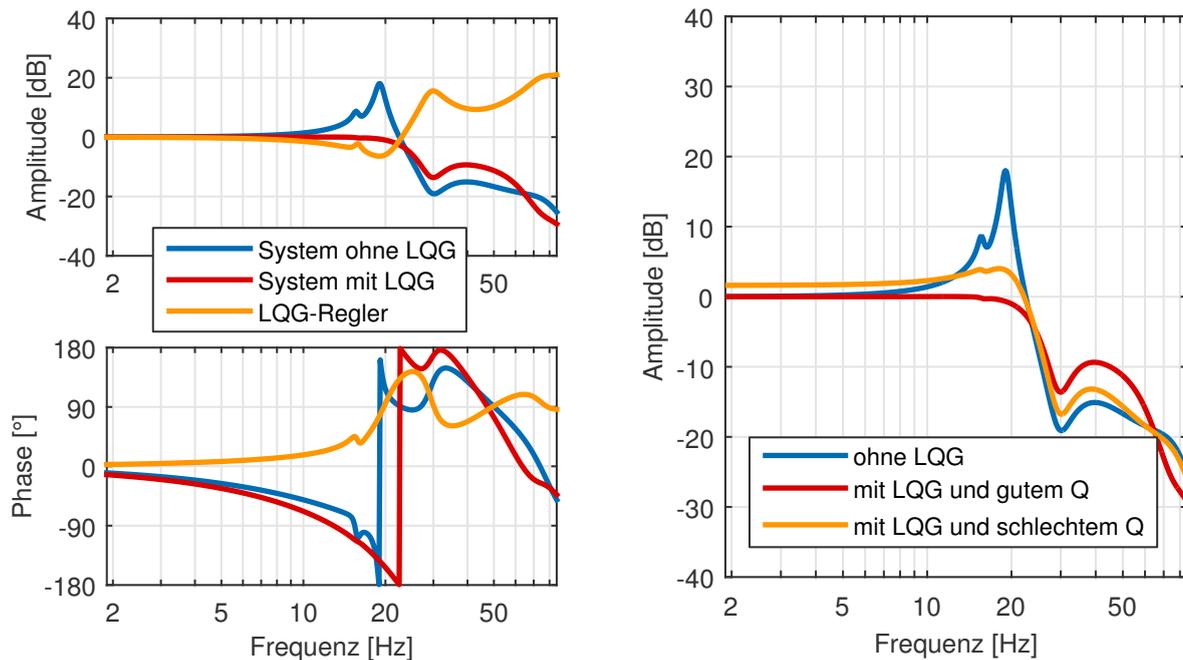


Abbildung 5.5: Links: Simulationsergebnis mit LQG-Regler. Rechts: unterschiedliches Übertragungsverhalten bei guter und schlechter Parametrierung von Q .

Left: simulation of LQG controller. Right: different transfer behavior with good and bad parameterization of Q .

Ein bekannter Nachteil bei Zustandsregelungen ist, dass häufig eine stationäre Abweichung bleibt (d. h. der Gleichanteil ist ungleich eins). Des Weiteren kann eine ungeeignete Vorgabe der Q -Matrix zu einem unerwünschten Übertragungsverhalten führen, wie es in Abbildung 5.5 rechts dargestellt ist. Bei unpassender Vorgabe von Q (gelbe Linie) wird die Frequenzüberhöhung bei 20 Hz nicht ausreichend bedämpft. Darüber hinaus liegt der gesamte niederfrequente Bereich oberhalb der 0-dB-Linie und ist damit für die Lageregelung nicht geeignet. Da auch der Gleichanteil größer als 0 dB ist, wird das System selbst im eingeschwungenen Zustand nie die Sollposition erreichen, sondern es wird stets ein signifikanter Schleppfehler vorhanden sein.

Aus diesem Grund wird für die Bestimmung eines geeigneten LQG-Reglers iterativ die Vorgabe für Q solange angepasst, bis ein optimales Q gefunden ist, welches schließlich zu einem Frequenzgang nahe der 0-dB-Linie ohne Überschwingen führt [BREC13a]. Es hat sich gezeigt, dass je nach Ausgangsfrequenzgang gelegentlich ein minimaler statischer Fehler mit LQG-Regler bestehen bleibt. Dies lässt sich mit einem Vorfaktor vor dem LQG-Regler beheben, der gerade dem Kehrwert des Gleichanteils entspricht und den gesamten Frequenzgang in der Höhe verschiebt, sodass ein Wert von 0 dB bei der Frequenz $f = 0$ Hz garantiert wird. Da die notwendige vertikale Verschiebung üblicherweise gering ist, ist auch die dadurch entstehende Abweichung bei höheren Frequenzen – etwa der Resonanzfrequenz – vernachlässigbar.

Grundsätzlich hat das Hinzufügen eines Elements in die Regelung nicht nur einen schwingungsreduzierenden Einfluss auf den Lageregelkreis. Durch die unvermeidliche Signallaufzeit im eingefügten Block ergibt sich auch eine leichte Zeitverzögerung. Im Werkzeugmaschinenachsverbund lässt sich dies wiederum mit der Reduzierung des K_v -Faktors kompensieren [GROS06a]. Dies bedeutet, dass durch die Verwendung des LQG-Reglers in einer Achse, bei den anderen, ungedämpften Achsen ebenfalls ein höherer K_v eingestellt werden kann, der jedoch etwas niedrigerer ist als der der gedämpften Achse. Dies ist notwendig, um beim Kreisformtest Kreise statt Ellipsen zu erhalten. Genauere Untersuchungen dazu folgen in Abschnitt 7.1.3.

Zu berücksichtigen ist des Weiteren die Systemordnung des LQG-Reglers, die der des identifizierten Modells entspricht (vgl. Abbildung 4.12). Je genauer die Identifikation aufgrund einer höheren Systemordnung ausfällt, desto höher wird auch die Ordnung des berechneten LQG-Reglers. Mit höheren Ordnungen steigt allerdings der Rechenaufwand sowie das Risiko numerischer Fehler und Quantisierungsrauschen bei der Filterung im Rechner, was nachteilig für die Systemstabilität ist [CHEN10].

Um diesen möglichen Nachteil zu vermeiden, wird nachfolgend eine Vereinfachung vorgestellt, die die Systemordnung der Schwingungsdämpfung wesentlich reduziert.

5.4 Vereinfachung zum Biquadfilter

Simplification as a Biquad Filter

Bei genauerer Betrachtung der Übertragungsfunktion des LQG-Reglers in Abbildung 5.5 links lässt sich eine Ähnlichkeit zu einem sog. Biquadfilter erkennen [TIET09]. Das Biquadfilter ist die Kombination eines Hoch- und Tiefpassfilters jeweils zweiter Ordnung, wodurch ein System mit der Gesamtordnung vier entsteht, die damit wesentlich niedriger ist, als die Systemordnung des in Folge eines identifizierten Modells berechneten LQG-Reglers aus dem vorherigen Abschnitt. Wie bei einem Bandpassfilter liegt die Eigenfrequenz des Hochpassfilters unter der des Tiefpassfilters. Der Unterschied liegt jedoch darin, dass bewusst eine geringe Dämpfung eingestellt wird um den speziellen Frequenzgang zu erhalten. Abbildung 5.6 zeigt das Betragsspektrum eines Biquadfilters zusammen mit den zugrunde liegenden Hoch- und Tiefpassfiltern.

Die Übertragungsfunktion G_{BQ} des Biquads ergibt sich demnach aus dem Produkt der Übertragungsfunktionen eines Hochpassfilters G_{HP} und eines Tiefpassfilters G_{TP} als

$$\begin{aligned}
 G_{BQ} = G_{HP} \cdot G_{TP} &= \left(\frac{s^2 + 2d_1\omega_1 \cdot s + \omega_1^2}{\omega_1^2} \right) \cdot \left(\frac{\omega_2^2}{s^2 + 2d_2\omega_2 \cdot s + \omega_2^2} \right) \\
 &= \frac{\frac{1}{\omega_1^2} s^2 + \frac{2d_1}{\omega_1} s + 1}{\frac{1}{\omega_2^2} s^2 + \frac{2d_2}{\omega_2} s + 1} \quad (5.23)
 \end{aligned}$$

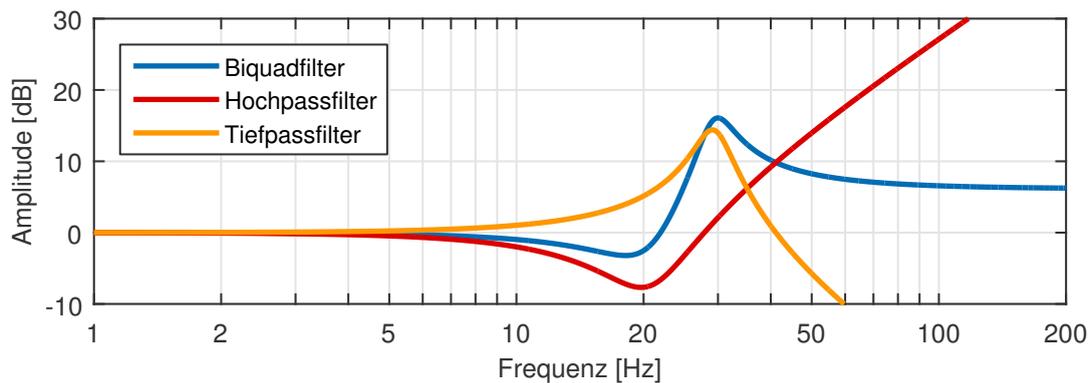


Abbildung 5.6: Biquadfilter als Kombination aus Hoch- und Tiefpassfilter
Biquad filter as a combination of high and low pass filter

mit $\omega_1 = 2\pi \cdot f_1$ und $\omega_2 = 2\pi \cdot f_2$ und

d_1 : Dämpfung des Hochpassfilters

f_1 : Eigenfrequenz des Hochpassfilters

d_2 : Dämpfung des Tiefpassfilters

f_2 : Eigenfrequenz des Tiefpassfilters.

Das Biquadfilter ist demnach über die vier Parameter d_1 , f_1 , d_2 und f_2 eindeutig beschrieben [BREC13a]. Für ein Biquadfilter in der benötigten Form gilt $f_1 < f_2$. Die Dämpfung beider beteiligter Filter ist zudem stets kleiner als $1/\sqrt{2}$, um sowohl die Biegung unterhalb als auch oberhalb der 0-dB-Linie des LQG-Reglers abbilden zu können.

Gegenüber dem LQG-Regler hat der Biquad den Vorteil, dass er das statische Übertragungsverhalten dank eines Gleichanteils von eins garantiert nicht beeinflusst:

$$\lim_{\omega \rightarrow 0} G_{\text{BQ}}(j\omega) = \lim_{\omega \rightarrow 0} \left(\frac{\frac{1}{\omega_1^2}(j\omega)^2 + \frac{2d_1}{\omega_1}(j\omega) + 1}{\frac{1}{\omega_2^2}(j\omega)^2 + \frac{2d_2}{\omega_2}(j\omega) + 1} \right) = 1. \quad (5.24)$$

Ebenfalls ist sichergestellt, dass die Amplitude bei hohen Frequenzen nicht zu sehr ansteigt – und damit womöglich höherfrequentes Rauschen verstärkt – da der Grenzwert nach Gl. 5.25 gegen das Quadrat des Verhältnisses der Eigenfrequenzen der zugrunde liegenden Hoch- und Tiefpassfilter strebt.

$$\lim_{\omega \rightarrow \infty} G_{\text{BQ}}(j\omega) = \lim_{\omega \rightarrow \infty} \left(\frac{\frac{1}{\omega_1^2}(j\omega)^2 + \frac{2d_1}{\omega_1}(j\omega) + 1}{\frac{1}{\omega_2^2}(j\omega)^2 + \frac{2d_2}{\omega_2}(j\omega) + 1} \right) = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 = \left(\frac{f_2}{f_1} \right)^2 \quad (5.25)$$

Das zugehörige Biquadfilter für einen für die x-Achse der Maschine nach Abschnitt 5.3 berechneten LQG-Regler ist in Abbildung 5.7 im Frequenzbereich dargestellt. Bis 40 Hz wird das Übertragungsverhalten des LQG-Reglers sehr gut durch den Biquad abgebildet. Lediglich die kleine Überhöhung bei 16 Hz im LQG-Regler kann das Biquadfilter nicht wiedergeben. Oberhalb von 40 Hz besitzt der LQG-Regler einen komplexeren Verlauf, der jedoch für die eigentliche Schwingungsdämpfung in der Werkzeugmaschine nicht von Bedeutung ist. Darüber hinaus wirken die mechanischen Komponenten der Maschine wie ein nachgeschaltetes Tiefpassfilter, da sie nicht beliebig schnell durch den Antriebsmotor bewegt werden können. Der flachere Amplitudengang beim Biquad sorgt zudem dafür, dass das Rauschen im Positionsmesssystem bei höheren Frequenzen nicht verstärkt wird.

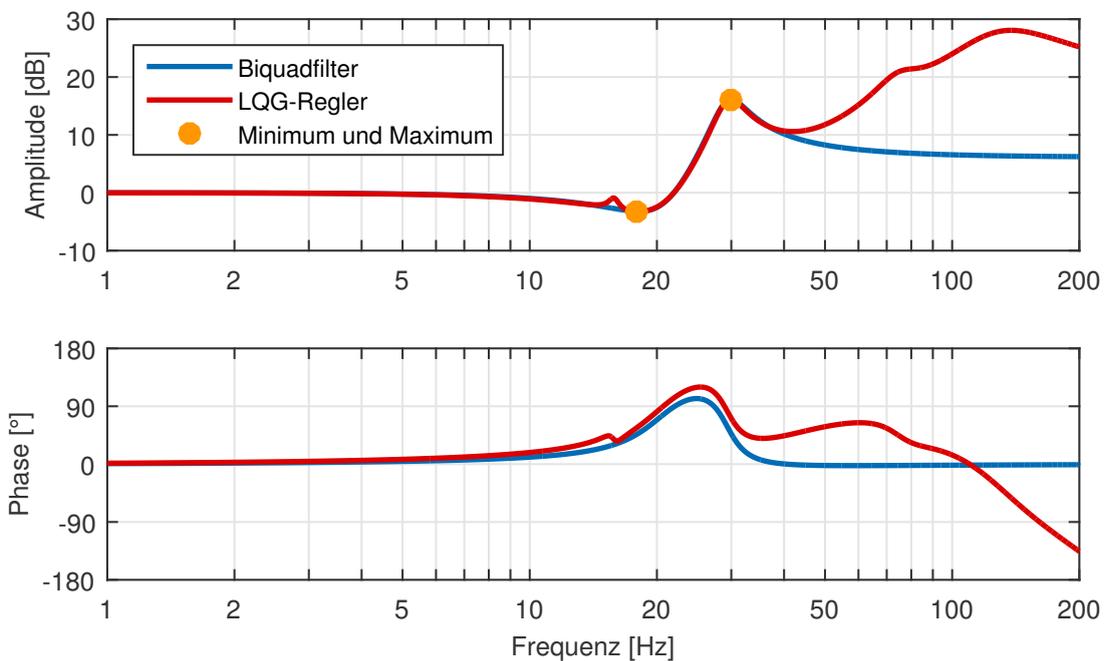


Abbildung 5.7: Biquadfilter als Annäherung an den LQG-Regler

Biquad filter as an approximation of the LQG controller

Für den Phasengang in Abbildung 5.7 gelten ähnliche Aussagen wie für das Amplitudenspektrum, wobei der Biquad dem LQG-Regler bis ca. 30 Hz sehr gut folgt und darüber hinaus der komplexe Phasengang des LQG-Reglers stark vereinfacht wird.

Zur Bestimmung der Parameter eines Biquadfilters, welches dem Verlauf eines zuvor berechneten LQG-Reglers entspricht, wird davon ausgegangen, dass die Übertragungsfunktionen im niederen Frequenzbereich bei 0 dB liegen. Die erste Abweichung nach unten wird beim Biquad durch das Hochpassfilter bestimmt, woraufhin der Amplitudengang solange ansteigt, bis die Tiefpasswirkung des Tiefpassfilters einsetzt. Der Betragsverlauf besitzt demnach ein Minimum und ein Maximum.

Ebenso enthält der LQG-Regler im relevanten Frequenzbereich ein Minimum und ein (lokales) Maximum.

Zur Anpassung des Biquadfilters an die Übertragungsfunktion eines vorgegebenen LQG-Reglers werden zunächst das Minimum und Maximum (vgl. Punkte in Abbildung 5.7) in Abhängigkeit der Biquad-Parameter bestimmt. Betrachtet wird das Quadrat des Amplitudengangs des Biquadfilters nach

$$F(\omega) = \frac{B(\omega)}{A(\omega)} = |G_{\text{BQ}}(\omega)|^2 = \frac{1 - \frac{2\omega^2}{\omega_1^2} + \frac{\omega^4}{\omega_1^4} + \frac{4d_1^2\omega^2}{\omega_1^2}}{1 - \frac{2\omega^2}{\omega_2^2} + \frac{\omega^4}{\omega_2^4} + \frac{4d_2^2\omega^2}{\omega_2^2}} = \frac{1 + \left(\frac{4d_1^2}{\omega_1^2} - \frac{2}{\omega_1^2}\right)\omega^2 + \frac{\omega^4}{\omega_1^4}}{1 + \left(\frac{4d_2^2}{\omega_2^2} - \frac{2}{\omega_2^2}\right)\omega^2 + \frac{\omega^4}{\omega_2^4}} \quad (5.26)$$

$$= \frac{1 + B_1\omega^2 + B_2\omega^4}{1 + A_1\omega^2 + A_2\omega^4} \quad (5.27)$$

mit den Abkürzungen

$$B_1 = \left(\frac{4d_1^2}{\omega_1^2} - \frac{2}{\omega_1^2}\right), \quad B_2 = \frac{1}{\omega_1^4} \quad \text{und}$$

$$A_1 = \left(\frac{4d_2^2}{\omega_2^2} - \frac{2}{\omega_2^2}\right), \quad A_2 = \frac{1}{\omega_2^4}.$$

Für die Bestimmung der Extrema wird die erste Ableitung $F'(\omega)$

$$F'(\omega) = \frac{B'(\omega)A(\omega) - A'(\omega)B(\omega)}{(A(\omega))^2} \quad (5.28)$$

$$= \frac{(2A_1B_2 - 2A_2B_1)\omega^5 + (4B_2 - 4A_2)\omega^3 + (2B_1 - 2A_1)\omega}{(A(\omega))^2} \quad (5.29)$$

mit Null gleichgesetzt. Da $(A(\omega))^2$ stets größer als Null ist, vereinfacht sich dies zu

$$(2A_1B_2 - 2A_2B_1)\omega^5 + (4B_2 - 4A_2)\omega^3 + (2B_1 - 2A_1)\omega \stackrel{!}{=} 0. \quad (5.30)$$

Für $\omega > 0$ gilt weiterhin

$$(2A_1B_2 - 2A_2B_1)\omega^4 + (4B_2 - 4A_2)\omega^2 + (2B_1 - 2A_1) \stackrel{!}{=} 0. \quad (5.31)$$

Dies lässt sich nach [BRON01] mit Hilfe der allgemeinen Lösung für quadratische Gleichungen vom Typ $ax^2 + bx + c = 0$ nach

$$x_{1|2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (5.32)$$

mit $a = (2A_1B_2 - 2A_2B_1)$, $b = (4B_2 - 4A_2)$ und $c = (2B_1 - 2A_1)$ sowie $x = \omega^2$ lösen:

$$\omega_{\min|\max}^2 = \frac{-(4B_2 - 4A_2) \pm \sqrt{(4B_2 - 4A_2)^2 - 4(2A_1B_2 - 2A_2B_1)(2B_1 - 2A_1)}}{2(2A_1B_2 - 2A_2B_1)}. \quad (5.33)$$

Die zugehörigen Amplitudenwerte ergeben sich schließlich durch Einsetzen von ω_{\min} und ω_{\max} in Gl. 5.26.

Aufwändiger ist die Gegenrichtung, also die Bestimmung der Parameter d_1 , f_1 , d_2 und f_2 des Biquadfilters in Abhängigkeit des durch den LQG-Regler vorgegebenen Minimums und Maximums. Dazu muss ein nichtlineares Gleichungssystem gelöst werden, wozu im Rahmen dieser Arbeit ein iteratives, numerisches Verfahren herangezogen wird.

Prinzipiell wird dazu der Abstand L_{\min} zwischen den Minima des LQG-Reglers und eines beliebigen Biquadfilters sowie der Abstand L_{\max} zwischen beiden Maxima als Funktion der vier Biquad-Parameter bestimmt. Der Mittelwert aus beiden, L_{mittel} , dient als Gütemaß der Anpassung beider Kurven. Bei minimalem L_{mittel} ist das Biquadfilter schließlich optimal an den LQG-Regler angepasst.

Iterativ werden nun die Biquad-Parameter variiert, zu jedem berechneten Filter das Minimum und Maximum nach Gl. 5.26 und 5.33 berechnet und mit den Extrema des zugrunde liegenden LQG-Reglers verglichen.

Aufgrund der Unabhängigkeit der Biquad-Parameter untereinander ist es zielführend, mit einem Ausgangsparametersatz zu starten und zunächst nur einen Parameter (etwa f_1) zu variieren. Der Wert, bei dem die Abweichung L_{mittel} minimal wird, wird festgehalten. Im nächsten Schritt wird ein anderer Parameter (bspw. d_1) iteriert, während die anderen Werte konstant gehalten werden. Auch hier wird wieder der Wert festgehalten, bei dem L_{mittel} minimal ist. Wiederholt man dies für die restlichen Parameter (also etwa f_2 und d_2), so erhält man schließlich die Parameterkombination für ein Biquadfilter, welches einen Übertragungsfrequenzgang besitzt, der dem des LQG-Reglers am nächsten kommt.

5.5 Positionsabhängige Regelung

Position Dependent Control

Wie in Abschnitt 4.1 beschrieben, ändert sich das Übertragungsverhalten der Maschine in Abhängigkeit verschiedener Parameter, wobei insbesondere die Position einen großen Einfluss auf den Frequenzgang hat. Üblicherweise wird eine Regelung so ausgelegt, dass sie auch an der kritischsten Position noch ausreichend gut funktioniert, wodurch allerdings an weniger kritischen

Positionen etwas an Dynamik eingebüßt wird [GROS06a; GROS06b]. Wird die Regelung hingegen um eine positionsabhängige Komponente erweitert, ließe sich das bestmögliche Regelungsergebnis im gesamten Arbeitsraum und somit eine weitere Verbesserung des dynamischen Verhaltens der Maschine erreichen.

Eine Möglichkeit ist es, die zunächst an diskreten Positionen bestimmten Reglerübertragungsfunktionen zu interpolieren, um eine quasi-kontinuierliche Anpassung der Schwingungsdämpfung zu erhalten. In Simulationen hat sich jedoch herausgestellt, dass eine während des Betriebs lineare Interpolation der Filterparameter (also der Koeffizienten b_i und a_i beim LQG-Regler sowie der d_i und f_i beim Biquad) nicht zielführend ist. Dies liegt daran, dass bereits eine Abweichung der Reglerparameter ab der fünften Nachkommastelle einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die Systemstabilität und das Reglergebnis hat. Eine Interpolation sorgt für größere Unterschiede in den Parametern und ist somit für die Werkzeugmaschinenregelung nicht geeignet.

Statt der kontinuierlichen Anpassung der Reglerparameter, bietet sich das sog. Gain-Scheduling an. Es basiert auf der Idee, ein nichtlineares System an verschiedenen Betriebspunkten zu linearisieren und wird ausführlich in [LEIT00] sowie [RUGH00] beschrieben.

Für Werkzeugmaschinen eignet sich nach Abschnitt 4.1 eine Aufteilung des Arbeitsraums in mehrere Abschnitte [BREC17]. Da das Übertragungsverhalten der x-Achse bei der Versuchsmaschine nahezu unabhängig von der z-Achse ist, wird lediglich die x-y-Ebene in gleich große Rechtecke unterteilt (vgl. Abbildung 5.8). Für jedes Segment wird vereinfachend angenommen, dass das Übertragungsverhalten innerhalb dieser Grenzen annähernd gleich bleibt. An den Bereichsmittelpunkten wird daraufhin der Führungsfrequenzgang gemessen, eine Übertragungsfunktion identifiziert und ein Lageistwertfilter nach Abschnitt 5.3 bzw. 5.4 berechnet, welches die Schwingungen im Lageregelkreis gut dämpft.

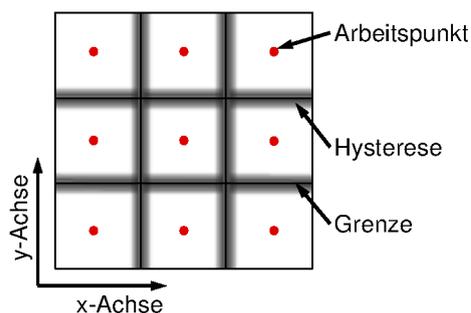


Abbildung 5.8: Beispielhafte Arbeitsraumaufteilung für Gain-Scheduling nach [BREC17]

Exemplary workspace segmentation for gain scheduling

Bei Verfahrbewegungen der Maschine wird bei einem Wechsel zwischen zwei Bereichen auch das Lageistwertfilter der Regelung umgeschaltet. Um bei kurzen Bewegungen in der Umgebung einer Bereichskante häufige Filterwechsel zu vermeiden, wird eine Hystereseurve zwischengeschaltet. Dies bedeutet, dass nicht allein aufgrund der absoluten Position, sondern auch in Abhängigkeit des bisherigen Verlaufes zwischen den Filtern umgeschaltet wird.

Die Größe eines Segments – und damit die Anzahl der verschiedenen Lageistwertfilter – ist davon abhängig, wie stark sich das Übertragungsverhalten der Maschine über die Position ändert. Bei der Versuchsmaschine werden sowohl die x- als auch die y-Achse in sieben gleich große Strecken aufgeteilt, was einer Anzahl von 49 zu berechnenden Filtern entspricht. Der Aufwand zur Erstellung der Filtermatrix hält sich in Grenzen. Die Messung des Führungsverhaltens einer Position dauert an der Maschine nur wenige Sekunden. Die anschließende Filterberechnung am Rechner nimmt ebenfalls nicht mehr als 30–60 s pro Position in Anspruch. Insgesamt ist somit ein einmaliger Arbeitsaufwand von 45–90 min für die LQG-Regler- bzw. Biquadfiltererstellung für das Gain-Scheduling einzuplanen.

Gleichzeitig bedeutet dies jedoch, dass die Filterberechnung nicht echtzeitfähig ist und somit auf vorberechnete Filter zurückgegriffen werden muss. Während sich die Systemidentifikation nach [ISER10; SRIP87] mittels RLS-Algorithmus (*recursive least squares*) noch in jedem Abtastschritt durchführen lässt, ist für die Berechnung des LQG-Reglers mehr Zeit notwendig. Hinzu kommt, dass, wie im vorherigen Abschnitt beschrieben, die vorzugebende Matrix Q iterativ bestimmt werden muss, um einen geeigneten Übertragungsfrequenzgang zu erhalten, der allen Anforderungen an den Gleichanteil und die Dynamik gerecht wird. Die anschließende Berechnung der Parameter für ein dem LQG-Regler entsprechendes Biquadfilter hingegen ist weniger rechenintensiv.

5.6 Zwischenfazit

Intermediate Summary

In diesem Kapitel wurden mit dem LQG-Regler und dem darauf aufbauenden Biquadfilter zwei Varianten entworfen, um das Schwingungsverhalten einer Werkzeugmaschinenvorschubachse zu verbessern. Die Berechnungs- bzw. Simulationsergebnisse sind vielversprechend. Mit Hilfe des Gain-Schedulings zur Berücksichtigung der Positionsabhängigkeit ist ein verbessertes Übertragungsverhalten im gesamten Arbeitsraum der Maschine zu erwarten.

In den in Kapitel 7 folgenden Versuchen an der Maschine wird das Verhalten der Regler im ein- und mehrachsigen Betrieb genauer untersucht, um die Leistungsfähigkeit der Schwingungsdämpfung am realen Objekt besser bewerten zu können.

6 Schwingungsdämpfung für Elektrofahrzeuge

Oscillation Damping for Electric Vehicles

Nachdem im vorherigen Kapitel Maßnahmen zur Schwingungsdämpfung für Werkzeugmaschinen vorgestellt wurden, sollen in diesem Abschnitt die niederfrequenten Schwingungen im elektrischem Antriebsstrang eines Fahrzeugs regelungstechnisch reduziert werden. Hierzu werden zunächst bestehende sowie in dieser Arbeit entwickelte Varianten aus dem Werkzeugmaschinenumfeld auf ihre Eignung zur Schwingungsdämpfung im Fahrzeug untersucht und angepasst. Darüber hinaus wird eine weitere Möglichkeit zur Schwingungsreduktion vorgestellt: die Regelung der Differenzdrehzahl zwischen An- und Abtrieb, die eine Weiterentwicklung der gewichteten Verwendung zweier Messsysteme bei Werkzeugmaschinen darstellt (vgl. Abschnitt 2.2.2).

6.1 Übertragung von WZM-Konzepten auf Elektrofahrzeuge

Transfer of Machine Tool Concepts to Electric Vehicles

6.1.1 Soll- und Istwertfilter

Set Point and Current Value Filters

Bei Werkzeugmaschinen kommt zur Schwingungsreduktion gelegentlich eine Glättung des Sollwerts (bspw. in Form eines gleitenden Mittelwertfilters als Ruckfilter, vgl. Kapitel 2) zum Einsatz. Nachteilig ist hierbei der negative Einfluss auf die Dynamik. Wenn der Fahrer etwa für einen Überholvorgang kurzzeitig eine hohe Beschleunigung benötigt, sollte er diese aus Sicherheitsgründen wegen entgegenkommenden Verkehrs auch bekommen. Eine Glättung bzw. Tiefpassfilterung des Fahrerwunschkraftmoments würde hingegen den gesamten Antrieb träger werden lassen.

Alternativ lassen sich auch Bandsperrfilter als Sollwertfilter einsetzen. Diese haben den Vorteil, dass der Grad der Dynamikreduktion je nach Breite und Lage des Sperrbandes überschaubar ist. Des Weiteren ist die Auslegung des Bandsperrfilters relativ einfach und bedarf lediglich der Kenntnis der Resonanzfrequenz des Antriebsstrangs. Die Filterordnung ist daraufhin an die Steilheit der Überhöhung anzupassen. Lediglich die Wahl der Breite des Filters kann zu Problemen führen. Ist diese

zu groß, reduziert sie ähnlich wie ein Tiefpassfilter die Systemdynamik, bei zu schmalen Werten kann bei leichten Frequenzverschiebungen der Resonanzfrequenz – etwa bedingt durch äußere Einflüsse auf den Antriebsstrang – keine ausreichende Dämpfungswirkung mehr garantiert werden. Nachteilig ist allerdings, dass mangels Messsignalrückführung lediglich das Führungsverhalten beeinflusst werden kann. Störungen im Prozess, die erst nach der Sollwertberechnung entstehen – etwa durch Rauschen oder sonstige externe Einflüsse – können mit einem Sollwertfilter nicht reduziert werden.

Istwertfilter kommen bei Werkzeugmaschinen bisher hauptsächlich in den unterlagerten Regelkreisen zum Einsatz. Siemens verwendet etwa für sein Advanced Position Control (APC) Bandpassfilter in der Drehzahlrückführung (vgl. Abbildung 2.12). Auf das Fahrzeug bezogen bietet es sich an, ebenfalls das Drehzahlbandpassgefiltert zurückzuführen, da dieses die Information über die Schwingung enthält. Mangels Drehzahlregelkreis im Fahrzeug lässt sich der Regelkreis stattdessen mit einem (einheitenbehafteten) Filterverstärkungsfaktor K zum Sollmoment schließen (siehe Abbildung 6.1 oben links). Entgegen der in Abschnitt 5.2 beschriebenen Verwendung einer Bandsperre in der Lagerückführung, entstehen in Abbildung 6.1 bei dem Bandpass und dem Frequenzverlauf des Antriebsstrangs (vgl. Abbildung 4.26) keine zusätzlichen ungewollten Frequenzüberhöhungen. Stattdessen ist das Bandpassfilter in der Simulation in der Lage, die Frequenzüberhöhung bei 6,5 Hz gut zu dämpfen. Dies liegt auch daran, dass die Übertragungsfunktion des Antriebsstrangs einen anderen Verlauf aufweist als die zu einem PT₂-System vereinfachte Werkzeugmaschine (vgl. Abbildung 2.4). Zusammen mit der rückgeführten bandpassgefilterten Drehzahl ergibt sich dann der gedämpfte Gesamtübertragungsfrequenzgang. Wichtig ist hier natürlich – wie beim Sollwertfilter – dass die Mittenfrequenz, Güte, Ordnung und Verstärkung des Filters zu der zu dämpfenden Schwingung passen, um eine gute Dämpfung zu erreichen.

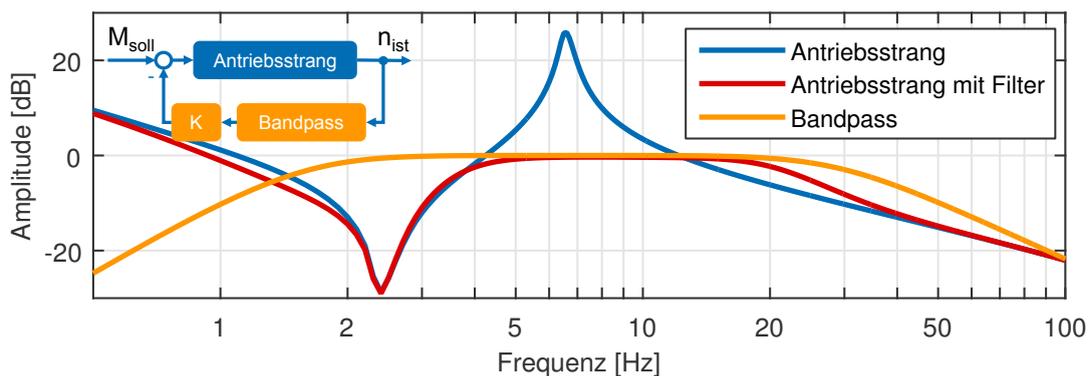


Abbildung 6.1: Regelung mit bandpassgefilterter Drehzahlrückführung

Control with band filtered speed feedback

6.1.2 Optimalregler

Optimal Control

Auch für Fahrzeuge mit elektrischem Antriebsstrang ist der LQG-Regler aus Abschnitt 5.3 zur Dämpfung der niederfrequenten Schwingung prinzipiell geeignet. Benötigt wird ein Zustandsraummodell des Antriebsstrangs, welches in Matlab/Simulink aus dem Simulationsmodell in Abbildung 4.24 erstellt werden kann. Dazu bedient sich das Matlab *Linear Analysis* Werkzeug verschiedener Identifikationsalgorithmen nach [LEVY59; DENN87].

Die Algorithmen basieren im Wesentlichen darauf, zu analysieren, wie sich eine breitbandige Systemanregung (etwa weißes Rauschen als Fahrerwunschmoment) am Systemausgang (also der Antriebs- bzw. Raddrehzahl) auswirkt. Das Modell lässt sich schließlich zu einem Zweimasenschwinger (entsprechend Gl. 2.5) mit dem aus Abbildung 4.26 bekannten Frequenzgang reduzieren.

Bei der Werkzeugmaschine ist das Ziel der Regelung, die Regelgröße (Istposition) möglichst an die Führungsgröße (Sollposition) anzugleichen. Im Unterschied dazu handelt es sich beim Fahrzeug bei der Regelgröße um die Antriebsdrehzahl und bei der Führungsgröße um das Fahrerwunschmoment. Der zeitliche Verlauf beider Größen muss sich demnach unterscheiden, wobei die Drehzahl nach Gl. 2.16 proportional zum Integral des Moments ist. Wird der LQG-Regler genauso berechnet wie für Werkzeugmaschinen, ergibt sich der Verlauf nach Abbildung 6.2. Bis auf einen konstanten Faktor entspricht die Drehzahl nahezu dem Verlauf des Antriebsmoments. Das bedeutet, dass der LQG-Regler in der Drehzahlrückführung die Ist-drehzahl an das Sollmoment – statt an dessen Integral – anpasst. Allerdings zeigt der Drehzahlverlauf mit LQG-Regler auch, dass dieser in der Lage ist, die niederfrequente Schwingung zu dämpfen.

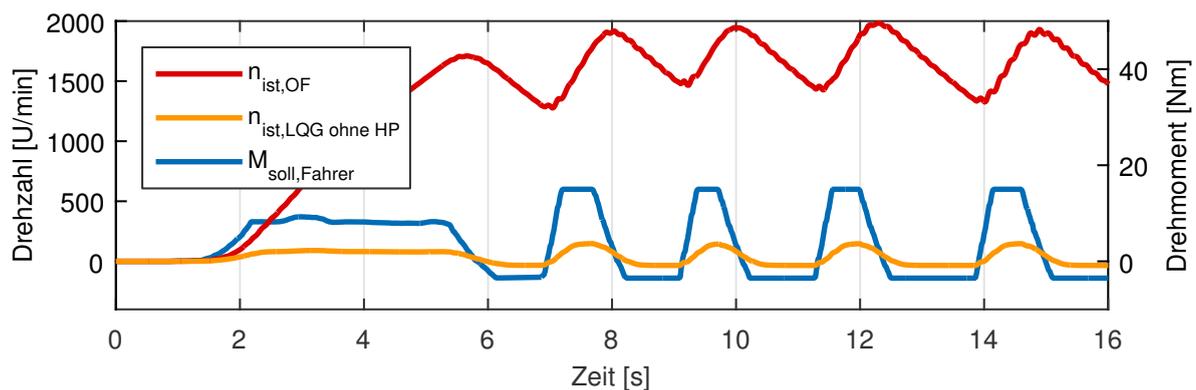


Abbildung 6.2: Simulation des Fahrzyklus ohne und mit LQG-Regler

Simulation of drive cycle without and with LQG controller

Um mit dem LQG-Regler lediglich die Schwingungen zu dämpfen, nicht jedoch das prinzipielle Übertragungsverhalten des Antriebsstrangs zu ändern, bietet sich der Einsatz eines Hochpassfilters mit niedriger Grenzfrequenz (hier ca. 2 Hz) an, der hinter den LQG-Regler im Rückführungszweig der Drehzahl geschaltet wird (siehe Abbildung 6.3 links unten). Dadurch wird nur noch der für die unerwünschte Schwingung verantwortliche Frequenzbereich beeinflusst, da durch das Hochpassfilter lediglich Anteile oberhalb von 2 Hz vom Sollmoment subtrahiert¹ werden. Für die Sicherstellung des gewollten integrierenden Übertragungsverhaltens ist es demnach ausreichend, den Frequenzbereich der Drehzahl von 0–2 Hz von der Rückführung – und damit der Verrechnung mit dem Sollmoment – auszuschließen.

Das Simulationsergebnis für den bereits bekannten Fahrzyklus mit LQG-Regler und nachgeschaltetem Hochpassfilter² ist in Abbildung 6.3 dargestellt. Die Schwingung im Drehzahlsignal wird sehr stark reduziert und ist kaum mehr sichtbar. Ein großer Nachteil ist jedoch die relativ starke Zeitverzögerung durch den LQG-Regler von ca. 0,2 s, was für den Fahrer im Fahrzeug nicht hinnehmbar ist.

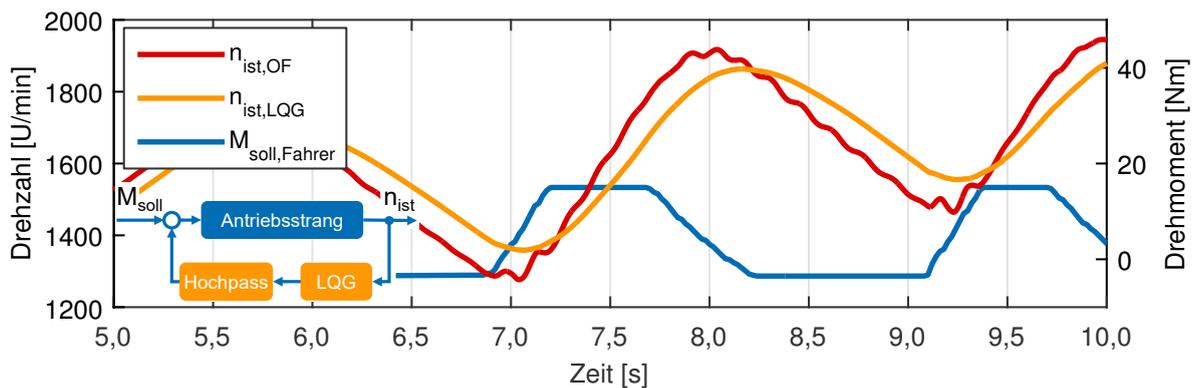


Abbildung 6.3: Ausschnitt aus der Simulation des Fahrzyklus ohne (OF) und mit LQG-Regler (inkl. Hochpassfilter)

Extract of a simulation of the drive cycle without (OF) and with LQG controller (incl. high pass filter)

Als Stellschraube besitzt der LQG-Regler nach Gl. 5.20 die Vorgabe der Matrizen \mathbf{Q} und \mathbf{R} , wobei letztere wie bei der Werkzeugmaschine vereinfachend stets gleich eins gesetzt wird. In Abbildung 6.4 sind oben die berechneten Übertragungsfunktionen für den Antriebsstrang inklusive LQG-Regler (und Hochpassfilter) mit Vorgaben für \mathbf{Q} im Bereich von 1–25 dargestellt. Je kleiner das \mathbf{Q} , desto dynamischer wird das Gesamtsystem. Bei einem \mathbf{Q} von 1 bleibt eine leichte Überhöhung von 2 dB bei 4 Hz bestehen, die bei steigendem \mathbf{Q} in einer sinkenden Frequenz und

¹ Es erfolgt zwar eine Addition im Knotenpunkt, jedoch werden im LQG-Regler die vom Kalman-Filter berechneten Zustände mit einer negativen Rückführmatrix \mathbf{K}_r verrechnet.

² Im Folgenden impliziert zur vereinfachten Schreibweise beim Fahrzeug die Erwähnung des LQG-Reglers automatisch das nachgeschaltete Hochpassfilter.

Amplitude resultiert und unter die 0-dB-Linie fällt. Im unteren Teil der Grafik 6.4 ist der gleiche Ausschnitt aus dem simulierten Fahrzyklus wie in Abbildung 6.3 dargestellt für die jeweils berechneten LQG-Regler. Die Ergebnisse im Zeitbereich passen zu denen aus dem Frequenzbereich. Je größer Q , desto träger reagiert das Fahrzeug. Bei $Q = 1$ bleibt lediglich eine zu vernachlässigende Zeitverzögerung von 0,03 s bestehen. Allerdings geht dies einher mit einer leichten Welligkeit beim Wechsel vom Verzögern zum Beschleunigen (bei 7 und 9,2 s), was wiederum an der bereits oben erwähnten Überhöhung im Frequenzbereich liegt. Einen guten Kompromiss aus geeigneter Dynamik und keinem Überschwingen liefert die LQG-Variante mit $Q = 10$.

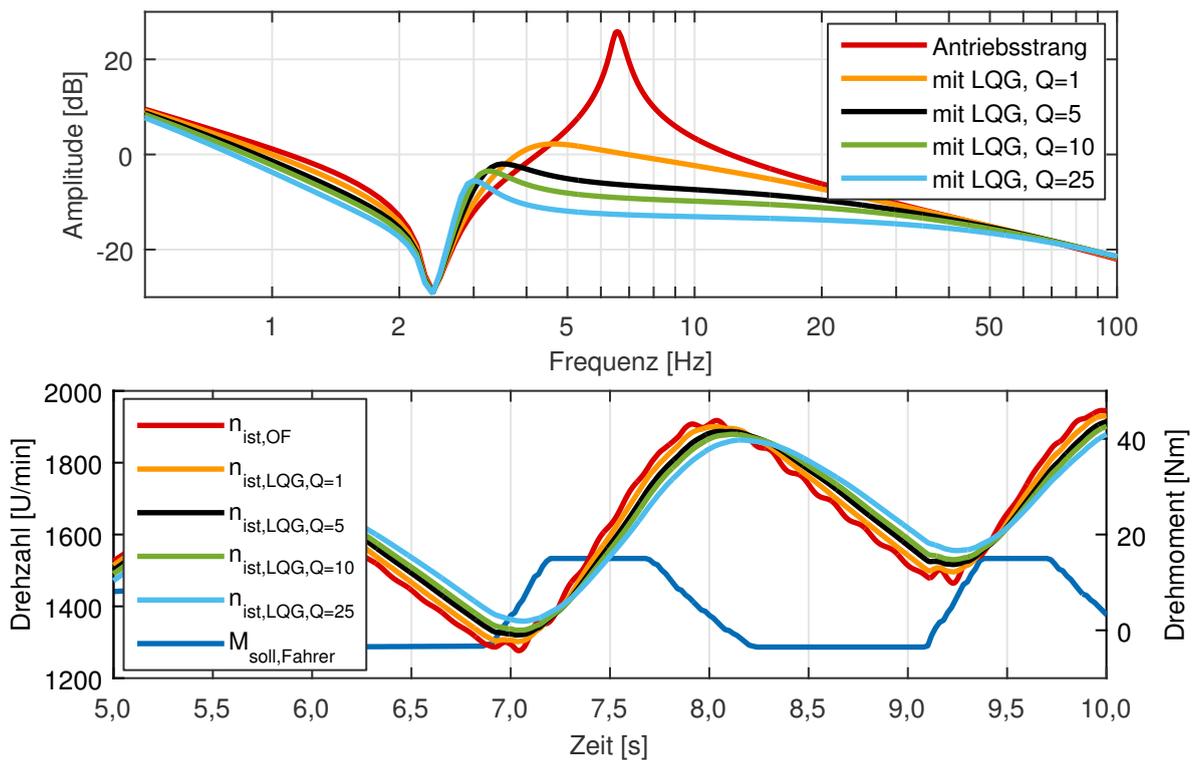


Abbildung 6.4: Simulationen mit LQG-Regler bei verschiedenen Vorgaben für Q

Simulations with LQG controller and different parameterizations for Q

Die Frequenzschriebe des für den Prüfstand berechneten LQG-Reglers mit $Q = 10$, des Hochpassfilters (HP) und der Reihenschaltung aus LQG und Hochpass sind in Abbildung 6.5 abgebildet. Offensichtlich bietet das Hochpassfilter wieder verschiedene Möglichkeiten zur Einflussnahme auf das Schwingungsdämpfungsergebnis, indem Grenzfrequenz, Ordnung und Filtertyp (also Bessel, Tschebyscheff, Cauer, Butterworth etc. [ZINK99]) angepasst werden können.

Zu erkennen ist weiterhin, dass der Verlauf nicht mehr wie in der Werkzeugmaschine einem Biquadfilter entspricht. Aufgrund des reduzierten zugrunde liegenden Modells besitzt der LQG-

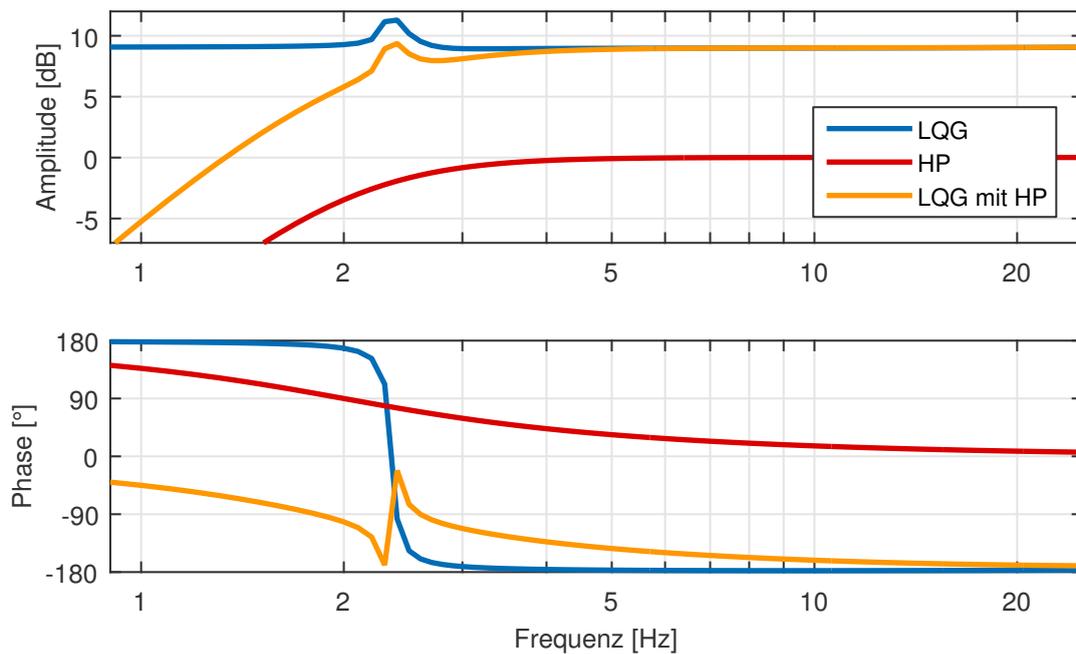


Abbildung 6.5: LQG-Regler ($Q = 10$), Hochpassfilter (HP) und Reihenschaltung beider
LQG controller ($Q = 10$), high pass filter (HP) and serial combination of both

Regler für das Elektrofahrzeug lediglich eine Ordnung von $n = 5$. Hinzu kommt die Ordnung des Hochpassfilters mit $n = 2$. Auch zusammen betrachtet ist eine Reduktion der Gesamtordnung, wie es bei der Werkzeugmaschine sinnvoll ist, hier nicht zwingend notwendig.

Für die Berechnung des Kalman-Filters im LQG-Regler werden bisher stets konstante Werte für den Störeinfluss angenommen. In Simulationen hat sich herausgestellt, dass eine genauere Wertebestimmung nicht essentiell für die Gesamtwirkung des LQG-Reglers ist, da sich in gewissem Umfang Veränderungen der Vorgaben für den Störeinfluss durch eine andere Wahl von Q bei der Auslegung des LQ-Reglers kompensieren lässt. Dies bedeutet, dass solange das Übertragungsverhalten des gesamten LQG-Reglers als Kriterium für eine geeignete Schwingungsdämpfung herangezogen wird, ist die Genauigkeit der Abbildung des Prozessrauschens des integrierten Kalman-Filters unkritisch.

6.2 Regelung der Differenzdrehzahl

Control of Differential Rotational Speeds

Wie in Abschnitt 4.2 hergeleitet, entsteht die niederfrequente Lastwechselschwingung durch ein Aufziehen der Antriebswellen zwischen Motor und Rad. Dies bedeutet, dass eine Winkeldifferenz zwischen Rotorwelle und Rad auftritt. Gelingt es, beide Winkel stets gleich zu halten, ist der

Antriebsstrang schwingungsfrei. Da dies auch für die Drehzahlen (als Ableitung der Winkel) gilt, lassen sich stattdessen auch die an- und abtriebsseitigen Drehzahlen zur Regelung verwenden. Bereits in [LORE89] wird durch die direkte Rückkopplung der radseitigen Drehzahl eine Schwingungsdämpfung bewirkt. Ist im Fahrzeug ein Getriebe vorhanden, ist dessen Übersetzung zu berücksichtigen, da die Differenzbildung zwischen Motor- und auf den Motor bezogenen Raddrehzahl relevant ist. Bei manchen Werkzeugmaschinensteuerungen gibt es bereits die Möglichkeit, einen gewichteten Mittelwert aus dem Motorgeber und der aus dem direkten Positionsmesssystem abgeleiteten Drehzahl zu bilden und für die Regelung zu verwenden (siehe Abschnitt 2.2.2). Auf das Fahrzeug übertragen entspricht dies der Verwendung der motor- sowie radseitigen Drehzahl und ist somit mit der Regelung der Differenzdrehzahl zwischen Antriebsmotor und Rad nach [SUGI96; MENN01; GÖTT03] vergleichbar.

Im Fahrzeug ist die Bestimmung der Antriebsdrehzahl unproblematisch, da diese üblicherweise als Messgröße mit ausreichender Genauigkeit am Motor verfügbar ist. Schwieriger ist hingegen die Bestimmung der Raddrehzahlen. Fahrzeuge besitzen zwar üblicherweise einen Drehgeber im ABS-Sensor der Räder, jedoch ist die Drehzahl niedrig aufgelöst und meist durch die Anbindung über den CAN-Bus im Fahrzeug mit einer nicht zu vernachlässigenden Zeitverzögerung belegt [MENN01].

Da der Einbau eines zusätzlichen radseitigen Drehgebers im Fahrzeug aus Kostengründen keine Option ist, bietet sich eine modellbasierte Bestimmung der Raddrehzahlen an. Hier zeigen sich die Vorteile simulationsgestützter Entwicklung – das in Abschnitt 4.2.3 für den Antriebsstrang erstellte Schwingungsmodell lässt sich auch für die hier vorgestellte Regelung verwenden. Das Modell berechnet aus dem Sollmoment die entsprechende radseitige Drehzahl unter Berücksichtigung des Antriebsmotors, des Getriebes und der Seitenwellen. Alternativ lässt sich direkt das über den gemessenen Motorstrom in der Motorsteuerung berechnete Motoristmoment für das Modell verwenden, um mögliche Abweichungen aufgrund der im Modell als PT_1 -System stark vereinfachten Antriebsmaschine zu eliminieren.

Im Gegensatz zu [MENN01] wird bei der Regelung kein Luenberger Beobachter [LUEN64] verwendet, weshalb das Modell für eine breit anwendbare Dämpfungswirkung möglichst robust gegenüber Abweichungen im realen Betrieb während der Fahrt und Fahrzeuglebensdauer sein sollte. Aus diesem Grund wird auf das vereinfachte Modell aus den Abbildungen 4.24 und A.8 und nicht das detaillierte zurückgegriffen. Durch die Vereinfachungen ist es zwar weniger genau, jedoch robuster gegenüber Änderungen nicht abgebildeter Einflüsse (etwa aufgrund von Temperatur oder Verschleiß). Vorteilhaft ist zudem die geringe Rechenzeit, die erst eine Anwendung in Echtzeit ermöglicht. Zur Berechnung des Solllastmoments wird im Modell in Abbildung A.8 bereits die Differenzwinkelgeschwindigkeit zwischen Motor und äquivalenter Raddrehzahl berechnet, sodass

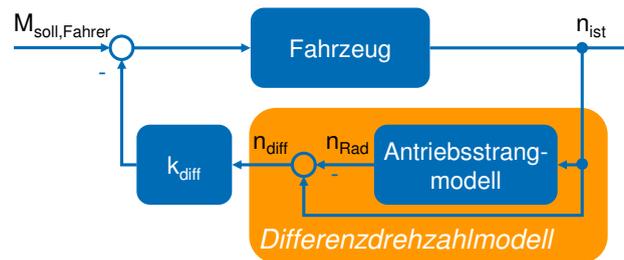


Abbildung 6.6: Blockschaltbild zur Regelung der Differenzdrehzahl

Block diagram for the control of differential rotational speeds

kaum Änderungen nötig sind für den Einsatz des Modells in der Regelung gegenüber der reinen Simulation.

In Abbildung 6.6 ist das Blockschaltbild zur Regelung der Differenzdrehzahl zwischen gemessener Motor- und (auf den Motor bezogener) modellierter Raddrehzahl dargestellt. Die berechnete Differenz $n_{\text{diff}} = n_{\text{ist}} - n_{\text{Rad}}$ wird mit dem einheitenbehafteten Verstärkungsfaktor k_{diff} (in Nms) multipliziert und vom Sollmoment $M_{\text{soll,Fahrer}}$ subtrahiert. Da für die Bestimmung der Raddrehzahl ein Modell herangezogen wird, handelt es sich demnach um eine modellbasierte Regelung.

Die berechnete Übertragungsfunktion des Differenzdrehzahlmodells von gemessener Motordrehzahl n_{ist} zur Differenzdrehzahl n_{diff} ist in Abbildung 6.7 dargestellt. Die rote Kurve bildet das Gesamtverhalten aus Antriebsstrang mit Differenzdrehzahlmodell im Rückführzweig (*kurz* Diffdreh-Regler) und einem Wert für k_{diff} von 1 Nms ab. Aufgrund der Form des Amplitudengangs sieht es auch hier auf den ersten Blick nicht so aus, als könnte die Übertragungsfunktion des Differenzdrehzahlmodells die Überhöhung bei 6,5 Hz im Antriebsstrang dämpfen. Da sich das Modell jedoch in der Rückführung (und nicht in Reihe) befindet, ergibt sich dennoch eine gut gedämpfte Gesamtübertragungsfunktion.

Das simulierte Zeitverhalten der Differenzdrehzahlregelung für verschiedene Parameter für den in der Rückführung liegenden Verstärkungsfaktor k_{diff} stellt Abbildung 6.8 dar. Zu sehen ist der bereits oben verwendete Zeitausschnitt aus dem einfachen Fahrzyklus. Der Regler ist in allen Varianten in der Lage, die Schwingung sehr gut zu reduzieren, wobei mit größerem k_{diff} auch die Dämpfung ansteigt. Bei einem k_{diff} bis vier ist, wie oben beim LQG-Regler, eine leichte Welligkeit beim Wechsel zwischen Verzögern und Beschleunigen (7 und 9,2 s) zu erkennen, die bei $k_{\text{diff}} = 8$ nicht mehr sichtbar ist. Allerdings steigt bei größerem Verstärkungsfaktor auch die Zeitverzögerung zwischen ungedämpfter und gedämpfter Drehzahl, was für den Fahrer unerwünscht ist. Es muss im Betrieb also ein Kompromiss aus guter Dämpfung und niedriger Zeitverzögerung gefunden werden.

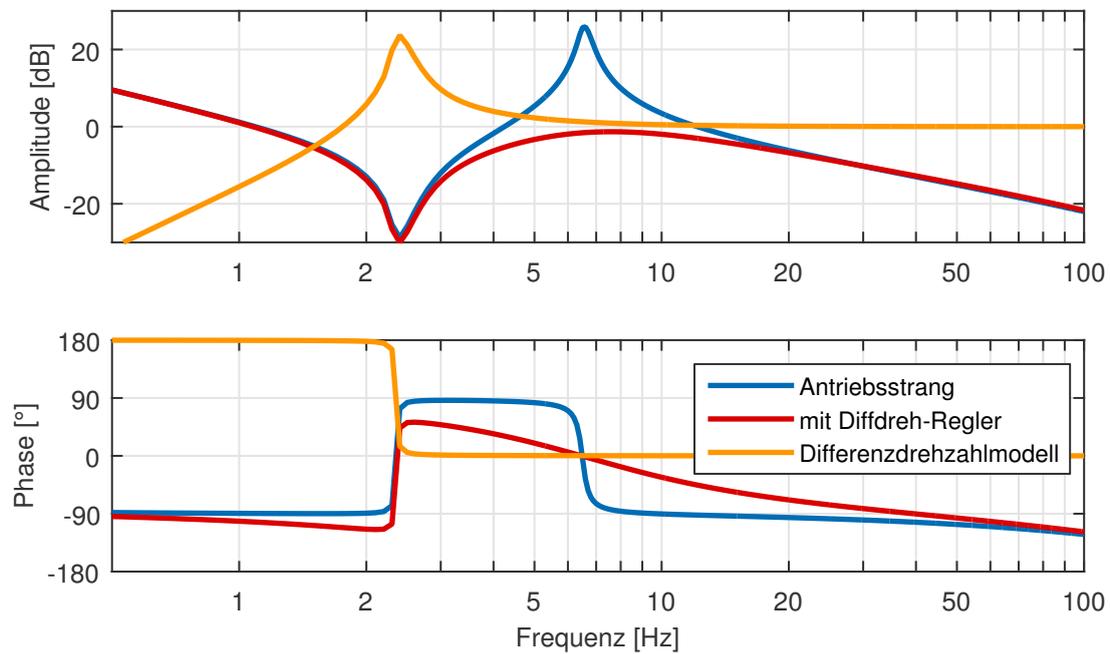


Abbildung 6.7: Übertragungsfunktionen des Antriebsstrangs ohne und mit Regelung der Differenzdrehzahl sowie des Differenzdrehzahlmodells

Transfer function of the drive train without and with the control of differential rotational speeds as well as the one of the differential speed model

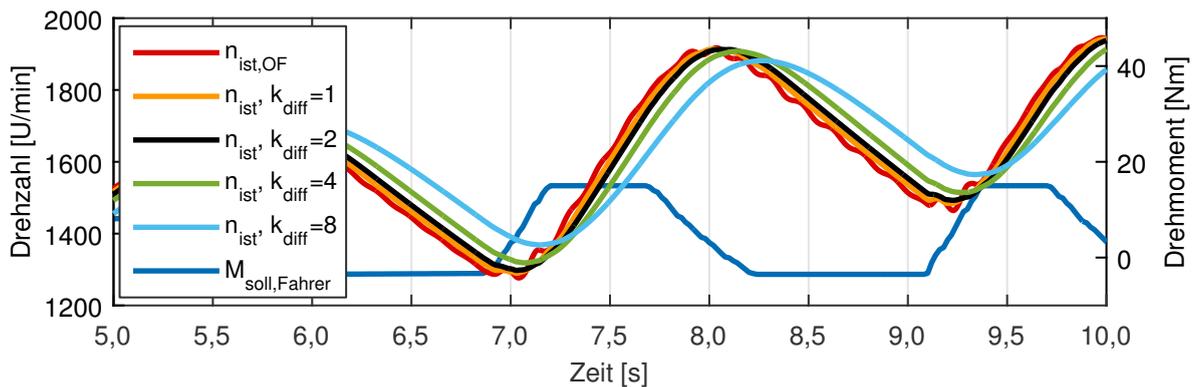


Abbildung 6.8: Simulationen mit Regelung der Differenzdrehzahl bei verschiedenen Vorgaben für den Verstärkungsfaktor k_{diff}

Simulations with the control of differential rotational speeds for different parameterizations of the gain k_{diff}

6.3 Zwischenfazit

Intermediate Summary

Die Potentiale der bandpassgefilterten Drehzahlrückführung und des LQG-Reglers zur Adaption an die Torsionsschwingungen im Fahrzeug mit elektrischem Antriebsstrang wurden in diesem Kapitel simulativ erörtert. Mit dem Differenzdrehzahlregler wurde zudem eine bisher in Werkzeugmaschinen nur stark vereinfacht vorhandene Variante für die Drehschwingungen im Fahrzeug angepasst und erweitert. Alle drei Algorithmen qualifizieren sich in Simulationen dafür, auch im Fahrzeug eine geeignete Dämpfungswirkung erwarten zu können. Aus diesem Grund werden diese im nächsten Kapitel anhand von Prüfstandsversuchen weiter untersucht.

Das Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs ist zwar nicht über alle Betriebspunkte linear, dennoch wird zunächst von einem Gain-Scheduling, wie es bei der Werkzeugmaschine aufgrund der Positionsabhängigkeit eingesetzt wird, abgesehen. Stattdessen wird mit Hilfe eines stark vereinfachten Schwingungsmodells für eine robuste Regelung der modellbasierten Varianten gesorgt.

7 Verifikation an Werkzeugmaschine und Antriebsstrangprüfstand

Verification at Machine Tool and Drive Train Test Stand

In diesem Kapitel werden die in den vorherigen Abschnitten entwickelten Algorithmen für Werkzeugmaschine und Elektrofahrzeug exemplarisch an einem Bearbeitungszentrum sowie an zwei Ausbaustufen eines Antriebsstrangprüfstands für Elektrofahrzeuge in Betrieb genommen und genauer auf ihre Wirksamkeit hin untersucht.

7.1 Werkzeugmaschine

Machine Tool

Für Werkzeugmaschinen ist in Kapitel 5 eine Schwingungsdämpfung basierend auf einem LQG-Regler und des darauf aufbauenden Biquadfilters beschrieben. Nachdem diese in Simulationen analysiert wurden, werden sie nun an dem in Abschnitt 4.1.1 vorgestellten Bearbeitungszentrum untersucht. Zunächst wird nur das Verhalten im einachsigen Betrieb mit Schwingungsdämpfung betrachtet, bevor im Anschluss der Einfluss der Dämpfung im mehrachsigen Fall verifiziert wird.

7.1.1 Anpassung der Algorithmen an Versuchsaufbau

Adaptation of Algorithms for Test Setup

Um die entwickelten Algorithmen an der Maschine untersuchen zu können, müssen diese für die in Abschnitt 4.1.1 vorgestellte Versuchsumgebung angepasst werden. Sie besteht aus einem xPC-Target-Rechner zur Ausführung der in Matlab/Simulink erstellten Regelungsmodelle in Echtzeit mitsamt Hardware zur Messsignalmanipulation. Prinzipbedingt kommen lediglich zeitdiskrete Algorithmen auf dem Rechner zur Anwendung, weshalb LQG-Regler und Biquadfilter (etwa nach [OPPE04]) diskretisiert werden müssen.

Wie in [FRIE15] festgestellt wird, besitzt die Phasenmischkarte per se ein integrierendes Verhalten. Die Algorithmen zur Schwingungsdämpfung müssen demnach einmal differenziert werden, bevor die Hardware die Positionswerte verändert. Die zeitdiskrete Ableitung \dot{x} zum Abtastzeitpunkt k berechnet sich rekursiv als Produkt aus der Differenz des eigentlichen Zeitsignals x zum Zeitpunkt k und dem Wert der Ableitung \dot{x} zum vorherigen Abtastwert $(k - 1)$ mit der Abtastrate f_a nach [OHM10]

$$\dot{x}(k) = (x(k) - \dot{x}(k - 1)) \cdot f_a, \quad (7.1)$$

was sich als Blockschaltbild in Matlab/Simulink leicht implementieren lässt.

In [FRIE15] wird zudem herausgefunden, dass durch die Hardware eine unvermeidliche Verzögerung von einem Abtastschritt entsteht. Zusammen mit der notwendigen Differenziation ergibt sich somit eine Gesamtzeitverzögerung von zwei Abtastschritten bei Verwendung der Filterhard- und -software in der Lagerückführung. Dies lässt sich durch einen angepassten Übertragungsfrequenzgang zumindest teilweise berücksichtigen. Dazu wird die identifizierte diskrete Übertragungsfunktion mit z^{-2} multipliziert, bevor der zugehörige LQG-Regler berechnet wird. Um dann auf die im Gesamtsystem wirkende Filterübertragungsfunktion zu schließen, muss der berechnete Regler wiederum mit der Zeitverzögerung verrechnet werden. In Abbildung 7.1 ist der berechnete LQG-Regler für das aus der Messung des Führungsfrequenzgangs identifizierte Maschinenverhalten dargestellt, wenn keine Anpassung an die doppelte Zeitverzögerung erfolgt (blaue Kurve). Zusätzlich ist der Übertragungsfrequenzgang des für die Hardwareumgebung angepassten LQG-Reglers abgebildet, um im Gesamtsystem ein gutes Schwingungsdämpfungsverhalten zu erreichen (rot). Bis ca. 12 Hz sind beide Kurven identisch. Bei der Maschinenresonanz (18 Hz) dämpft die Hardwarevorgabe stärker als der eigentlich berechnete LQG-Regler. Ab 50 Hz sind die Unterschiede zwischen beiden Kurven größer. Die Phasengänge unterscheiden sich nicht signifikant. Ähnliches gilt auch für das daraus abgeleitete Biquadfilter.

Bei den Messungen mit aktiviertem Lageistwertfilter ist zu berücksichtigen, dass die internen Messmechanismen der Maschinensteuerung stets die manipulierten Istwerte erhalten. Aus diesem Grund werden die tatsächlich gemessenen Positionswerte des direkten Messsystems von dem xPC-Target-Rechner für spätere Analysen aufgezeichnet, während die manipulierten Werte an die Maschinensteuerung weitergeleitet werden. Als Messwerte stehen demnach in der NC die Sollwerte sowie die von der NC empfangenen manipulierten Positionen zur Verfügung. Darüberhinaus werden letztere ebenfalls zusammen mit den tatsächlichen Istwerten sowie weiteren filterinternen Messgrößen auf dem xPC-Target-Rechner gespeichert.

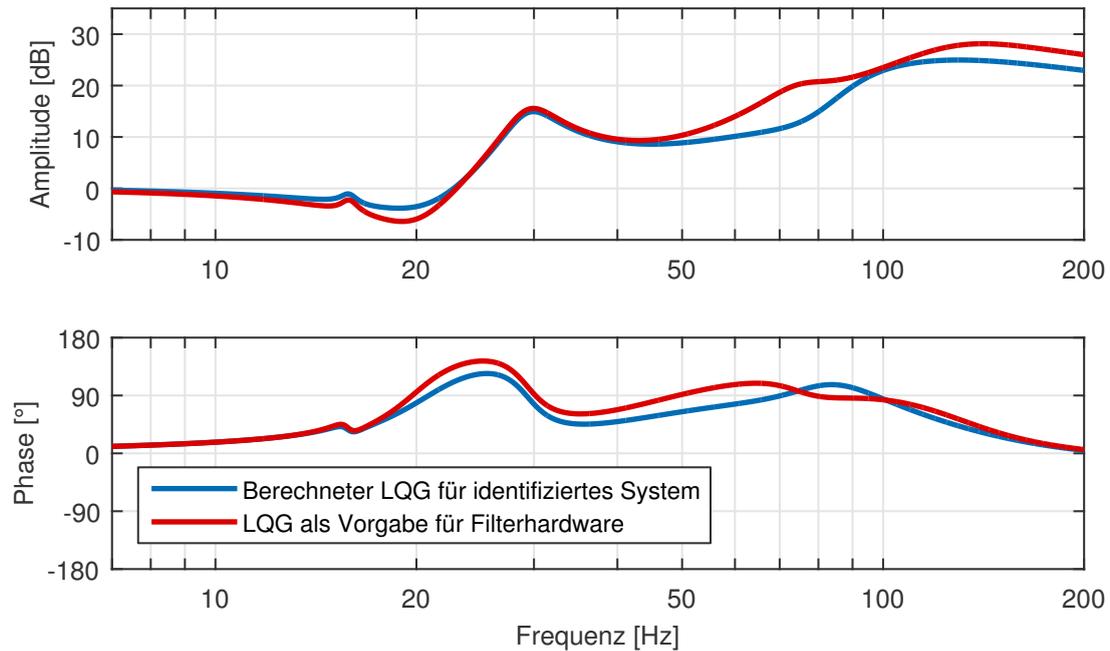


Abbildung 7.1: Berechnete LQG-Regler ohne und mit Berücksichtigung der hardwarebedingten Zeitverzögerung

Calculated LQG controllers without and with regard to the hardware caused time delay

Die Übertragungsfunktion des LQG-Reglers samt Filterhardware G_F ergibt sich demnach aus dem Verhältnis aus manipuliertem und tatsächlichem Istwert (siehe Gl. 4.1) und enthält implizit die doppelte Verzögerung z^{-2} . Die Variante ohne Filter berechnet sich nach Gl. 5.1 zu

$$G_{OF} = \frac{G_{\text{offen,OF}}}{1 + G_{\text{offen,OF}}}, \quad (7.2)$$

während nach Gl. 5.2 die Übertragungsfunktion mit Filter

$$G_{MF} = \frac{G_{\text{offen,OF}}}{1 + G_{\text{offen,OF}} \cdot G_F} \quad (7.3)$$

lautet. Wird Gl. 7.2 nach $G_{\text{offen,OF}}$ aufgelöst und das Ergebnis in Gl. 7.3 eingesetzt, erhält man die Gleichung zur Bestimmung der Übertragungsfunktion mit Lageistwertfilter G_{MF} in Abhängigkeit der Messung ohne Filter G_{OF} und der mittels Phasenmischkarte gemessenen Filterübertragungsfunktion G_F nach

$$G_{MF} = \frac{G_{OF}}{1 + G_{OF} \cdot (G_F - 1)}. \quad (7.4)$$

7.1.2 Einachsige Schwingungsdämpfung

Single Axis Oscillation Damping

Messungen mit LQG-Regler

Zunächst werden der LQG-Regler sowie das Biquadfilter lediglich im einachsigen Fall an der x-Achse der Versuchsmaschine betrachtet. Im ersten Anlauf wird der ursprünglich an der Maschine eingestellte K_V -Faktor von 2 auf $3,5 \text{ m/min}\cdot\text{mm}$ erhöht. Anschließend werden die notwendigen Schritte zur Berechnung des LQG-Reglers durchgeführt, indem zunächst der Führungsfrequenzgang der Maschine gemessen, am Rechner die entsprechende analytische Übertragungsfunktion identifiziert und zuletzt der LQG-Regler mit einer Variation der Q -Matrix iterativ bestimmt wird.

Der Führungsfrequenzgang ohne Filter (G_{OF}) für den K_V -Faktor von $3,5 \text{ m/min}\cdot\text{mm}$, mit LQG-Regler (G_{MF}) sowie die Übertragungsfunktion des LQG-Reglers samt Filterhardware (G_F) sind in Abbildung 7.2 für eine Position mittig im Arbeitsbereich dargestellt (die Messposition aus Werkstücksicht ist jeweils in den Diagrammen schematisch abgebildet).

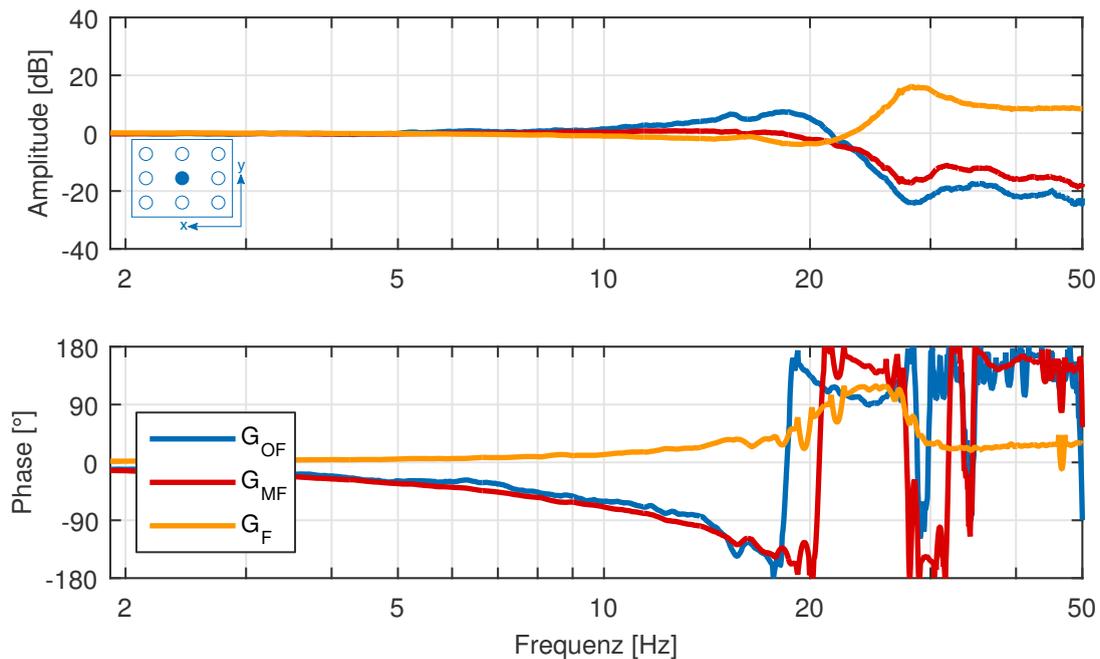


Abbildung 7.2: Maschine mit LQG-Regler bei $K_V = 3,5 \text{ m/min}\cdot\text{mm}$ (der blaue Punkt markiert die TCP-Position im Arbeitsraum der Maschine während der Messung)

Machine with LQG controller at $K_V = 3,5 \text{ m/min}\cdot\text{mm}$ (the blue dot marks TCP position in the machine's working space during measurement)

Ohne Filter (blau) sieht man die Überhöhung zwischen 10 und 23 Hz, die durch den LQG-Regler (gelb) sehr gut gedämpft wird (rot). Die 3-dB-Reglerbandbreite beträgt mit LQG ca. 22 Hz bei

einem Amplitudenverlauf auf bzw. unterhalb der 0-dB-Linie. Der Phasengang ist bedingt durch Messfehler verrauscht und fehlerbehaftet. Da die Filterübertragungsfunktion in die Berechnung der Übertragungsfunktion mit LQG-Regler einbezogen wird, sind die Phasenstörungen in beiden Kurven zu sehen. Es muss festgestellt werden, dass die Phase im Bereich von 5–18 Hz durch den LQG-Regler etwas abgesenkt wird. Danach liegt die Phase mit Lageistwertfilter oberhalb der Messung ohne Filter, was sich insbesondere beim Phasensprung von -180° auf $+180^\circ$ bemerkbar macht.¹ Der Sprung setzt bei der filterlosen Variante bei 18 Hz ein, während er bei der Variante mit LQG-Regler erst bei 20 Hz eintritt, was für das Gesamtverhalten von Vorteil ist.

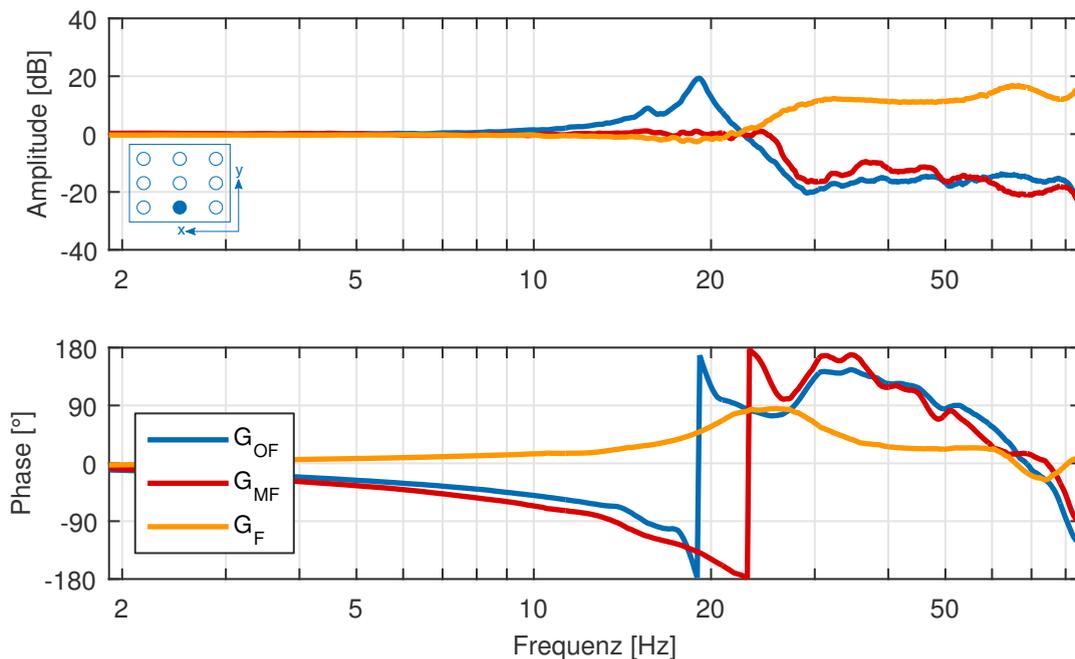


Abbildung 7.3: Maschine mit LQG-Regler bei $K_v = 4 \text{ m/min}\cdot\text{mm}$

Machine with LQG controller at $K_v = 4 \text{ m/min}\cdot\text{mm}$

Durch den LQG-Regler kann die Überhöhung von ca. 7 dB (\cong Faktor 2,2) im Frequenzbereich demnach gut gedämpft werden. Nach dem guten Ergebnis mit einem K_v von $3,5 \text{ m/min}\cdot\text{mm}$ wird der LQG-Regler für eine Position im unteren Bereich der y-Achse, mittig auf der x-Achse und für einen K_v -Faktor von $4 \text{ m/min}\cdot\text{mm}$ ausgelegt. Die Messung ohne Filter in Abbildung 7.3 zeigt eine nochmals vergrößerte Amplitudenüberhöhung von 20 dB. Dies bedeutet, dass bei einer programmierten sinusförmigen Verfahrbewegung mit einer Frequenz von 18 Hz und einer bestimmten Amplitudenvorgabe, die Maschine tatsächlich eine Bewegung mit der zehnfachen Amplitude durch-

¹Die Phase ist wegen der 2π -Periodizität lediglich in einem Bereich von -180° bis $+180^\circ$ dargestellt. Bei einer abgewickelten Phase würde in Abbildung 7.2 der Phasensprung der roten Kurve mit Lageistwertfilter bei 20 Hz dementsprechend nicht auftreten, sondern die Phase würde unterhalb der -180° -Linie weiter laufen.

führt, was bei Werkzeugmaschinen offensichtlich nicht akzeptabel ist. Mit LQG-Regler kann auch diese Überhöhung sehr gut gedämpft werden. Die 3-dB-Reglerbandbreite wird auf knapp 26 Hz vergrößert. Ansonsten verläuft auch hier die Phase ähnlich wie mit einem K_v von $3,5 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$. Zwischen 5 und 18 Hz fällt die Phase mit LQG etwas gegenüber der Messung ohne Schwingungs-dämpfung ab, der Phasensprung von -180° auf $+180^\circ$ erfolgt mit LQG-Regler allerdings erst 4 Hz später.

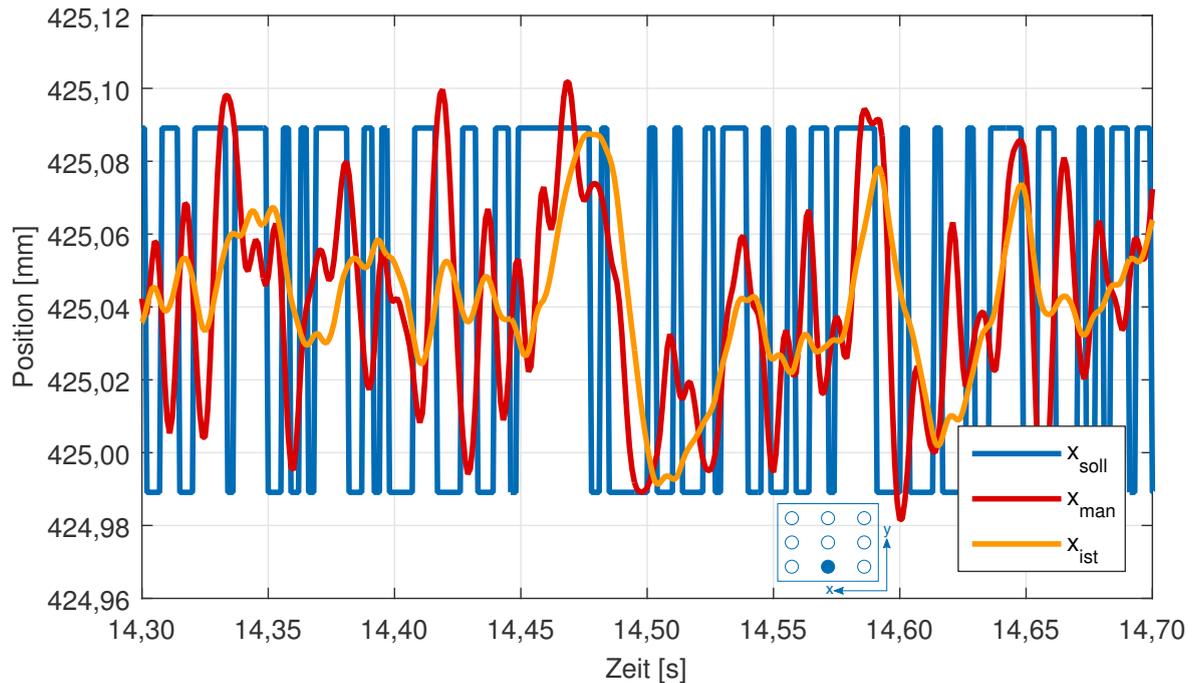


Abbildung 7.4: Ausschnitt aus der Messung mit LQG-Regler bei $K_v = 4 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$

Extract of the measurement with LQG controller at $K_v = 4 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$

Einen Ausschnitt aus der gleichen Messung – hier im Zeitbereich – stellt Abbildung 7.4 dar. Wie in Kapitel 2 erwähnt, werden die Sollwerte x_{soll} zur Bestimmung des Führungsfrequenzgangs mit Hilfe einer pseudo-zufälligen binären Zahlenfolge (PRBS, hier mit einer Amplitude von $100 \mu\text{m}$) generiert, um eine breitbandige Anregung der Vorschubachse zu gewährleisten. Die tatsächlich gemessenen Istwerte x_{ist} liegen stets innerhalb der Sollwertvorgabe. Da die Vorschubachse nicht beliebig schnell verfahren kann, sondern wie alle technischen Systeme ein Tiefpassverhalten besitzt, können die sprungartigen Sollwerte nicht so schnell nachgefahren werden. Erst bei einer länger gleichbleibenden Vorgabe, wie etwa ab 14,45 s, ist die Maschine in der Lage, die Sollposition zu erreichen. Nach der Veränderung der Istwerte durch den LQG-Regler bzw. der Filterhardware, werden die manipulierten Positionswerte x_{man} an die Maschinensteuerung übergeben, wo sie weiterverarbeitet werden. Auffällig ist, dass die manipulierten Werte durchaus größer (bspw. bei 14,46 s) oder kleiner (etwa bei 14,60 s) als die Sollpositionen sein können. Im Wesentlichen ist

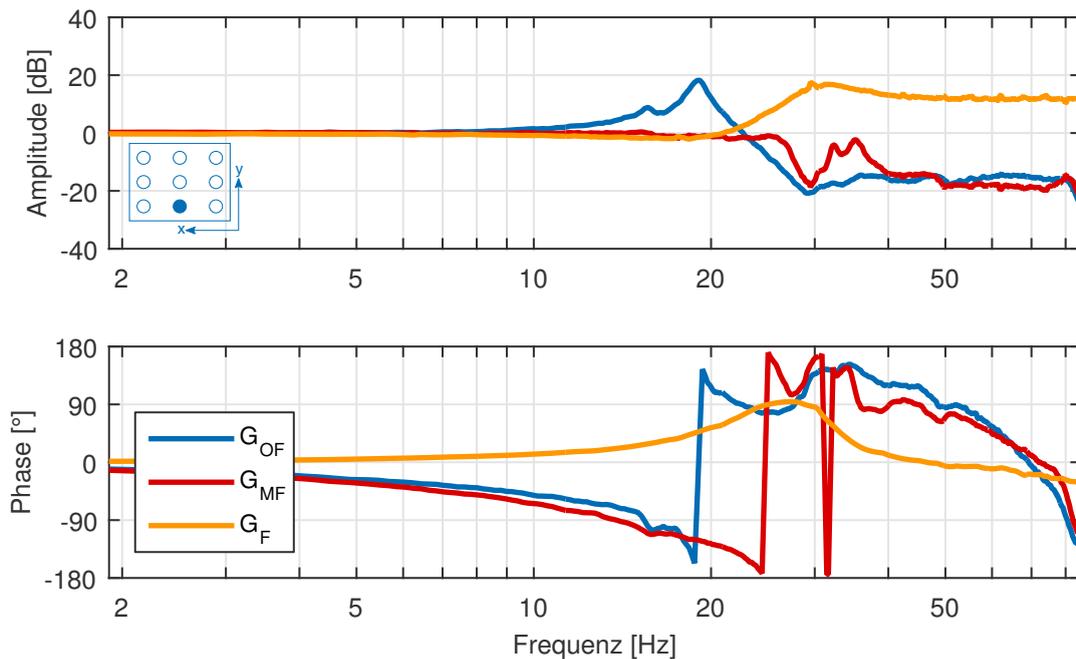


Abbildung 7.5: Maschine mit Biquadfilter bei $K_v = 4 \text{ m/min}\cdot\text{mm}$
Machine with Biquad filter at $K_v = 4 \text{ m/min}\cdot\text{mm}$

x_{man} lediglich eine Zwischengröße im Gesamtregelkreis – bei den tatsächlichen Istwerten x_{ist} ist kein Überschwingen mehr vorhanden.

Messungen mit Biquadfilter

Nach den erfolgreichen Versuchen mit LQG-Regler wird nun das daraus abgeleitete Biquadfilter näher untersucht. Abbildung 7.5 stellt für einen K_v von $4 \text{ m/min}\cdot\text{mm}$ an der gleichen Position wie zuvor in Abbildung 7.3 im unteren Arbeitsraum in der Mitte der x-Achse bei gleicher Ausgangsübertragungsfunktion der Vorschubachse G_{OF} die Messergebnisse mit Biquadfilter dar. Wie der LQG-Regler ist auch das Biquadfilter in der Lage, die Amplitudenüberhöhung von bis zu 20 dB im Bereich von 10–23 Hz vollständig auf 0 dB zu dämpfen. Gegenüber dem LQG-Regler steigt mit Biquadfilter die 3-dB-Reglerbandbreite leicht um 1 Hz auf 27 Hz. Nach einer Absenkung bei 30 Hz steigt die Amplitude bei 33 Hz wieder leicht an, ohne jedoch größer als 0 dB zu werden, sodass stets eine dämpfende Wirkung der Vorschubachse erhalten bleibt. Dies ist auf den vereinfachten Amplitudengang des Biquadfilters gegenüber dem berechneten LQG-Regler zurückzuführen. Während der LQG auch oberhalb von 30 Hz noch einen komplexeren Verlauf besitzt (vgl. Abbildung 7.3), bleibt das Biquadfilter konstant bei knapp 12 dB. Der Phasengang des Biquadfilters unterscheidet sich nur marginal von dem des LQG-Reglers, wobei auch hier die zunächst phasenabsenkende Wirkung bis 18 Hz mit anschließendem phasenhebenden Einfluss durch den Biquad ähnlich dem LQG vorzufinden ist.

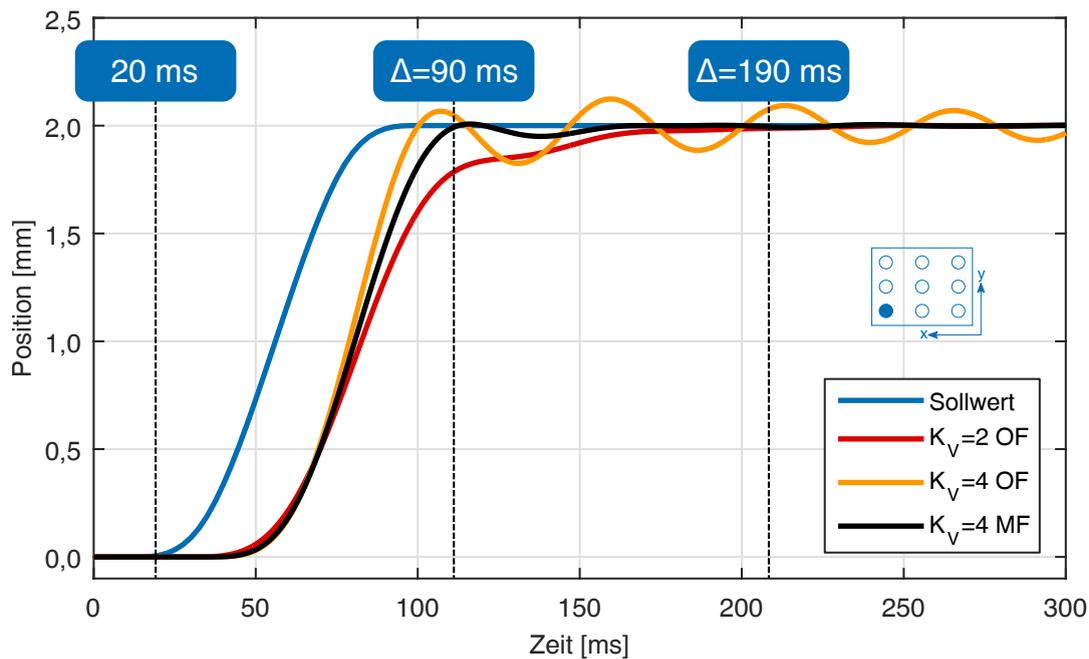


Abbildung 7.6: Rampenförmige Verfahrbewegung der x-Achse mit Biquadfilter nach [BREC13a]
Ramped movement of the x-axis with Biquad filter

Neben den rauschartigen Anregungen ist natürlich das eigentliche Positionierverhalten typischer Verfahrbewegungen der Maschine von Interesse. Zu diesem Zweck ist in Abbildung 7.6 eine rampenförmige Verfahrbewegung von 0 auf 2 mm der x-Achse bei dem ursprünglich parametrisiertem K_V von $2 \text{ m}^3/\text{min}\cdot\text{mm}$ ohne Filter sowie mit überhöhtem K_V -Faktor von $4 \text{ m}^3/\text{min}\cdot\text{mm}$ ohne und mit Biquadfilter für eine Position in der linken unteren Ecke des Arbeitsraums (aus Sicht des Werkstücks) abgebildet. Die NC beginnt bei 20 ms mit der Sollbewegung, 17 ms später setzt sich die Maschine in Bewegung, unabhängig davon, ob das Lageistwertfilter aktiviert ist oder nicht. 190 ms nach dem Beginn der Sollbewegung erreicht die Vorschubachse mit einem K_V von $2 \text{ m}^3/\text{min}\cdot\text{mm}$ die Endposition. Bei einem K_V -Faktor von $4 \text{ m}^3/\text{min}\cdot\text{mm}$ ohne Filter wird die Sollposition zwar wesentlich schneller erreicht, allerdings mit einem schwach gedämpften Überschwingen, welches auch nach einer Sekunde Messzeit noch nicht abgeklungen ist. Mit angepasstem Biquadfilter wird der Sollwert etwas später erreicht (nach 90 ms), jedoch ohne Überschwingen und mehr als doppelt so schnell wie im Ausgangszustand der Maschine mit niedrigerem K_V -Faktor.

Wichtig für die Betrachtung von Regelkreisen ist die Stabilität des Systems. Zur Stabilitätsanalyse kann nach NYQUIST die Ortskurve des offenen Regelkreises herangezogen werden. Während im Bodediagramm die komplexen Werte der Übertragungsfunktion als Betrag und Phase dargestellt werden, werden sie in der Ortskurve in Real- und Imaginärteil aufgeteilt und in ein Diagramm gezeichnet. Dadurch ist nicht mehr direkt ersichtlich, zu welcher Frequenz die entsprechenden Zahlenwerte gehören. Wird der kritische Punkt $(-1; j\cdot 0)$ von der Ortskurve des offenen Regelkreises

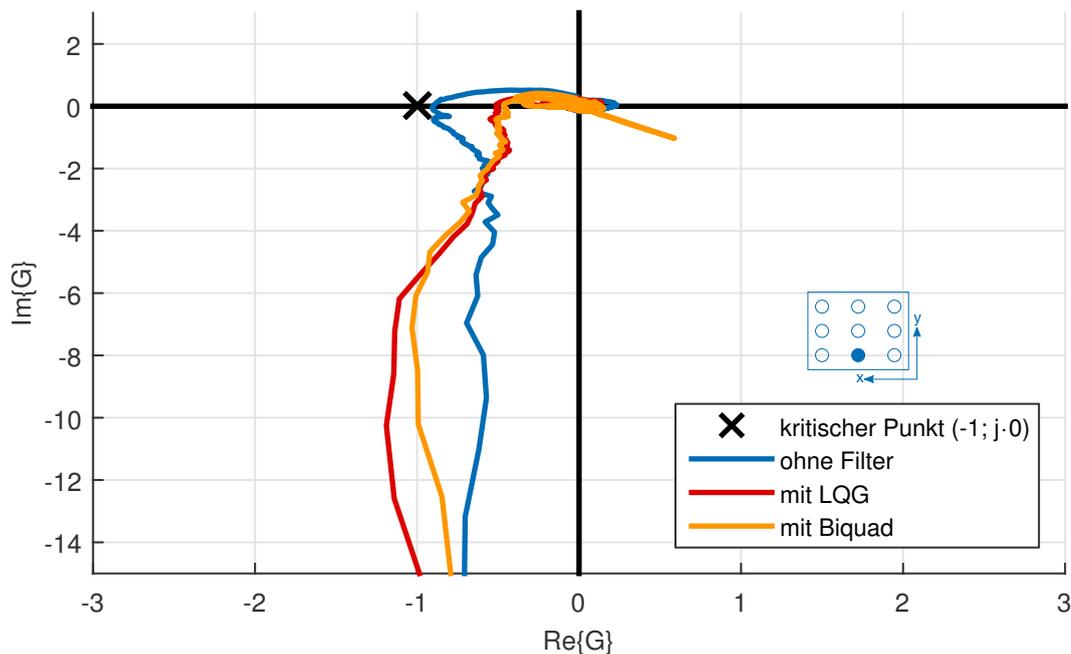


Abbildung 7.7: Ortskurve der offenen Regelkreise der Maschine ohne Lageistwertfilter, mit LQG-Regler und mit Biquadfilter bei $K_V = 4 \text{ m/min}\cdot\text{mm}$

Nyquist plot of open control loops of the machine without current value filter, with LQG controller and with Biquad filter at $K_V = 4 \text{ m/min}\cdot\text{mm}$

nicht umkreist, so ist der geschlossene Regelkreis BIBO-stabil (Bounded Input Bounded Output). Dies bedeutet, dass bei einer begrenzten Eingangsgröße auch stets eine begrenzte Ausgangsgröße resultiert und sich das System nicht beliebig aufschwingt [NYQU32]. Für die Maschine bei $K_V = 4 \text{ m/min}\cdot\text{mm}$ ohne Filter, mit LQG-Regler sowie mit entsprechendem Biquadfilter sind in Abbildung 7.7 die Ortskurven der aus den Messungen berechneten offenen Regelkreise dargestellt. Es fällt auf, dass die Maschine ohne Dämpfungsmaßnahme zwar stabil ist, da der kritische Punkt nicht umkreist wird, jedoch ist der Abstand zum kritischen Punkt recht gering. Dies bedeutet, dass kaum ein Stabilitätsrand vorhanden ist und die Maschine etwa durch erhöhten Verschleiß oder Temperaturgefälle leicht instabil werden kann. Mit LQG-Regler oder Biquadfilter ist dies nicht mehr kritisch – der Abstand der Kurven vom kritischen Punkt nimmt durch die Dämpfungsmaßnahmen zu. Der Unterschied zwischen den Messungen mit LQG und Biquad im unteren Diagrammbereich kann für die Stabilitätsanalyse vernachlässigt werden. Dies entspricht im Bodediagramm den niedrigen Frequenzen bis ca. 4 Hz und ist auf die in diesem Bereich relativ grob aufgelöste Messung des Führungsfrequenzgangs zurückzuführen (vgl. Abschnitt 4.1.2).

Positionsabhängige Regelung

Eine konsequente Weiterentwicklung der für einzelne Punkte funktionierenden Schwingungsdämpfung mit LQG-Regler oder Biquadfilter ist die Erweiterung um ein Gain-Scheduling, wie in

Abschnitt 5.5 beschrieben. An 49 gleichverteilten Punkten im Arbeitsraum bzw. der x-y-Ebene der Maschine wird dazu für einen K_v -Faktor von $4 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ das Übertragungsverhalten vermessen und die entsprechenden lokal agierenden Regler ausgelegt. Dass sowohl der LQG-Regler als auch das Biquadfilter an den jeweils ausgelegten Positionen gut funktionieren, konnte bereits an den bisherigen Beispielmessungen gezeigt werden. Interessant ist deshalb, wie sich die Maschine an den Positionen zwischen den Auslegungspunkten verhält. Da von einer Interpolation der Regler abgesehen wird, wird mittig zwischen zwei Auslegungspositionen zwischen den Reglern abrupt umgeschaltet, wobei eine Hysterese dafür sorgt, dass bei kleinen Bewegungen im Umfeld des Umschaltpunktes die Regler nicht zu oft hin- und hergeschaltet werden. Abbildung 7.8 stellt exemplarisch den Führungsfrequenzgang mit LQG-Regler an zwei verschiedenen Positionen zwischen insgesamt jeweils vier Auslegungspunkten (zwei in der Horizontalen und zwei in der Vertikalen) dar. Im oberen Diagramm ist der Auslegungspunkt für den LQG-Regler ca. 40 mm in x-Richtung nach rechts und ebenso viel in y-Richtung nach unten verschoben. Der Regler des unteren Diagramms wurde für eine Position 50 mm nach rechts und 50 mm nach oben ausgelegt.

Bei der Position im oberen Diagramm funktioniert die Dämpfung offensichtlich trotz nicht perfekt ausgelegten LQG-Reglers sehr gut. Die positionsbedingten Änderungen im Übertragungsverhalten der Maschine sind hier nicht so groß, als dass sie zu Problemen im Betrieb führen würden. Es lässt sich auch kaum ein Unterschied zu einer genau für eine bestimmte Position ausgelegten Reglerparametrierung feststellen. An einer anderen Position, weiter nach rechts oben im Arbeitsraum, wird das Überschwingen zwar ebenfalls stark bedämpft, jedoch nicht komplett auf die 0-dB-Linie reduziert (siehe Abbildung 7.8 unten). Es bleibt eine maximale Überhöhung von ca. 1,8 dB bestehen, welche die Bearbeitungsqualität beeinträchtigen kann.

Trotz der relativ fein aufgelösten Reglermatrix aus 7·7 äquidistanten Messpunkten kann es demnach passieren, dass das Lageistwertfilter an nicht dafür ausgelegten Positionen aufgrund von Änderungen im Maschinenverhalten nicht immer das beste Dämpfungsergebnis liefert. Ein Gain-Scheduling mit Biquadfilter statt LQG-Regler liefert hier vergleichbare Ergebnisse. Beide Varianten haben offensichtlich Verbesserungspotential was die Robustheit gegenüber Parameterschwankungen angeht. Statt der starr aufgeteilten Reglermatrix lässt sich dies durch eine intelligentere Aufteilung des Arbeitsraums verbessern, indem kritische Bereiche feiner aufgelöst werden, während andere Positionen eine gröbere Aufteilung ermöglichen.

Bei der Implementierung der Filterübertragungsfunktionen in Simulink ist zu berücksichtigen, dass die verwendeten Blöcke standardmäßig mit Null vorbelegte Initialzustände besitzen, was insbesondere bei Zeitverzögerungselementen – und damit bei allen diskreten Übertragungsfunktionen mit einer Ordnung größer als eins – wichtig ist. Das bedeutet, dass die Ausgabe für eine der Systemordnung entsprechenden Anzahl an Abtastschritten nicht die korrekten Ausgabewerte liefert.

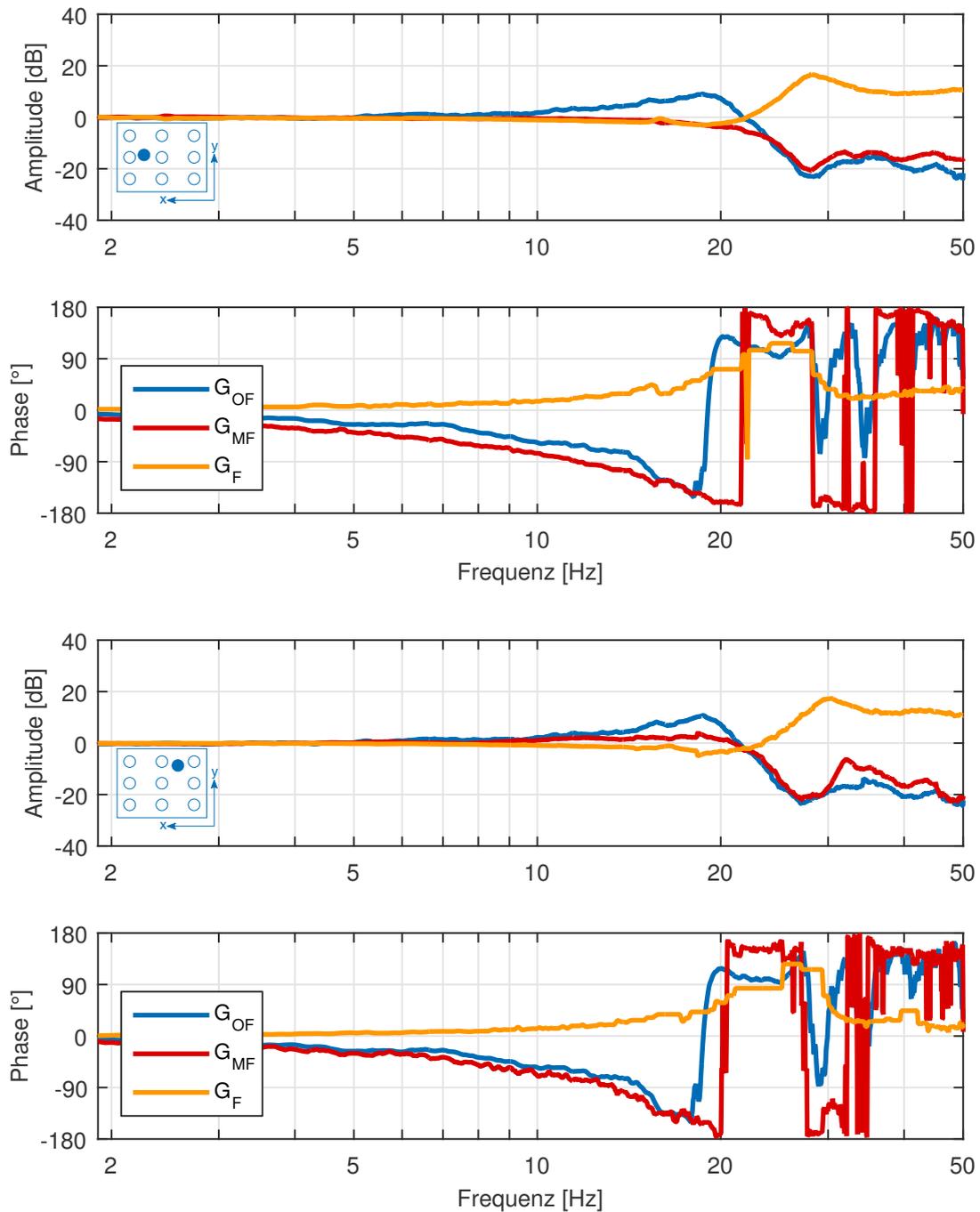


Abbildung 7.8: Führungsfrequenzgang mit LQG-Regler an verschiedenen Positionen zwischen vier Auslegungspunkten bei einem K_v von $4 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ mit gutem (oben) und nicht so gutem (unten) Dämpfungsergebnis

Command frequency response with LQG controller at different positions between four setup points at $K_v = 4 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ with good (top) and not so good (bottom) damping

Da beim Gain-Scheduling häufig zwischen verschiedenen Übertragungsfunktionen umgeschaltet wird, kann dies prinzipiell zu numerischen Fehlern und somit Störungen in der Verfahrensbewegung führen. Dies kann durch eine geeignete Implementierung in Simulink vermieden werden, indem sämtliche für das Gain-Scheduling genutzten Übertragungsfunktionen in einer parallelen Struktur angeordnet und während der Laufzeit kontinuierlich mit den aktuellen Istpositionen belegt werden. Somit sind nach kurzer Zeit bereits alle Blöcke im eingeschwungenen Zustand und liefern die ihren Koeffizienten entsprechenden korrekten Ausgabewerte. Wird schließlich erst nach der parallelen Struktur der manipulierte Istwert ausgewählt, der von der der Position entsprechenden Filterübertragungsfunktion berechnet wurde, so können die numerischen Störungen aufgrund falsch vorbelegter Funktionsblöcke vermieden werden. Trotzdem bleiben beim Umschalten zwischen zwei Filterübertragungsfunktionen die gewünschten Unterschiede im Ausgangssignal bestehen. Bedingt durch die relativ feinmaschige Reglerauslegung können diese im Betrieb jedoch vernachlässigt werden.

7.1.3 Schwingungsdämpfung im Mehrachsbetrieb

Oscillation Damping for Multiple Axes

Für die quantitative Untersuchung des Maschinenverhaltens im Mehrachsbetrieb bieten sich Kreisformtests an, bei denen die Maschine bspw. mit der x- und y-Achse zusammen einen Kreis abfahren und mittels internem oder externem Messsystem auf ihre Genauigkeit hin untersucht werden. Kreismessungen in der Ausgangssituation der Maschine sowohl mit einem K_v von $2 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ als auch mit dem überhöhten Wert von $4 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ sind bereits in Abbildung 4.8 auf S. 48 dargestellt. Bei letzterem K_v kommt es zu einem signifikanten Schwingen in der Istposition, insbesondere in x-Richtung der Maschine. Wird nun das Biquadfilter in der x-Achse eingeschaltet und der Kreisformtest mit unveränderter y-Achse wiederholt, ergibt sich das Bild aus Abbildung 7.9. Die Schwingung der x-Achse ist zwar verschwunden, statt eines Kreises ergibt sich jedoch eine Ellipse. Dies liegt, wie in Abschnitt 5.3 beschrieben, an der durch das Lageistwertfilter hinzukommenden Signallaufzeit im Lageregelkreis der gedämpften Achse. Empirisch lässt sich ermitteln, dass bei einem K_v von $4 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ mit Biquadfilter ein K_v von $3,47 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ in der y-Achse ohne Filter eingestellt werden muss, um keine Ellipse, sondern einen Kreis zu erhalten. Für die x-Achse bedeutet dies wiederum, dass zwar ein K_v von $4 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ eingestellt ist, die reale Dynamik jedoch tatsächlich einem Wert von $3,47 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ entspricht.

Aus diesem Grund ist in Abbildung 7.10 der gemessene Kreis ohne Filter bei einem K_v von $3,47 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ für die x- und y-Achse quasi als neue Ausgangslage für die Schwingungsbetrachtung aufgezeichnet. Auch bei diesem K_v -Faktor sind erwartungsgemäß Schwingungen in der x-Richtung zu erkennen, die allerdings nicht ganz so stark sind, wie bei $K_v = 4 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ (vgl. Abbildung 4.8). Dies entspricht wiederum dem Verhalten, welches bereits in den Führungsfrequenzgängen mit

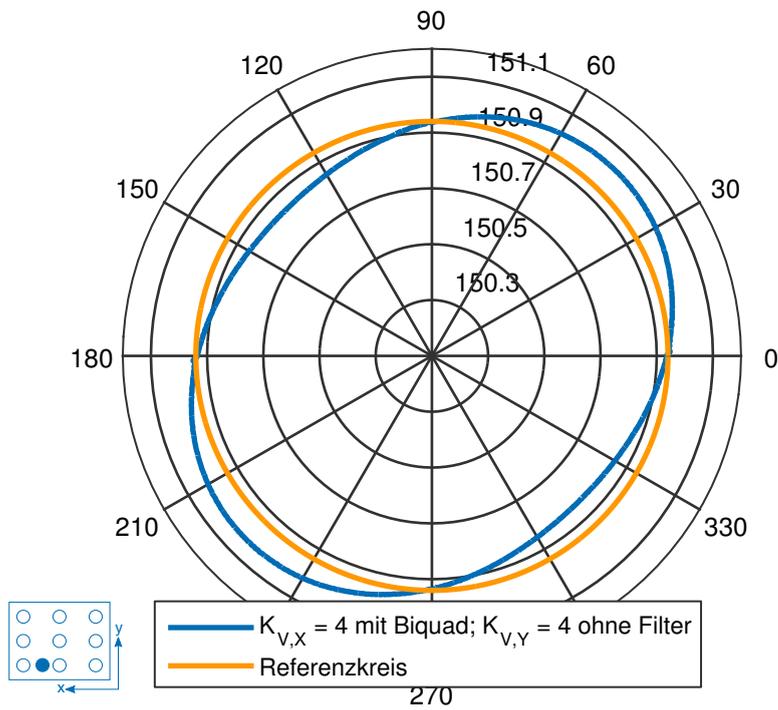


Abbildung 7.9: Kreisformtest in der x-y-Ebene mit $K_v = 4 \text{ m/min-mm}$

Circle test in x-y-plane with $K_v = 4 \text{ m/min-mm}$

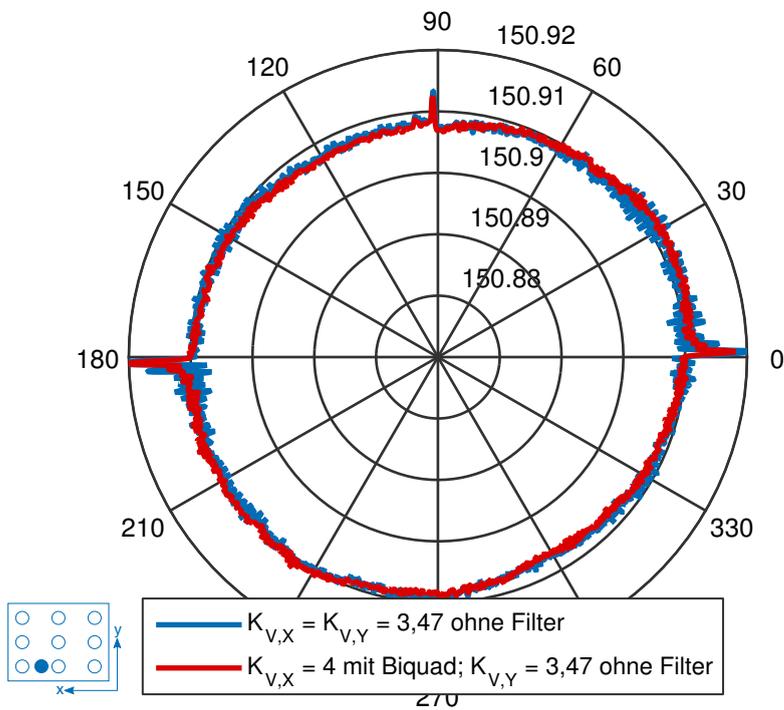


Abbildung 7.10: Kreisformtest in der x-y-Ebene mit $K_v = 3,47 \text{ m/min-mm}$

Circle test in x-y-plane with $K_v = 3,47 \text{ m/min-mm}$

dem sehr ähnlichen K_v von $3,5 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ in vorherigen Abbildungen (4.4 und 7.2) dargestellt wird.

Des Weiteren zeigt Abbildung 7.10 das Verhalten der Maschine beim Kreisformtest, wenn die x-Achse mit $K_v = 4 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ und Biquadfilter betrieben wird, während die y-Achse ohne Filter bei einem K_v von $3,47 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ läuft. Die Kreise beider Messungen liegen nun gut übereinander und haben ihre elliptische Form verloren. Ein Einfluss auf die Spitzen in den 90° -Ecken ist durch das Filter – wie zu erwarten – nicht auszumachen. Die Schwingungen, die sich maßgeblich in x-Richtung zeigten, können durch das Biquadfilter jedoch sehr gut reduziert werden.

Das Lageistwertfilter reduziert demnach den K_v von 4 auf $3,47 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$, also um einen Faktor von 0,87. Versuche haben ergeben, dass bei einem Ausgangs- K_v von $3,5 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$ mit Schwingungsdämpfung der K_v der y-Achse ebenfalls um den Faktor 0,87 reduziert werden muss (auf $3,03 \text{ m}/\text{min}\cdot\text{mm}$), um maßhaltige Kreise zu erhalten.

Es sei festgehalten, dass zur Demonstration der Robustheit bei den Kreisformtests eine statische Lageistwertfiltervariante gewählt wird. Es erfolgt also keine Anpassung des Filters zur Laufzeit mittels Gain-Scheduling, obwohl durch den Kreisdurchmesser von ca. 300 mm ein relativ großer Verfahrbereich in x- und y-Richtung abgedeckt wird. Trotzdem zeigen die Messungen gute Ergebnisse. Die Schwingungsdämpfung funktioniert auch im mehrachsigen Fall gut. Nachteile durch das Biquadfilter sind anhand der Kreismessungen nicht auszumachen.

Zusammengefasst ergeben sich sowohl mit LQG-Regler als auch mit dem daraus abgeleiteten Biquadfilter gute Ergebnisse in der Schwingungsdämpfung. Beide Varianten sind in ihrer Wirkung relativ gleichwertig. Ein längerer Einsatz im Produktivbetrieb mit wechselnden Arbeitsabläufen einer Werkzeugmaschine, der im Rahmen dieser Arbeit nicht geleistet werden kann, muss zeigen, ob eine Variante der anderen vorzuziehen ist. Der LQG-Regler hat den Vorteil, dass dieser unter Umständen noch genauer an den benötigten Übertragungsfrequenzgang angepasst werden kann, während das Biquadfilter durch seinen einfacheren Aufbau und die geringere Systemordnung theoretisch numerisch robuster ist.

7.2 Antriebsstrangprüfstand

Drive Train Test Stand

Nach den Untersuchungen an der Werkzeugmaschine werden die in Kapitel 6 vorgestellten Varianten zur Schwingungsdämpfung – namentlich die Rückführung der bandpassgefilterten Drehzahl, der LQG-Regler (mit Hochpass) sowie die Regelung der Differenzdrehzahl – für den in Abschnitt 4.2.1 beschriebenen Antriebsstrangprüfstand für Elektrofahrzeuge implementiert und anhand schwingungskritischen Fahrsituationen nachempfunder Abläufe auf ihre Tauglichkeit hin

verifiziert. In den betrachteten Fahrmanövern werden sowohl die Schwingungsanregung durch den Antrieb, also Beschleunigungs- und Verzögerungssituationen (Tip-In und Tip-Out), als auch äußerer bzw. lastseitiger Anregung bei Bordsteinüberfahrten und ABS-Bremmung untersucht. Bei allen Messungen wird mittels der Abtriebsmaschinen oder des Rollenprüfstands der der Fahrsituation entsprechende Fahrwiderstand als Lastmoment aufgebracht.

Im Gegensatz zur Werkzeugmaschine wird die Schwingungsdämpfung am Elektroauto ohne zusätzliche Hardware zur Messwertmanipulation umgesetzt, sondern schwingungsreduzierte Momentensollwerte in einem HiL-System (Hardware in the loop) generiert, die von der in der Motorleistungselektronik vorhandenen Momentenregelung umgesetzt werden. Aus diesem Grund sind keine zusätzlichen Totzeiten – wie mit Phasenmischkarte bei der Werkzeugmaschine – in der Reglerauslegung zu berücksichtigen. Für den realen Prüfstand können daher die gleichen Parameter für die Dämpfungsalgorithmen verwendet werden, wie sie auch in dem zuvor erstellten Prüfstandssimulationsmodell zur Anwendung kommen. Für die Feineinstellung werden am Prüfstand die Grenzfrequenzen der Bandsperre, die Q -Matrix des LQG-Reglers sowie der Verstärkungsfaktor für den Differenzdrehzahlregler variiert, um bestmögliche Ergebnisse zu erzielen.

Der schwingungstechnische Ausgangszustand des Antriebsstrangprüfstands wird in Abschnitt 4.2.2 beschrieben. Für den Fahrzyklus aus Abbildung 4.18, bestehend aus relativ steilen Momentensprüngen auf 50 Nm und Abbremsen mit Rekuperationsmoment von -5 Nm, sind in Abbildung 7.11 Messungen mit rückgeführtem, bandpassgefiltertem Drehzahlsignal (oben), mit LQG-Regler und Hochpassfilter (mittig) sowie mit der modellbasierten Regelung der Differenzdrehzahl (unten) dargestellt.

Alle drei Varianten dämpfen die Schwingungen beim Beschleunigen im Drehzahlverlauf recht gut. Mit Bandpassfilter wird allerdings die maximale Drehzahl bei den jeweiligen Beschleunigungsendpunkten (bei 2,5 und 7,5 s) nicht erreicht, das Fahrzeug bleibt also immer etwas langsamer als ohne Schwingungsdämpfung. Beim Abbremsen liegen die Drehzahlverläufe mit Bandpass ziemlich genau auf den Kurven ohne Filter, mit leicht geringeren Minimaldrehzahlen gegen Ende der Rekuperationsphase. Jeweils am Anfang einer Beschleunigungsphase können die Schwingungen jedoch nicht vollständig ausgelöscht werden. Bspw. bleibt im Bereich von 3,5–4 s eine leichte Schwingung, zwar mit wesentlich geringerer Amplitude als ohne Bandpass, jedoch immer noch sichtbar, bestehen.

Dieses Verhalten ist beim LQG-Regler etwas besser. Die Schwingungen werden schon mit Beginn der Beschleunigungsphase (nach 1–2 leichten Schwingperioden) besser gedämpft. Dadurch ist der Drehzahlverlauf jedoch nicht so „bauchig“, da anfangs durch den LQG etwas langsamer beschleunigt wird. Die erreichte Endgeschwindigkeit liegt jedoch nahezu gleichauf mit der dämpfungsfreien Ausgangssituation und damit höher als beim Bandpassfilter. Auch das Verzögern

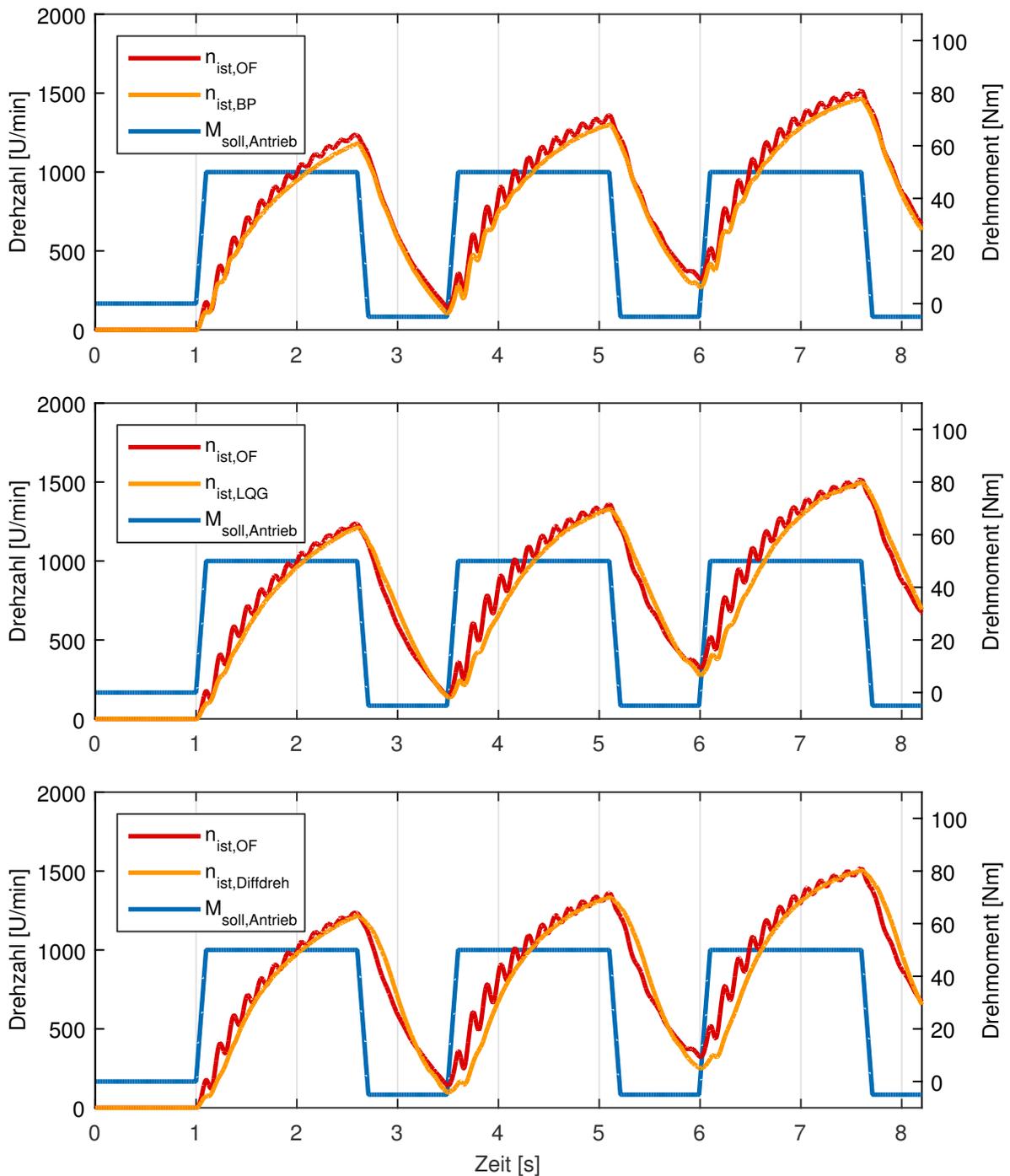


Abbildung 7.11: Momentenvorgabe mit Rekuperationsmoment: Ausgangszustand des Prüfstands und mit aktiviertem Bandpassfilter (oben), mit LQG-Regler (Mitte) und mit Differenzdrehzahlregler (unten)

Torque command with recuperation momentum: initial state of test stand and with activated bandpass filter (top), with LQG controller (middle) and with control of differential speed (bottom)

verläuft mit LQG linearer als in der ungedämpften Variante, wobei die Minimaldrehzahl nahezu identisch zur Ausgangsmessung ohne Filter ist.

Genauer betrachtet unterscheidet sich der Drehzahlverlauf mit modellbasiertem Differenzdrehzahlregler (siehe Abbildung 7.11 unten) von den beiden anderen Varianten. Die Schwingungen werden insgesamt auch hier sehr gut gedämpft. Beim Anfang der Beschleunigung treten mit Differenzdrehzahlregler jedoch die wenigsten Schwingungen im Vergleich auf, wobei der Unterschied zum LQG-Regler relativ gering ist (vgl. Verlauf zwischen 3,5–4 s). Lediglich der Abstand zwischen mit Differenzdrehzahlregler gedämpfter und ungedämpfter Drehzahl ist anfangs noch größer als beim LQG-Regler. Die Enddrehzahlen nach dem Beschleunigen sind allerdings wieder auf dem Niveau des LQG-Reglers und damit genau wie beim ungedämpften Fahrzeug. Dafür verzögert das Fahrzeug mit Differenzdrehzahlregler anfangs schwächer, später jedoch stärker als ohne Filterung.

Der bereits aus Abbildung 4.16 bekannte einfache Fahrzyklus wird für den nächsten Vergleich leicht modifiziert, indem dieser so skaliert wird, dass das maximale Antriebsmoment auf 100 Nm steigt. Des Weiteren entfällt das Rekuperationsmoment, sodass das Abbremsen lediglich ein Antriebsmoment von 0 Nm impliziert, wobei aufgrund des aktivierten Fahrwiderstands das Fahrzeug trotzdem abgebremst wird. In Abbildung 7.12 oben sind die Messungen des gesamten Fahrzyklus ohne Filter, mit Bandpassfilter, mit LQG-Regler und mit Differenzdrehzahlregler in einem Diagramm dargestellt. Die Unterschiede zu Abbildung 4.16 liegen maßgeblich am nun vom Antriebsstrang zu überwindenden Fahrwiderstand. In der Übersicht sind – zwar von den anderen Kurven etwas überdeckt – die Drehzahlschwingungen für den dämpfungsfreien Fall, insbesondere in Beschleunigungsphasen, zu erkennen. Auch hier eignen sich prinzipiell alle drei verwendeten Algorithmen zur Schwingungsdämpfung.

Im Unterschied zur vorherigen Untersuchung (vgl. Abbildung 7.11) sind im vergrößerten Ausschnitt in Abbildung 7.12 unten im ungedämpften Zustand auch Schwingungen beim Abbremsen zu sehen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass im vorherigen Fall ein Rekuperationsmoment von -5 Nm dafür sorgt, dass das Fahrzeug aktiv abgebremst wird und der Motor ein Moment entgegen der bisherigen Fahrtrichtung aufbringt, während nun der Antrieb das Moment lediglich auf Null regelt. Stattdessen sorgen nur die systemimmanente Reibung sowie die von den Lastmaschinen aufgebrauchten Fahrwiderstände für ein Abbremsen des Prüfstands. Die Schwingungsfrequenz in der Beschleunigungsphase beträgt 6,6 Hz, während sie beim Abbremsen mit 5,9 Hz etwas darunter liegt. Des Weiteren sind im unteren Ausschnitt die Unterschiede zwischen den Dämpfungsvarianten leichter zu erkennen. Die Beschleunigungsphase entspricht im Wesentlichen dem vorherigen Versuch, bei dem das Bandpassfilter anfangs noch zu leichten Schwingungen neigt, während diese vom LQG-Regler und per Regelung der Differenzdrehzahl nahezu komplett gedämpft werden.

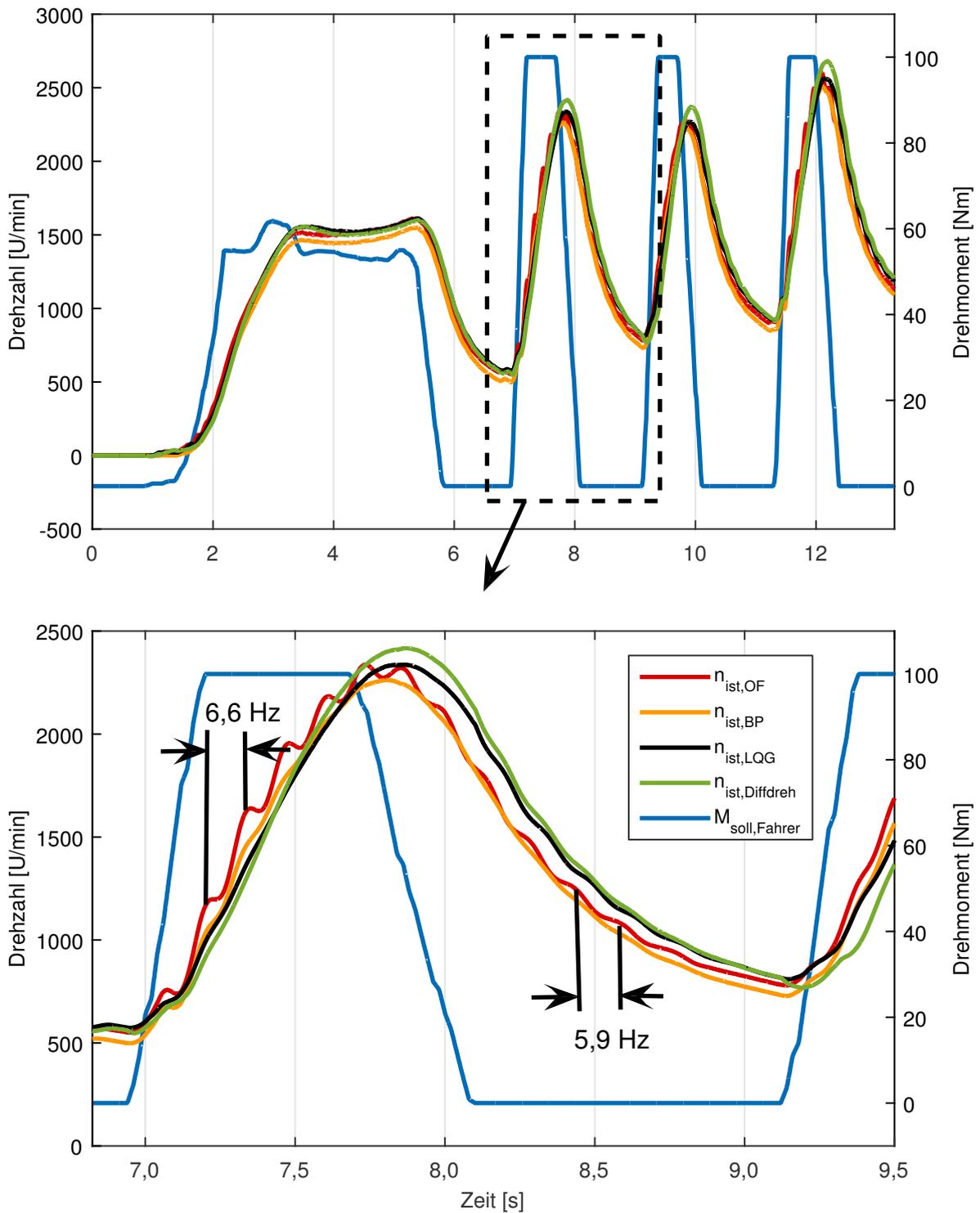


Abbildung 7.12: Modifizierter Fahrzyklus ohne Rekuperationsmoment mit 100 Nm max. Antriebsmoment (oben) und vergrößertem Ausschnitt (unten)

Modified drive cycle without recuperation and with 100 Nm of max. drive torque (top) and zoomed extract (bottom)

Insbesondere letzterer reagiert anfangs etwas träger, erzeugt am Ende jedoch eine höhere Drehzahl als die dämpfungsfreie Variante.

Während also der LQG- und der Differenzdrehzahlregler Vorteile in den Beschleunigungsphasen haben, erzeugt das Bandpassfilter eine etwas bessere Schwingungsdämpfung beim Abbremsen (vgl. Bereich von 8–9 s). Die Schwingung wird mit Bandpass nahezu komplett ausgelöscht. Des Weiteren liegt der Drehzahlverlauf nur leicht unterhalb der Kurve ohne Dämpfung. Bei den anderen beiden Varianten wird zunächst zeitlich verzögert abgebremst, wobei zum Ende hin der Drehzahlgradient etwas steiler nach unten zeigt, sodass alle vier Drehzahlkurven nahezu die gleiche minimale Drehzahl zum gleichen Zeitpunkt erreichen. Die Darstellung des Abbremsvorgangs beim LQG und Differenzdrehzahlregler täuscht etwas, da deren Drehzahlverläufe nah beieinander liegen, die (gedämpften) Schwingungen jedoch leicht phasenverschoben zueinander sind, sodass die Amplituden bei beiden Varianten größer wirken, als sie tatsächlich sind.

Dennoch scheint das beim LQG-Regler und Differenzdrehzahlregler zugrunde liegende lineare Modell besser zur Beschleunigungsphase zu passen – und aufgrund der in Abschnitt 4.2 beschriebenen Nichtlinearitäten im Antriebsstrang – nicht so gut zur Abbremsphase. Beim Bandpassfilter ist es offensichtlich anders herum (vgl. Abbildungen 6.1 und 6.4). Der gewählte Durchlassbereich passt besser zur Abbrems- als zur Beschleunigungsphase. Obwohl alle Varianten bei dieser Messung ihre Schwächen haben, funktionieren sie doch relativ gut mit leichten Vorteilen bei den modellbasierten Reglern (also LQG- und Differenzdrehzahlregler). Der Unterschied zwischen Differenzdrehzahl- und LQG-Regler ist gering.

Bereits in den Abschnitten 4.2 und 6.2 wird beschrieben, dass die niederfrequenten Schwingungen im Fahrzeug aus der Torsion des Antriebsstrangs zwischen Rad und Antrieb resultieren und diese bei einer Reduzierung des Differenzwinkels (und damit auch der Differenzdrehzahl) gedämpft werden können. Für den LQG-Regler sind in Analogie zu Abbildung 4.17 die mit den am Prüfstand vorhandenen zusätzlichen Drehgebern am Motor und rechtem Rad gemessenen Drehzahlen in Abbildung 7.13 oben für den Fall ohne Filter sowie mit LQG-Regler dargestellt. Die Raddrehzahlen sind für einen besseren Vergleich mit der Getriebeübersetzung multipliziert, um die dem Antrieb äquivalente Drehzahl zu erhalten. Da sich die Drehzahlen zwischen linkem und rechtem Rad kaum unterscheiden, ist der Übersichtlichkeit wegen lediglich die rechte Raddrehzahl abgebildet.

Bei der Messung ohne Filter in Abbildung 7.13 oben ist sehr gut die Gegenphasigkeit zwischen An- ($n_{\text{mittig,OF}}$) und Abtrieb ($n_{\text{rechts,OF}} \cdot i$) zu erkennen. Rad und Antrieb schwingen um ca. 180° phasenverschoben zueinander. Mit LQG-Regler wird die Schwingung nahezu komplett gedämpft. Sowohl die an- wie die abtriebsseitigen Drehzahlverläufe weisen kaum noch Schwingungen auf, was die Theorie der differenzdrehzahlbedingten Schwingungen bestätigt.

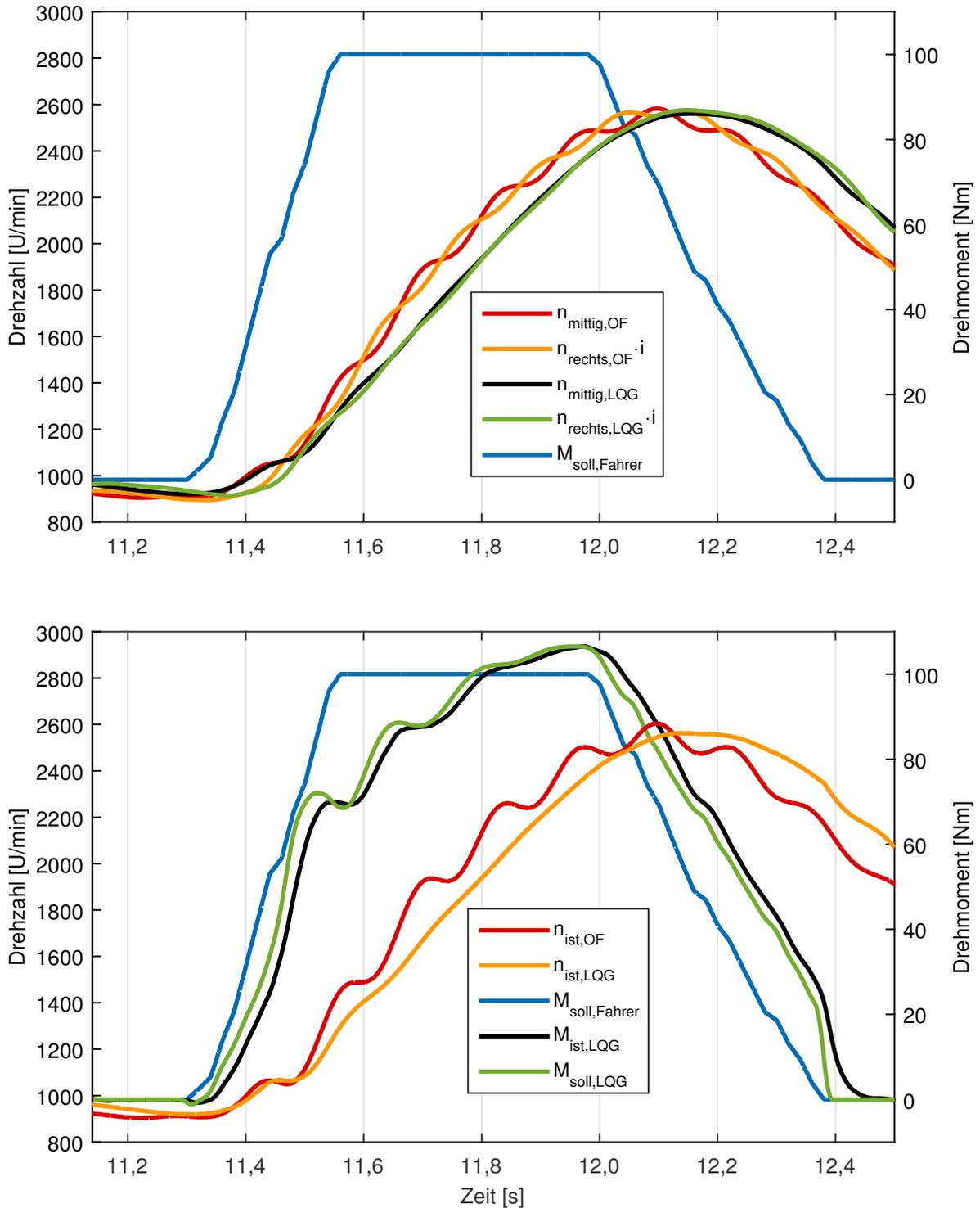


Abbildung 7.13: Gleiche Messung wie Abb. 7.12: Darstellung der antriebs- und radseitig verbauten Drehgeber (oben) sowie Momentensoll- und -istwert (unten)

Same measurement as in fig. 7.12: display of rotational speed sensors of drive and load (top) as well as torque set point and current value (bottom)

Alle hier entwickelten und untersuchten Dämpfungsvarianten basieren auf einer Manipulation der schwingungsbehafteten Antriebsdrehzahl und anschließender Rückführung auf das vom Fahrer vorgegebene Sollmoment. Dies bedeutet wiederum, dass sich das tatsächliche, dem Motor übergebene Sollmoment von dem Fahrerwunschloment unterscheidet. In Abbildung 7.13 unten sind daher neben dem bereits oben dargestellten Fahrerwunschloment ($M_{\text{soll,Fahrer}}$), welches im filterfreien Zustand genau dem Motorsollmoment entspricht, zusätzlich das der Motorregelung vorgegebene Sollmoment $M_{\text{soll,LQG}}$ nach der Verrechnung mit den vom LQG-Regler vorgegebenen Werten sowie das vom Motor tatsächlich aufgebrauchte (geglättete) Istdrehmoment $M_{\text{ist,LQG}}$ abgebildet. Der Vollständigkeit halber sind zusätzlich die bereits bekannten motorseitigen Drehzahlverläufe ohne und mit LQG-Regler eingezeichnet. Wie erwartet liegen die Motorsoll- und -istmomente nah beieinander, wobei die Istwerte den Sollwerten nacheilen. Der tatsächliche Verlauf des Sollmoments mit LQG unterscheidet sich jedoch recht stark von dem Fahrerwunschloment. Auffällig ist, wie durch den LQG-Regler die Schwingungen in der Istdrehzahl auf das Sollmoment übertragen werden, was besonders gut beim Vergleich der roten mit der grünen Kurve im Bereich zwischen 11,4 und 11,8 s zu erkennen ist. Dies sorgt letztlich für die wunschgemäße Schwingungsdämpfung. Für den Fahrer und die Lebensdauer der Mechanik ist eine Schwingung im Motormoment zu vernachlässigen, es kommt eher darauf an, keine Verdrehungen im Antriebsstrang – und damit einhergehend eine schwingungsfreie Drehzahl – zu erzeugen.

Ein Versuch, der so nur am Antriebsstrangprüfstand mit Lastmotoren anstelle der Räder möglich ist und am Rollenprüfstand nicht ohne Weiteres zu realisieren ist, ist die Nachbildung einer Bordsteinüberfahrt. Simuliert wird das Verhalten eines Fahrzeugs, welches mit einer bestimmten Geschwindigkeit einen Bordstein herunter fährt. Für eine kurze Zeit drehen die Räder frei in der Luft ohne Rollwiderstand ehe sie auf dem Boden aufkommen und wieder Straßenkontakt herstellen. Am Prüfstand wird dies dadurch nachgebildet, dass zunächst die Fahrwiderstände als Lastmoment auf den Antriebsstrang wirken, dann schlagartig auf Null sinken und nach kurzer Zeit wieder voll angelegt werden. Dadurch wirken zwei kurz aufeinanderfolgende Stöße auf die Antriebsmechanik, die diese zum Schwingen anregen können.

In Abbildung 7.14 sind Messungen einer solchen mit dem Prüfstand simulierten Bordsteinüberfahrt abgebildet. Das Antriebsmoment bleibt konstant bei 50 Nm, während das auf den Antrieb umgerechnete Lastmoment nach 4 s für 100 ms auf Null abgesenkt und danach wieder aufgebracht wird. Zur besseren Übersicht sind die resultierenden Drehzahlverläufe ohne Filter, mit Bandpass, mit LQG-Regler und mit Differenzdrehzahlregler jeweils um einen anderen Wert in y-Richtung verschoben. Die absoluten Drehzahlwerte unterscheiden sich also, jedoch sind die relativen Unterschiede in den Kurven jeweils korrekt. Dadurch überlagern sich nicht alle Kurven und es kann jedes Ergebnis für sich betrachtet werden. Allen Messungen gemein ist, dass durch den Einbruch des Lastmoments die Drehzahlen – aufgrund der quasi durchdrehenden Räder – für kurze Zeit stark ansteigen.

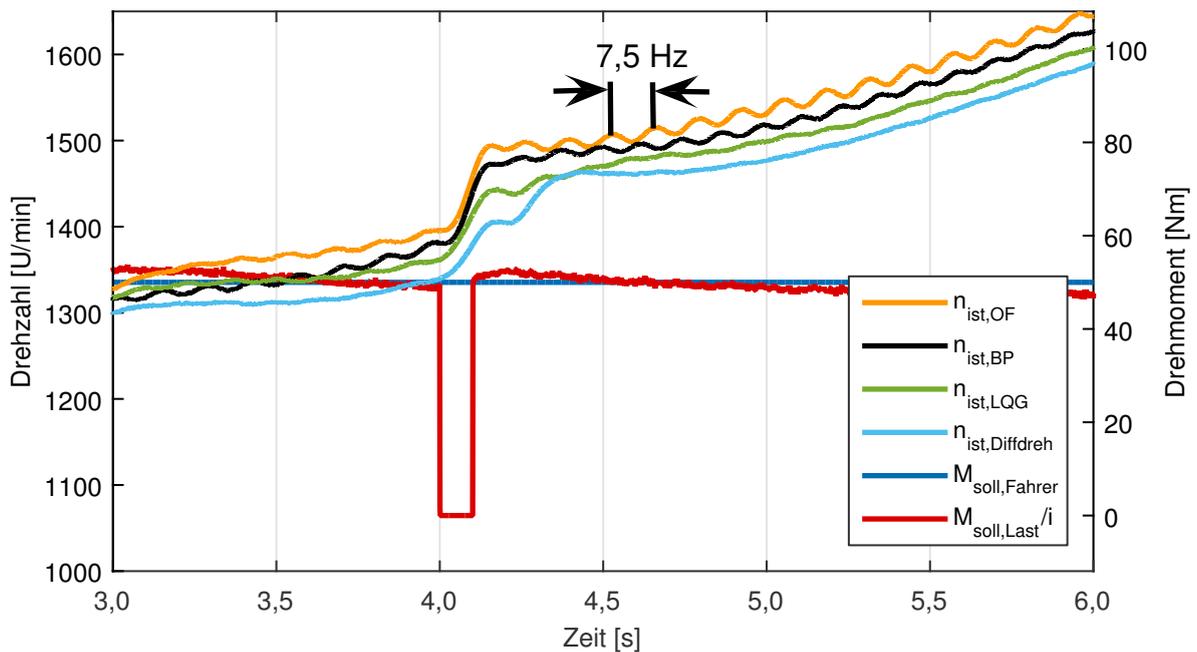


Abbildung 7.14: Mit Prüfstand simulierte Bordsteinüberfahrt. Drehzahlen zur besseren Übersicht jeweils unterschiedlich stark in y-Richtung verschoben.

With test stand simulated curbstone crossing. Rotational speeds are differently moved in y-direction for better overview.

Ganz oben ist der Drehzahlverlauf ohne Dämpfungsmaßnahme abgebildet. Gut zu erkennen sind bereits die leichten Schwingungen vor dem ersten Stoß, die nach dem Wiedereinsetzen der Fahrwiderstände jedoch bei einer Frequenz von 7,5 Hz stärker angeregt werden. Erst bei Sekunde 7,5 (hier nicht abgebildet) ist die Schwingung nahezu abgeklungen. In den vorherigen Versuchen lieferte das Bandpassfilter in der Rückführung gute Dämpfungsergebnisse. Leichte Frequenzverschiebungen der Schwingungen in diesem Versuch verschlechtern jedoch das Betriebsverhalten dieser Dämpfungsvariante. Bereits vor der eigentlichen Bordsteinüberfahrt ist der Drehzahlverlauf mit Bandpassfilter von einer Schwingung überlagert, die nach dem Sprung nicht schwächer wird und auch nach einer Versuchsdauer von 8 s noch nicht abgeklungen ist. Der Differenzdrehzahlregler hingegen ist in der Lage, die Schwingung gut zu dämpfen. Es ergibt sich ein glatter Verlauf. Auffällig ist bei diesem allerdings der zweigeteilte Drehzahlsprung bei bzw. nach der Bordsteinüberfahrt. Bis zum Wiedereintritt des Fahrwiderstands steigt die Drehzahl zwar an, allerdings nicht so stark wie bei den anderen Varianten. Nachdem der Fahrwiderstand wieder eingeschaltet wird, ist jedoch ein zweiter Drehzahlsprung zu erkennen. Dieser ist darauf zurückzuführen, dass durch den Differenzdrehzahlregler nach dem Wiedereinsetzen des Fahrwiderstands ein im Vergleich zu den anderen Varianten relativ hohes Sollmoment an den Antrieb übergeben wird, der dieses umsetzt und das Fahrzeug schließlich beschleunigt. Der LQG-Regler dämpft die Schwingung

besser als das Bandpassfilter, jedoch minimal schlechter als der Differenzdrehzahlregler. Dafür entfällt der zweistufige Sprung in der Drehzahl bei und nach der Bordsteinüberfahrt, was für den Fahrer aus Komfortgründen die bessere Alternative ist.

Auch bei diesem Versuch sind die modellbasierten Regler im Vorteil gegenüber dem einfachen Bandpassfilter. Würde das Bandpassfilter nachjustiert werden, würde es auch hier bessere Ergebnisse produzieren. Ziel ist es jedoch, mit einer Einstellung jeder Dämpfungsvariante sämtliche Versuche durchzuführen, da dies dem realitätsnahen Einsatz im Fahrzeug entspricht. Eine manuelle, fahrsituationsabhängige Filterparametrierung ist auch später im Fahrzeug nicht möglich. Notwendig ist jedoch eine einmalige fahrzeugspezifische Anpassung der Regler.

Nach den Versuchen am Antriebsstrangprüfstand mit Lastmaschinen wird der Aufbau zu einem Halffahrzeug auf einem Rollenprüfstand umgebaut (vgl. Abbildung 4.15). Statt der Lastmotoren (und der zugehörigen Wellenverlängerungen) befinden sich nun Räder bestehend aus Leichtmetallfelge und Reifen an den Seitenwellen (siehe Abschnitt 4.2.1).

Wegen des veränderten Versuchsaufbaus müssen die Dämpfungsvarianten nachjustiert werden. Für den LQG-Regler werden die Parameter des Massenschwingersimulationsmodells nach Abschnitt 4.2.3 angepasst und somit eine neue Reglerübertragungsfunktion mit Kalman-Filter und LQ-Regler berechnet (siehe Kapitel 6). Das gleiche Modell kann im Anschluss für den Differenzdrehzahlregler weiterverwendet werden. Die Grenzfrequenzen des Bandpassfilters bedürfen ebenfalls einer Anpassung an die leicht veränderte Resonanzfrequenz des Halffahrzeugs auf dem Rollenprüfstand. Diese Änderungen sind auch bei der späteren Inbetriebnahme im jeweiligen Fahrzeugtyp einmalig durchzuführen.

Um zu überprüfen, wie robust die Regler nach dem Einstellen auf Parameterschwankungen reagieren, werden am Rollenprüfstand verschiedene Fahrzeugmassen simuliert, wobei die Dämpfungsalgorithmen für die ursprüngliche Masse von 1130 kg ausgelegt bleiben. Dadurch können Einflüsse durch unterschiedliche Zuladungen oder Personenzahlen untersucht werden. Bei den modellbasierten Reglern sorgt die Masseänderung für eine künstlich verschlechterte Modellgüte. Bei der Bandsperre können Frequenzverschiebungen aufgrund der Masseänderungen das Dämpfungsergebnis beeinflussen. Für die verschiedenen Messungen werden unterschiedliche Massescheiben auf der Prüfstandswelle fixiert, die somit die Trägheit der Fahrzeugmasse nachbilden. In Abbildung 7.15 sind mehrere Messungen für eine Momentenvorgabe der Antriebsmaschine dargestellt. Simuliert werden Fahrzeugmassen von 915, 1130 und 1540 kg, also zusätzlich zur Standardmasse höhere und niedrigere Fahrzeugmassen. Es sei erwähnt, dass für die Versuche auch die Fahrwerksfedern entsprechend der simulierten Fahrzeugmassen vorgespannt werden, um einen realitätsnäheren Rad-Fahrbahnkontakt zu erzeugen. Alle drei Massen werden jeweils in den Varianten ohne Filter, mit Bandpassfilter, mit LQG-Regler und mit Regelung der Differenzdrehzahl untersucht. Der prinzipielle Verlauf ist bei allen Massen erwartungsgemäß ähnlich. Bei

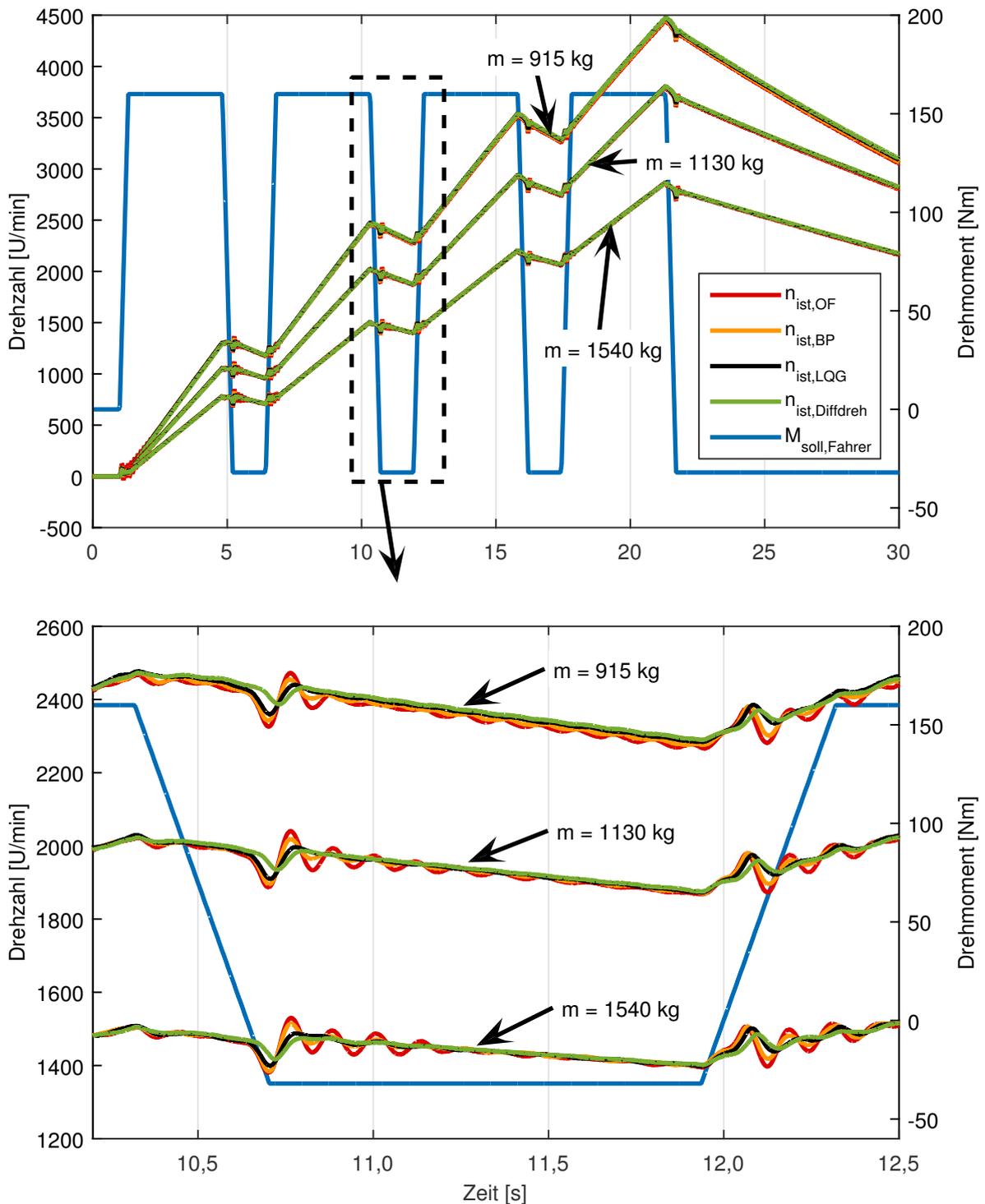


Abbildung 7.15: Momentenvorgabe am Rollenprüfstand mit verschiedenen simulierten Fahrzeugmassen

Torque command on a chassis dynamometer with different simulated vehicle masses

der niedrigsten Masse wird – bei identischem Antriebsmoment – die höchste Endgeschwindigkeit erreicht (4500 U/min entsprechen einer Fahrzeuggeschwindigkeit von ca. 77 km/h, vgl. Fußnote 7 auf S. 60). Je höher die Fahrzeugmasse ist, desto weniger wird bei gleichem Antriebsmoment das Fahrzeug beschleunigt. Wie bereits am Antriebsstrangprüfstand sind besonders Schwingungen jeweils zu Beginn der Beschleunigungs- und Abbremsphase im dämpfungsfreien Fall zu erkennen.

In Abbildung 7.15 unten ist der Zeitbereich zwischen 10,2 und 12,5 s vergrößert dargestellt. Alle drei Dämpfungsalgorithmen beruhigen das niederfrequente Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs, wobei die bandpassgefilterte Rückführung der Drehzahl insbesondere die erste zu erkennende Schwingungsperiode (bei 10,75 s) bei allen Massen am schlechtesten dämpft. Auch danach bleibt gerade bei $m = 915$ kg eine leicht gedämpfte, aber kontinuierliche Drehzahlschwingung bestehen. Die modellbasierten Regler sind hingegen robust genug auch für ein bepacktes Fahrzeug (mit einer Zuladung von 410 kg). Sowohl der LQG- als auch der Differenzdrehzahlregler zeigen ein robustes Verhalten bei allen hier dargestellten Versuchen und dämpfen trotz veränderter Massebedingungen gut.

Eine extreme Fahrsituation beim Fahrzeug stellt die Vollbremsung dar. Durch den heute üblichen ABS-Bremseingriff wird das Fahrzeug mit vielen kurzen Stößen zum Stillstand gebracht. Die Stöße sorgen ihrerseits jedoch für eine wiederholte Schwingungsanregung des Antriebsstrangs. Die Trommelbremsen am Prüfstand sind wie im Auto in Radnähe angebracht (vgl. Abschnitt 4.2.1). Am Prüfstand erzeugt ein Aktuator je Bremse den Bremsdruck, der die Bremsbacken an die Trommel presst und damit die Rotation der Welle abbremst. Als Nachbildung des Antiblockiersystems werden die Bremsen links und rechts jeweils synchron mit einer bestimmten Frequenz ein- und ausgeschaltet. Die Frequenz ist im Fahrzeug abhängig von der Fahrsituation und durch die Bremsmechanik sowie die Abtastrate der Bremsregelung limitiert.

Messungen mit einer ABS-Bremsfrequenz von 5 Hz sind in Abbildung 7.16 oben abgebildet. Das Halbfahrzeug wird in diesem Versuch auf eine bestimmte Geschwindigkeit beschleunigt, ehe ein konstantes Rekuperationsmoment von -32 Nm das Fahrzeug bereits leicht abbremst. Daraufhin setzen bei Sekunde 20 die ABS-Bremseingriffe an beiden Seiten ein. Die Drehzahl bricht direkt ein. Aufgrund der trägen Massen am Prüfstand (wie auch am realen Fahrzeug) beschleunigt der Antriebsstrang wieder leicht, wenn der Bremsdruck auf Null fällt. Nach 0,1 s wird der Bremsdruck wiederum aufgebaut, wodurch der Prüfstand abgebremst wird. Es entsteht eine durch das Bremsmuster aufgeprägte Schwingung in der Antriebsdrehzahl. Ohne Filter ergibt sich eine Schwingungsamplitude von ca. 415 U/min. Das Bandpassfilter kann diese um fast die Hälfte auf 217 U/min reduzieren. Mit LQG-Regler reduziert sich die Amplitude auf gut ein Drittel (140 U/min), der Differenzdrehzahlregler gar auf weniger als ein Viertel (100 U/min).

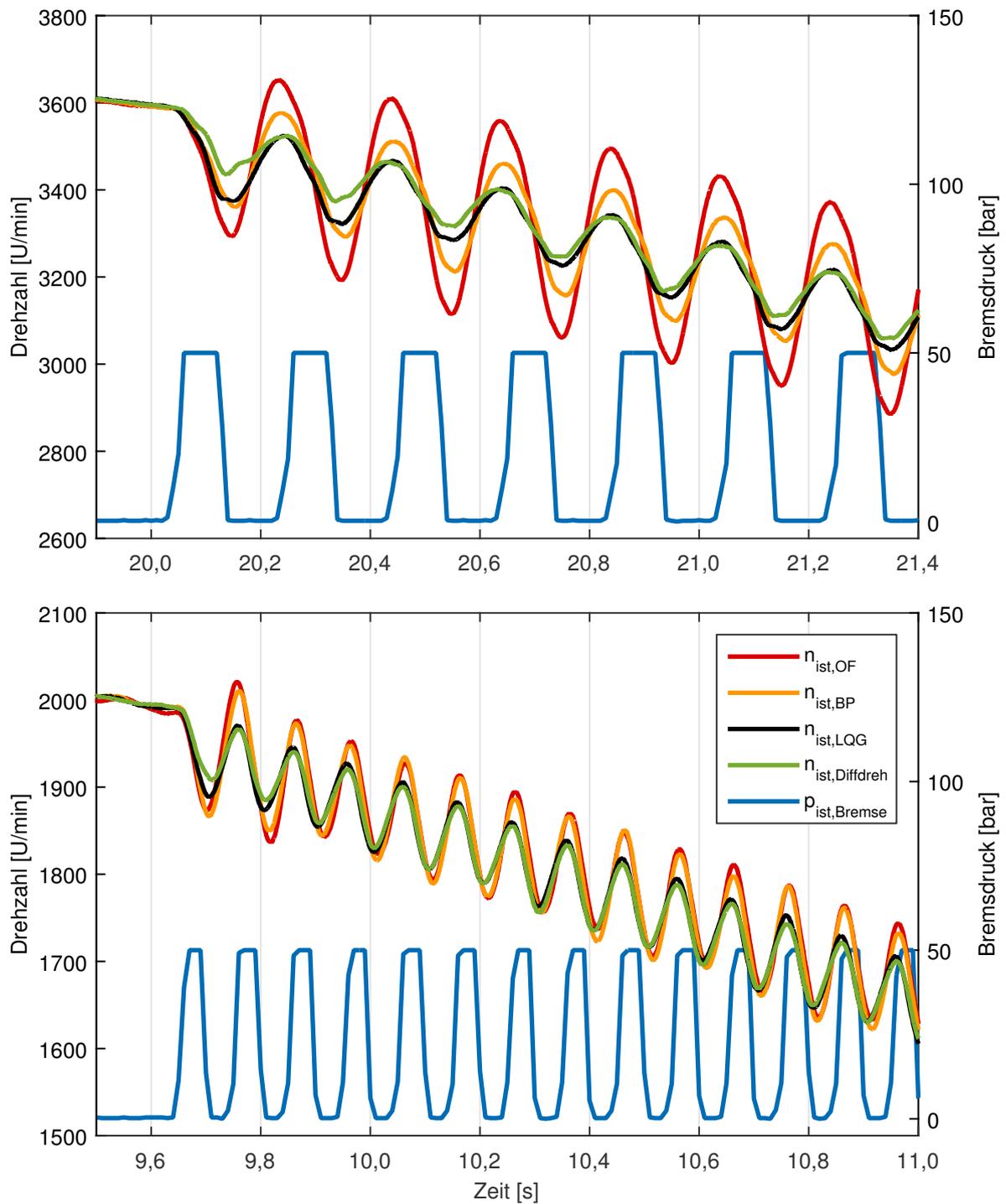


Abbildung 7.16: ABS-Bremseingriffe mit 5 Hz (oben) und 10 Hz (unten)

ABS brake engagements with 5 Hz (top) and 10 Hz (bottom)

In Abbildung 7.16 unten ist ein ähnlicher Versuch abgebildet. Jedoch beträgt die ABS-Eingriffsfrequenz nun 10 statt 5 Hz. Zum besseren Vergleich beider Versuche sind die Zeitausschnitte mit jeweils 1,5 s gleich lang. Durch die höhere Bremsfrequenz wird auch die eingeprägte Schwingung auf die Motordrehzahl höherfrequenter. Während im vorherigen Fall die geringe Anregungsfrequenz noch in der Umgebung der für die Schwingungsdämpfung relevanten Frequenz liegt und die Algorithmen daher selbst die extern eingeprägte Schwingung reduzieren, ist dies bei 10 Hz nicht mehr der Fall. Das Bandpassfilter kann keinen positiven Einfluss mehr auf das Schwingungsverhalten des Antriebs ausüben. LQG- und Differenzdrehzahlregler verhalten sich nahezu identisch zueinander und reduzieren die Schwingungsamplitude noch um ca. 40 %. Modellbasierten Reglern wird üblicherweise keine hohe Robustheit unterstellt. Dennoch sind die beiden Dämpfungsvarianten in der Lage, die Schwingungsamplituden beim ABS-Eingriff zu reduzieren.

Bei den Fahrzeugherstellern werden neue Funktionen stets auch mit den einhergehenden Kosten und Aufwänden bewertet. Durch die hier vorgestellten regelungstechnischen Erweiterungen werden keine zusätzlichen Komponenten im Fahrzeug benötigt. Lediglich die Rechenleistung der Motorsteuerung muss leistungsfähig genug sein, die Algorithmen in Echtzeit auszuführen, was jedoch aufgrund der vereinfachten Simulationsmodelle wenig kritisch ist. Eine Option Kosten zu sparen wäre der Einsatz eines günstigeren, aber dadurch weniger gut auflösenden Motorgebers. In Versuchen wird der Geber daher künstlich verschlechtert, indem der Drehzahl typische Störungen wie Rauschen und höherharmonische Schwingungen überlagert werden. Dies ändert zwar an der eigentlichen Dämpfungswirkung der drei Varianten kaum etwas, allerdings übertragen sich beim LQG- und Differenzdrehzahlregler die Störungen auf das Motorsollmoment. Durch die höherfrequenten Momente wird der Motor zusätzlich beansprucht und erzeugt unter Umständen Geräusche bei der Momentengenerierung, die sich allerdings nicht als Torsionsschwingung in der Mechanik ausbreiten. Beim Bandpassfilter werden bedingt durch seine Tiefpasscharakteristik die höherfrequenten Rauschteile ausgefiltert. Schaltet man ein Tiefpassfilter hinter LQG- oder Differenzdrehzahlregler, sollten sich auch damit die Störungen beheben lassen.

Um zu klären, ob es evtl. sinnvoll ist, am Fahrzeug hochaufgelöste Drehgeber am Rad zu installieren, werden zusätzlich zum modellbasierten Differenzdrehzahlregler auch Versuche mit Rückführung der tatsächlich gemessenen Differenzdrehzahl zwischen rad- und antriebsseitigem Geber durchgeführt. Trotz der vermeintlich genaueren Werte durch eine gemessene gegenüber einer modellierten Differenzdrehzahl ist die Dämpfungswirkung nicht besser. Im Gegenteil sorgen die modellbasierten Werte für ein besseres Schwingungsverhalten. Ein Grund dafür ist der Rauschanteil der realen Messwerte. Werden zwei verrauschte Größen im Zeitbereich miteinander verrechnet, kann sich das Rauschen verstärken und zu unerwünschten Ergebnissen führen. Dies ließe sich zwar durch eine geeignete Signalverarbeitung zur Rauschreduzierung verbessern, ist in diesem Fall jedoch nicht erforderlich, da es auch modellbasiert ohne zusätzlichem Geber

funktioniert. Zusätzlich werden weitere Störungen, etwa in Form von höherfrequenten Schwingungen gemessen, die jedoch den Fahrkomfort nicht beeinträchtigen. Trotzdem werden diese von der Differenzdrehzahlregelung ausgeregelt, was jedoch bei höheren Frequenzen aufgrund von Signallaufzeiten stattdessen zu einem Aufschwingen führen kann. Daher ist es bei keinem der hier untersuchten Dämpfungsalgorithmen notwendig, zusätzliche Sensorik ins Fahrzeug einzubringen, wodurch Kosten, Bauraum und Gewicht eingespart werden können.

7.3 Fazit zu Schwingungsdämpfungsvarianten

Conclusion of Oscillation Damping Variants

In diesem Kapitel wurden Messungen sowohl an der Werkzeugmaschine als auch an zwei Ausbaustufen eines Fahrzeug-Antriebsstrangprüfstands vorgestellt. Der für die Werkzeugmaschine entwickelte LQG-Regler und seine Vereinfachung, das Biquadfilter, funktionieren gut und sind in der Lage, das dynamische Verhalten der Maschine wesentlich zu verbessern. Bei Berücksichtigung mehrachsiger Verfahrbewegungen ergibt sich eine realisierte Erhöhung des K_v -Faktors um den Faktor 1,75, was rein rechnerisch zu einer ebenso hohen Verbesserung des Schleppfehlers sowie besserer Dynamik führt. Verbesserungspotential liegt im positionsabhängigen Wechsel der Reglerparameter. Durch eine feinere bzw. intelligenterere Aufteilung der vorberechneten Übertragungsfunktionen, in Abhängigkeit der tatsächlichen Abweichungen des Übertragungsverhaltens der Maschine im Arbeitsraum, ist ein noch besseres positionsabhängiges Dämpfungsergebnis zu erwarten. Nicht zu vernachlässigen ist die Tatsache, dass dies mit Hilfe eines steuerungsexternen Systems geschieht. Dadurch lassen sich prinzipiell auch ältere Maschinen unabhängig von ihrem Steuerungstypus um eine Schwingungsdämpfung erweitern.

Die guten Ergebnisse aus der Werkzeugmaschine lassen sich auch auf Torsionsschwingungen im elektrischem Antriebsstrang von Pkws übertragen. Alle drei untersuchten Dämpfungsalgorithmen sind prinzipiell für die Schwingungsreduktion geeignet. Die bandpassgefilterte Rückführung der Antriebsdrehzahl auf das Fahrerwunschkraftmoment hat den Vorteil der einfachen Parametrierung. Der LQG-Regler zeigt neben der Regelung der Differenzdrehzahl das beste Dämpfungsergebnis. Beide benötigen ein Modell des Antriebsstrangs, welches sich jedoch anhand weniger Messungen parametrieren lässt. Im Anschluss zeigen die modellbasierten Regler eine gute Robustheit gegenüber Schwankungen der Fahrsituationen. Lediglich der zweistufige Drehzahlanstieg bei der Bordsteinüberfahrt stellt eine Schwachstelle beim Differenzdrehzahlregler dar, die insbesondere beim LQG-Regler nicht auftritt.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Summary and Outlook

8.1 Zusammenfassung

Summary

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Dämpfung von Schwingungen in den beiden mechatronischen Systemen Werkzeugmaschine und Elektrofahrzeug. Nach einem Überblick über den Stand der Technik zur Schwingungsdämpfung wurden die Schwingungsentstehung und ihre Auswirkungen zunächst für Werkzeugmaschinen und im Anschluss für Fahrzeuge mit elektrischem Antriebsstrang analysiert.

Darauf aufbauend wurden Simulationsmodelle angefertigt, die insbesondere die in dieser Arbeit relevanten Schwingungsphänomene abbilden. Bei der Werkzeugmaschine wird die erste Eigenfrequenz des Lageregelkreises adressiert, die die Dynamik der Vorschubachse und, bedingt durch Abhängigkeiten mehrachsiger Verfahrbewegungen, der Gesamtmaschine begrenzt.

Beim Elektroauto wirken insbesondere die niederfrequenten Torsionsschwingungen im Antriebsstrang störend. Es wurde gezeigt, dass diese durch ein gegenseitiges Aufziehen zwischen Antrieb und Abtrieb hervorgerufen werden. Dies wirkt sich in einer schwingungsbehafteten Antriebsdrehzahl aus. Eine Schwingungsreduktion muss demnach die Differenzdrehzahl zwischen Motor und Rad reduzieren. Antriebsstrangschwingungen reduzieren den Fahrkomfort der Insassen, indem sie ein Ruckeln insbesondere beim Beschleunigen und Abbremsen herbeiführen. Des Weiteren können Schwingungen zu einer Reduzierung der Lebensdauer oder einer zuvor entsprechenden Überdimensionierung der betroffenen mechanischen Komponenten führen.

Im Fokus dieser Dissertation stand zunächst die Entwicklung eines verbesserten Algorithmus zur steuerungsexternen Schwingungsdämpfung für Werkzeugmaschinen. Die Hardwarevoraussetzungen für ein externes Lageistwertfilter wurden in vorangegangenen Arbeiten geschaffen. Mit dem LQG-Regler wurde in Kapitel 5 eine Schwingungsdämpfung aus der Klasse der Optimalregler für eine Werkzeugmaschinenvorschubachse entwickelt. Der Frequenzgang wurde im Anschluss zur Vereinfachung der Regelstruktur und der Reduktion der Systemordnung mit dem Vorteil einer Verringerung des Risikos numerischer Fehler durch ein Biquadfilter approximiert. Mittels eines darauf

aufbauenden Gain-Schedulings konnte zudem das positionsabhängige Verhalten der Maschine berücksichtigt werden.

Messungen an der Werkzeugmaschine belegen, dass sowohl mit dem LQG-Regler als auch mit dem daraus abgeleiteten Biquadfilter die erste Eigenfrequenz des Lageregelkreises einer Vorschubachse gut gedämpft werden kann. Auch im mehrachsigen Betrieb wurde in Form von Kreisformtests eine gute Dämpfungswirkung bescheinigt. Der effektive K_V -Faktor kann durch den LQG-Regler sowie das Biquadfilter um 75 % angehoben werden, was eine ebensolche Reduktion des Schleppfehlers bedeutet.

Da die Schwingungsphänomene bei Werkzeugmaschine und Elektrofahrzeug Ähnlichkeiten haben und im gleichen Frequenzbereich liegen, wurden Entwicklungen aus dem Werkzeugmaschinenumfeld auf Fahrzeuge mit elektrischem Antriebsstrang übertragen. Anders als in der Werkzeugmaschine gibt es beim Auto keinen kaskadierten Lage-, sondern lediglich einen (nicht-kaskadierten) Momentenregelkreis. Aus dem Fahrerwunschmoment erzeugt der Motor schließlich eine Antriebsdrehzahl, die wiederum einer bestimmten Fahrzeuggeschwindigkeit entspricht. Da sich die Torsionsschwingungen in der Antriebsdrehzahl bemerkbar machen, eignet sich diese nach einer weiteren Verarbeitung zur Rückführung auf die Führungsgröße. Zusätzlich zum in dieser Arbeit für die Werkzeugmaschine entwickelten LQG-Regler wurde deshalb eine bandpassgefilterte Rückführung der Drehzahl sowie die Regelung der Differenzdrehzahl zwischen An- und Abtrieb erstellt bzw. adaptiert und an einem Antriebsstrangprüfstand in Betrieb genommen.

Auch übertragen aufs Fahrzeug ergab sich am Antriebsstrangprüfstand eine gute Dämpfungswirkung des LQG-Reglers. Das Bandpassfilter und die Regelung der Differenzdrehzahl liefern ebenfalls gute Ergebnisse, wobei jede Variante ihre Stärken und Schwächen hat. Das Bandpassfilter ist von der Parametrierung her recht einfach, dafür sind die Dämpfungsergebnisse der beiden modellbasierten Regler besser. Der Differenzdrehzahlregler funktioniert bis auf leichte Nachteile bei der Bordsteinüberfahrt sehr gut. Neben der Werkzeugmaschine vermag es der LQG-Regler auch am Elektrofahrzeug, die Schwingungen in allen untersuchten Fahrversuchen effektiv zu reduzieren und stellt damit eine sehr gute Möglichkeit zur Schwingungsdämpfung mechatronischer Systeme dar.

8.2 Ausblick

Outlook

Für die Berücksichtigung der Positionsabhängigkeit im Übertragungsverhalten der Vorschubachse wurde in dieser Arbeit ein Gain-Scheduling vorgeschlagen, welches den Arbeitsraum in einzelne, gleich große Abschnitte aufteilt. Je nach Achsposition wird schließlich – unter Berücksichtigung einer Hystereseurve – zwischen den vorberechneten Übertragungsfunktionen des Lageistwertfilters umgeschaltet. Hier besteht Verbesserungspotential. Durch eine intelligentere Aufteilung des Arbeitsraums zur Reglerumschaltung ließe sich die Anzahl der Wechsel der Übertragungsfunktionen sowie das Überschwingen mit Filter an bisher unzureichend gedämpften Positionen reduzieren. Dazu muss das Maschinenverhalten im Vorfeld genauer analysiert werden. An kritischen Stellen wird eine entsprechend angepasste Reglerübertragungsfunktion ausgelegt. Für weniger kritische Bereiche lässt sich hingegen der Zuständigkeitsbereich eines angrenzenden Reglers erweitern. Alternativ wäre der Entwurf einer adaptiven Regelung mit selbstlernenden Algorithmen ein interessanter Ansatz.

Insbesondere Vorschubachsen, die die Werkstücke tragen, unterliegen größeren Schwankungen der Belademasse durch hohe Zerspanraten der Bauteile. Für diese Achsen wäre daher zusätzlich zur Berücksichtigung der Positionsabhängigkeit die Berücksichtigung der Werkstückmasse von Vorteil. Die Masse ließe sich entweder über zusätzliche Sensoren oder durch eine intelligente Verarbeitung des zugrunde liegenden NC-Programms, etwa mit der CAM-Software, zu verschiedenen Zeitpunkten erfassen.

Sowohl bei der Werkzeugmaschine als auch im Fahrzeug wäre eine automatische Inbetriebnahme der Dämpfungsalgorithmik wünschenswert. So würde das versuchsgestützte Anpassen des Simulationsmodells sowie die darauf folgende Auslegung der Reglerparameter durch einen Experten entfallen.

Bisher wurden die Schwingungsdämpfungsmaßnahmen lediglich anhand von Luftschnitten an der Werkzeugmaschine untersucht. Dies müsste um tatsächliche Zerspanversuche erweitert werden. Daraufhin sollten die Dämpfungsergebnisse anhand einer Beurteilung der Oberflächenqualität des Werkstücks genauer analysiert werden. Außerdem stehen Langzeitversuche aus, die einen fehlerfreien Betrieb auch über einen längeren Zeitraum bei wechselnden Betriebsbedingungen verifizieren.

Ähnliches gilt für die Reglervarianten für Elektrofahrzeuge, die im Rahmen dieser Arbeit an einem Antriebsstrangprüfstand untersucht werden. Sie müssen sich noch in Fahrversuchen mit einem tatsächlichen Fahrzeug in verschiedenen Fahrsituationen bewähren.

Summary and Outlook

Summary

This thesis deals with the damping of oscillations in two mechatronical systems, machine tool and electric vehicle. After surveying the state of the art in oscillation=damping technology, oscillation formation and its impact for machine tools and vehicles with electric drive trains were analyzed.

Against this background, simulation models were created that replicate the specific vibration phenomena relevant to this thesis. For machine tools, this addresses the first eigenfrequency of the position-control loop that limits the dynamic of the feed drive and, based on interdependencies in multi-axes movements, the complete machine as well.

Regarding the electric vehicle, low-frequent torsional oscillations are particularly disturbing. It was shown that these are generated by mutual winding between drive and wheel. This results in an oscillation afflicted drive speed. Thus, a reduction in oscillations requires a reduction of the differential speed between motor and wheel. Drive-train vibrations compromise driving comfort of the occupants by causing jerking, particularly during acceleration or deceleration. Furthermore, oscillations result in reduced durability or a prior oversizing of the inflicted mechanical components.

The initial focus of this dissertation was the development of an improved algorithm for a controller-external oscillation damping for machine tools. The hardware requirements for an external current-position filter were provided in previous works. With the LQG controller in chapter 5, an optimal-control class oscillation damping was developed for the transfer behavior of a machine-tool feed drive. The frequency response was later approximated by a biquad filter to lower the system order and therefore the likelihood of numerical errors. By means of additional gain scheduling, the machine's position-dependent behavior can be accounted for.

Measurements on a machine tool showed that the LQG controller and the derived biquad filter are capable of properly reducing the first eigenfrequency of the feed drive's position-control loop. For multi-axial movements, too, circle tests revealed a positive damping effect. Due to the LQG

controller and biquad filter, the effective K_v factor can be increased by 75 % which implies an equal reduction of the positioning error.

Since oscillation phenomena in machine tools and electric vehicles are similar and located within the same frequency range, developments from the field of machine tools were adapted to vehicles with an electric drive train. Unlike machine tools, cars have no cascaded position-control loop but merely a single (non-cascaded) torque-control loop. The drive converts the driver's desired torque to a rotational drive speed, which in turn corresponds to a specific velocity of the vehicle. Since torsional oscillations affect the rotational speed of the drive, this value is, after further processing, well-suited for feedback on the reference variable. In addition to the LQG controller, bandpass-filtered feedback of the drive's rotational speed as well as the controlling of the differential speed of drive and wheel were created and adapted, and put into operation in a drive-train test stand.

When applied to a car, the drive-train test stand showed a positive damping effect of the LQG controller. The bandpass filter and the controlling of differential speed likewise yield good results, with certain advantages and drawbacks for each variant. The bandpass filter is easy to parameterize, while the damping is somewhat better with the model-based controllers. The controlling of differential speed works quite well, except for minor problems with road-curb traverse. In the machine tool as well as in an e-car, the LQG controller is capable of an effective reduction of oscillations in all examined drive tests and therefore emerges as a highly suitable option for the damping of oscillations in mechatronic systems.

Outlook

Both the LQG controller and the derived biquad filter generally work well with machine tools. For the consideration of positional dependency in the transfer behavior of the feed drive, this thesis proposes a gain scheduling which divides the work space into several sections of equal size. Depending on axis position and taking into account a hysteresis, the precalculated transfer functions of the current value filter are switched. This leaves room for improvement. A more intelligent partitioning of the work space for controller switching could reduce the number of transfer-function switches and increase the oscillation reduction with filter in positions that are currently insufficiently damped. To this end, machine behavior must be analyzed in more detail. An adjusted controller=transfer function can then be designed for critical positions. For less critical areas, the scope of adjacent controllers can be expanded. Alternatively, the design of a self-learning adaptive controller would be an interesting approach.

Particularly feed drives that work pieces are mounted on are subject to larger fluctuations in load mass due to high removal rates of the machining operations on the parts. For these axes, additional consideration of work piece mass would be advantageous. The mass could either be measured by additional sensors or calculated by an intelligent processing for different points of time of the NC program, for example using the CAM software.

For machine tools as well as for vehicles, an automatic self-tuning setup of the damping algorithms is desirable. This would supersede the trial-based parameterization of the simulation model and the subsequent design of the controllers by an expert.

So far, measures of oscillation damping have only been tested by means of air cuts on the machine tool. This should be extended to actual chip-removal tests, followed by further evaluation of the surface quality of the machined part. Furthermore, long-term tests that verify flawless operation under alternating conditions are currently outstanding.

Similar remarks apply to the controller variants for electric vehicles that have been analyzed in this thesis by means of a drive-train test stand. Their potential remains to be evaluated in different driving situations involving a real car.

Literaturverzeichnis

Bibliography

- [ABEL07] Abel, D.: Mess- und Regelungstechnik und Ergänzungen (Höhere Regelungstechnik): Umdruck zur Vorlesung. Verlagshaus Mainz, 2007. 483 S. ISBN: 978-3-86130-890-4.
- [ABEL12] Abele, E.; Brecher, C.; Gsell, S. C.; Hassis, A.; Korff, D.: Steps towards a Protection System for Machine Tool Main Spindles against Crash-Caused Damages. In: Production Engineering 6.6 (Dez. 2012), S. 631–642. ISSN: 0944-6524, 1863-7353. DOI: 10.1007/s11740-012-0422-6.
- [AKHT09] Akhtar, M. T.; Mitsuhashi, W.: Improving Performance of FxLMS Algorithm for Active Noise Control of Impulsive Noise. In: Journal of Sound and Vibration 327.3 (2009), S. 647–656.
- [ALTI11] Altintas, Y.; Verl, A.; Brecher, C.; Uriarte, L.; Pritschow, G.: Machine Tool Feed Drives. In: CIRP Annals - Manufacturing Technology 60.2 (Jan. 2011), S. 779–796. ISSN: 00078506. DOI: 10.1016/j.cirp.2011.05.010.
- [AST07] Ast, A.; Braun, S.; Eberhard, P.; Heisel, U.: Adaptronic Vibration Damping for Machine Tools. In: CIRP Annals - Manufacturing Technology 56.1 (Jan. 2007), S. 379–382. ISSN: 00078506. DOI: 10.1016/j.cirp.2007.05.088.
- [ASTR94] Astrom, K. J.; Hang, C. C.; Lim, B. C.: A New Smith Predictor for Controlling a Process with an Integrator and Long Dead-Time. In: IEEE transactions on Automatic Control 39.2 (1994), S. 343–345.
- [BAHM13] Bahmann, W.: Werkzeugmaschinen kompakt: Baugruppen, Einsatz und Trends. 21., überarb. Aufl. 2013. SpringerLink : Bücher. Wiesbaden: Imprint: Springer Vieweg, 2013. ISBN: 978-3-658-03747-5.
- [BÄHR05] Bähr, A.; Mutschler, P.: „Speed Acquisition Methods for High-Bandwidth Servo Drives“. In: Industry Applications Conference, 2005. Fourtieth IAS Annual Meeting. Conference Record of the 2005. Industry Applications Conference, 2005. Fourtieth IAS Annual Meeting. Conference Record of the 2005. Bd. 1. 2005, 737–744 Vol. 1. DOI: 10.1109/IAS.2005.1518389.

- [BAŞA08] Başar, T.; Bernhard, P.: H-Infinity Optimal Control and Related Minimax Design Problems: A Dynamic Game Approach. Springer, 2008.
- [BECK05] Beck, R.; Richert, F.; Bollig, A.; Abel, D.; Saenger, S.; Neil, K.; Scholt, T.; Noreikat, K.-E.: „Model Predictive Control of a Parallel Hybrid Vehicle Drivetrain“. In: 44th IEEE Conference on Decision and Control, 2005. CDC-ECC '05. Dez. 2005, S. 2670–2675. DOI: 10.1109/CDC.2005.1582566.
- [BEIN10] Beineke, S.; Bähr, A.; Böcker, J.: Theoretisch und praktisch erreichbare Regelgüte von Servoantrieben Teil 1: Grundsätzliche Zusammenhänge. In: antriebstechnik (Jan./Feb. 2010).
- [BELL90] US4945501 (31. Juli 1990). Bell, F. K.; Brown, S. N.; Gale, M. T.: Method for Determining Position within the Measuring Volume of a Coordinate Measuring Machine and the like and System Therefore.
- [BERR08] Berriri, M.; Chevrel, P.; Lefebvre, D.: Active Damping of Automotive Powertrain Oscillations by a Partial Torque Compensator. In: Control Engineering Practice 16.7 (Juli 2008), S. 874–883. ISSN: 0967-0661. DOI: 10.1016/j.conengprac.2007.10.010.
- [BITS02] Bitsche, O.; Menne, M.: Aktive Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen in Elektro-PKWs. In: Konstruktion 5 (Mai 2002), S. 48–50.
- [BÖCK04] Böcker, J.; Amann, N.; Schulz, B.: „Active Suppression of Torsional Oscillations“. In: 3rd IFAC Symposium on Mechatronic Systems, Sydney. 2004, S. 325–329.
- [BOCK10] Bock, M.: Steuerung von Werkzeugmaschinen mit redundanten Achsen. Gießen: Justus-Liebig-Universität, 2010.
- [BOSC07] Robert Bosch GmbH: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. 26, akt. u. erg. Aufl. 2007. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 25. Jan. 2007. 1192 S. ISBN: 978-3-8348-0138-8.
- [BRAE13] Braess, H.-H., Hrsg.: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. 7., aktual. Aufl. ATZ. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013. ISBN: 978-3-658-01690-6.
- [BREC05] Brecher, C.; Schulz, A.; Week, M.: Electrohydraulic Active Damping System. In: CIRP Annals - Manufacturing Technology 54.1 (2005), S. 389–392. ISSN: 0007-8506. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)60129-2.
- [BREC10] Brecher, C.; Manoharan, D.; Klein, W.: Active Compensation for Portal Machines. In: Production Engineering 4 (2-3 6. März 2010), S. 255–260. ISSN: 0944-6524, 1863-7353. DOI: 10.1007/s11740-010-0212-y.

- [BREC13a] Brecher, C.; Gsell, S.; Lohse, W.: „Lageistwertfilter für Werkzeugmaschinen“. In: Elektrische Automatisierung – Systeme und Komponenten, Internationale Fachmesse und Kongress. sps ipc drives 2013. Nürnberg: VDE Verlag Berlin, Nov. 2013.
- [BREC13b] Brecher, C.; Gsell, S.; Lohse, W.: Schwingungsdämpfung in Werkzeugmaschinen. In: wt Werkstatttechnik online (5-2013 Mai 2013), S. 388–394. ISSN: 1436-4980.
- [BREC13c] Brecher, C.; Heyers, C.; Gsell, S.: Effiziente Antriebssysteme für Werkzeugmaschinen. In: Maschinenmarkt Sonderausgabe EMO Journal.119 (16. Sep. 2013), S. 86–89. ISSN: 0341-5775.
- [BREC17] Brecher, C.; Berners, T.; Gsell, S.: Positionsabhängige Regelung von Werkzeugmaschinen. In: ant Journal noch nicht erschienen (2017).
- [BRON01] Bronstein, I. N.; Semendjajew, K. A.: Taschenbuch der Mathematik. Thun [u.a.]: Deutsch, 2001. ISBN: 3-8171-2005-2.
- [BRÜC14] Brückner, H.: „TNC-Steuerungen in der Prozesskette“. Trends und Potenziale der CAD-CAM-NC-Verfahrenskette. Aachen, 25. Nov. 2014.
- [BRÜL11] Brülinghaus, C.; Winterhagen, J.: Co2 Grenzwerte stellen die Weichen. In: ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift 113.2 (2011), S. 88–91.
- [BRY81] Bryson, A. E.; Ho, Y. C.: Applied Optimal Control: Optimization, Estimation, & Control: Optimization Estimation and Control. Revised. New York u.a.: Taylor & Francis Inc, Okt. 1981. 481 S. ISBN: 978-0-89116-228-5.
- [BUND13] Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur: Straßenverkehrs-Ordnung. 2013.
- [BUND98] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: Sechste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz (Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm – TA Lärm). 26. Aug. 1998.
- [CARL14] Carl, C.: Gehörbezogene Analyse und Synthese der vibroakustischen Geräuschanregung von Verzahnungen. Aachen: RWTH Aachen, 18. Nov. 2014.
- [CHEN10] Chen, W.-K.: Passive, Active, and Digital Filters. CRC Press, 12. Dez. 2010. 726 S. ISBN: 978-1-4200-3707-4.
- [CLAR87] Clarke, D.; Mohtadi, C.; Tuffs, P.: Generalized Predictive control—Part I. The Basic Algorithm. In: Automatica 23.2 (März 1987), S. 137–148. ISSN: 0005-1098. DOI: 10.1016/0005-1098(87)90087-2.
- [DASS15] Dassault Systems: Dymola. 2015. URL: <http://www.3ds.com/products-services/catia/capabilities/modelica-systems-simulation-info/dymola> (besucht am 24. 01. 2015).

- [DENN87] Dennis, J. E.; Schnabel, R. B.: Numerical Methods for Unconstrained Optimization and Nonlinear Equations. Philadelphia: Society for Industrial and Applied Mathematics, 1. Jan. 1987. 394 S. ISBN: 978-0-89871-364-0.
- [DIET07] Dietmair, A.; Sekler, P.; Larranga, J.; Sulitka, M.: Schwingungsreduktion bei Produktionsmaschinen. In: wt Werkstatttechnik online (5-2007 Mai 2007), S. 307–313. ISSN: 1436-4980.
- [DIET08] Dietmair, A.; Verl, A.: Antriebsbasierte Schwingungsreduktion. In: wt Werkstattstechnik online 98 (5-2008 2008), S. 328–336. ISSN: 1436-4980.
- [DIET09] Dietmair, A.; Verl, A.: Drive based vibration reduction for production machines. In: Modern Machinery Science Journal 3.4 (2009).
- [DIEU08] Dieulot, J.-Y.; Benhammi, T.; Colas, F.; Barre, P.-J.: Composite Predictive Functional Control Strategies, Application to Positioning Axes. In: International Journal of Computers, Communications & Control 3.1 (2008), S. 41–50.
- [DIN1311] DIN: DIN 1311-1: Schwingungen und schwingungsfähige Systeme. Teil 1: Grundbegriffe, Einteilung. 2000.
- [DIN50100] DIN: DIN 50100: Werkstoffprüfung; Dauerschwingversuch, Begriffe, Zeichen, Durchführung, Auswertung. 1978.
- [DRES12] Dresig, H.; Holzweissig, F.; Rockhausen, L.: Maschinendynamik. 11., neu bearb. Aufl. Berlin: Springer Vieweg, 2012. ISBN: 978-3-642-29570-6.
- [DSTE10] DSTechnologie: Scharmman Horizontal-Bearbeitungszentren und Bohrwerke. 2010.
- [ECKS10] Eckstein, L.: Fahrzeugtechnik 1-3. Aachen: RWTH Aachen, 2010.
- [ECKS11] Eckstein, L.: Strukturentwurf und Konstruktion. Aachen: RWTH Aachen, 2011.
- [ELLI01] Ellis, G.; Gao, Z.: „Cures for Low-Frequency Mechanical Resonance in Industrial Servo Systems“. In: Conference Record of the 2001 IEEE Industry Applications Conference, 2001. Thirty-Sixth IAS Annual Meeting. Conference Record of the 2001 IEEE Industry Applications Conference, 2001. Thirty-Sixth IAS Annual Meeting. Bd. 1. Sep. 2001, 252–258 vol.1. DOI: 10.1109/IAS.2001.955419.
- [ERAS14] ERAS: VibraAmp und VibraCon. 2014. URL: <http://eras.de/> (besucht am 23.11.2014).
- [ERKO13] Erkorkmaz, K.; Hosseinkhani, Y.: Control of Ball Screw Drives Based on Disturbance Response Optimization. In: CIRP Annals - Manufacturing Technology 62.1 (Jan. 2013), S. 387–390. ISSN: 00078506. DOI: 10.1016/j.cirp.2013.03.138.
- [ESPI12] Espig, M.: Einsparpotenziale effizienzsteigernder Technologien im Pkw bei realen Fahrwendungen. Aachen: fka, 2012.

- [FAN93] Fan, J.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu Längsschwingungen von Pkw (Ruckeln). TU Braunschweig, 18. Okt. 1993.
- [FEY14] Fey, M.: Identifikation geeigneter parametrierter Dämpfungsmodelle für Komponenten einer Linearachse. Dissertation. Aachen: RWTH Aachen, Dez. 2014.
- [FISC12] Fischer, R.; Jürgens, G.; Küçükay, F.; Najork, R.; Pollak, B.: Das Getriebebuch. 1. ed. Der Fahrzeugantrieb. Wien: Springer, 2012. ISBN: 978-3-7091-0876-5.
- [FÖLL08] Föllinger, O.: Regelungstechnik: Einführung in die Methoden und ihre Anwendung. 10. Aufl. Hüthig, 1. Juni 2008. ISBN: 3-7785-2970-6.
- [FÖLL94] Föllinger, O.: Optimale Regelung und Steuerung. verbesserte Auflage. Oldenbourg Wissenschaftsverlag, 7. Dez. 1994. 394 S. ISBN: 3-486-23116-2.
- [FRED02] Fredriksson, J.; Weiefors, H.; Egardt, B.: Powertrain Control for Active Damping of Driveline Oscillations. In: *Vehicle System Dynamics* 37.5 (Mai 2002), S. 359–376. ISSN: 0042-3114, 1744-5159. DOI: 10.1076/vesd.37.5.359.3527.
- [FREY13] Frey, S.: Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Vorschubantrieben durch semiaktive Dämpfung. Stuttgart: Fraunhofer-Verl., 2013.
- [FRIE15] Friedrich, D. A.: Steuerungsexterne Lageistwertfilterung in Vorschubantrieben für Werkzeugmaschinen am Beispiel Kugelgewindetrieb. Aachen: RWTH Aachen, 2015.
- [GEER99] Geering, H. P.; Roduner, C. A.: Entwurf robuster regler mit der H-unendlich-Methode. In: *Bulletin-online* 3 (1999), S. 55–58.
- [GEHB13] Gehb, C. M.; Atrodt, H.; Schlote, D.: Vergleich aktiver und passiver Massnahmen zur Minderung von Torsionsschwingungen in Antriebssträngen mit Verbrennungsmotor. In: 8. VDI-Fachtagung Schwingungen in Antrieben 2013. Hrsg. von VDI. Bd. 2197. VDI-Berichte. Düsseldorf: VDI-Verl., 2013, S. 53–64. ISBN: 978-3-18-092197-6.
- [GENU10] Genuit, K.: Sound-Engineering im Automobilbereich: Methoden zur Messung und Auswertung von Geräuschen und Schwingungen. Berlin and Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. ISBN: 978-3-642-01415-4.
- [GÖTT03] Götting, G.: Dynamische Antriebsregelung von Elektrostraßenfahrzeugen unter Berücksichtigung eines schwingungsfähigen Antriebsstrangs. Aachen: RWTH Aachen, 11. Dez. 2003.
- [GROS06a] Gross, H.; Hamann, J.; Wiegärtner, G.: Elektrische Vorschubantriebe in der Automatisierungstechnik: Grundlagen, Berechnung, Bemessung. Auflage: 2. vollst. überarb. u. erw. Auflage. Erlangen: Publicis Publishing, 20. Mai 2006. 344 S. ISBN: 978-3-89578-278-7.

- [GROS06b] Gross, H.; Hamann, J.; Wiegärtner, G.: Technik elektrischer Vorschubantriebe in der Fertigungs- und Automatisierungstechnik: Mechanische Komponenten, Servomotoren, Messergebnisse. Auflage: 1. Auflage. Erlagen: Publicis Publishing, 13. Dez. 2006. 402 S. ISBN: 978-3-89578-149-0.
- [HAGE01] Hagerodt, B.: Systemidentifikation von frontgetriebenen Personenkraftwagen beim Lastwechsel. In: Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik. Hrsg. von Steinmetz, E. Bd. 6. Haus-der-Technik-Fachbuch. Renningen: Expert-Verl., 2001, S. 39–63. ISBN: 3-8169-1938-3.
- [HAGL92] Hagl, R.: Erhöhung der Verfügbarkeit von Vorschubantrieben mit selbstanpassender Lageregelung. Stuttgart: Universität, 1992.
- [HAMM06] Hamm, C.: Steuerungs- und Regelungskonzepte zur kartesischen Bahnführung, Schwingungsbedämpfung und Entkopplung von Parallelstabkinematiken. Erlangen-Nürnberg: Friedrich-Alexander Universität, 2006.
- [HAMM13] Hamm, C.: „Modellbasierte Verfahren zur Steigerung der Dynamik von Vorschubachsen“. Innovationen in der Antriebstechnik von Produktionsmaschinen. Aachen, 3. Dez. 2013.
- [HANA27] Hanau, A.: Die Prognose der Schweinepreise. In: Vierteljahreshefte zur Konjunkturforschung (1927).
- [HAYK01] Haykin, S. S.: Adaptive Filter Theory. 4. Aufl. Prentice Hall International, 12. Okt. 2001. ISBN: 0-13-090126-1.
- [HEID06] Heidenhain: Genauigkeit von Vorschubachsen. In: Firmenschrift (März 2006).
- [HEID14] Heidenhain: Dynamic Precision. In: Firmenschrift (2014).
- [HEIS13] Heissing, B.; Ersoy, M.; Gies, S.: Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven. 4., überarb. Aufl. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013. ISBN: 978-3-658-01991-4.
- [HENN10] DE102008031334A1 (7. Jan. 2010). Hennes, N.; Brecher, C.; Mirbach, H. J.: Verfahren zur Dämpfung von Resonanzstellen mechanischer Antriebe, vorzugsweise Vorschubantriebe von Werkzeugmaschinen.
- [HESS07] Hesse, J.: Arbeiten am Antriebsstrang: Geräuschverhalten von Kfz-Getrieben. In: Tools 14 (2007), S. 6–7. ISSN: 0947-8647.
- [HESS93] Hess, W.: Digitale Filter: eine Einführung. Stuttgart: Teubner, 1993. ISBN: 3-519-16121-4.
- [HEYE13] Heyers, C.: Energieeffizienter Betrieb von Asynchron-Hauptspindelantrieben in Werkzeugmaschinen. Dissertation. Aachen: RWTH Aachen, 9. Dez. 2013.

- [HILL04] Hiller, B.: „Neue Entwicklungen und Anwendungen des Ferraris-Sensors“. In: Seminar Fortschritte in der Regelungs- und Antriebstechnik, Universität Stuttgart. Bd. 18. 2004, S. 2004.
- [HILL99] Hiller, B.; Kirchberger, R.: „Oversamplingverfahren zur Verbesserung der Erfassung von Lage und Drehzahl an elektrischen Antrieben mit inkrementellen Gebersystemen“. In: Tagungsband zum Kongress SPS/IPC/DRIVES99. Bd. 23. Nürnberg, 1999.
- [ISER07] Isermann, R.: Mechatronische Systeme: Grundlagen. Auflage: 2., vollst. neu bearb. Aufl. 2008. Berlin; Heidelberg; New York, NY: Springer, 12. Dez. 2007. 644 S. ISBN: 978-3-540-32336-5.
- [ISER10] Isermann, R.; Münchhof, M.: Identification of Dynamic Systems: An Introduction with Applications. Auflage: 2011. Heidelberg; New York: Springer, 4. Dez. 2010. 705 S. ISBN: 978-3-540-78878-2.
- [JAEG10] Jaeger, C.: Entwurf von Zustandsregelungen fuer hochdynamische Werkzeugmaschinen. Zürich: Diss., Eidgenössische Technische Hochschule ETH Zürich, Nr. 19343, 2010, 2010.
- [KALM60] Kalman, R.: A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems. In: Journal of basic Engineering 82.1 (1960), S. 35–45.
- [KART03] Kartik, V.; Houser, D. R.: An Investigation of Shaft Dynamic Effects on Gear Vibration and Noise Excitations. SAE Technical Paper 2003-01-1491. Warrendale, PA: SAE International, 5. Mai 2003.
- [KIEN05] Kiencke, U.: Automotive Control Systems: For Engine, Driveline, and Vehicle. Unter Mitarb. von Nielsen, L. 2nd ed. Berlin: Springer, 2005. 512 S. ISBN: 3-540-23139-0.
- [KNAP87] Knapp, W.; Hrovat, S.: The Circular Test for Testing NC-Machine Tools. Zürich: S. Hrovat, 1987.
- [KUNC13] Kunc, M.: Identifikation und Modellierung von nichtlinearen Dämpfungseffekten in Vorschubachsen für Werkzeugmaschinen. Aachen: Apprimus-Verl., 2013.
- [LASC88] Laschet, D. I. A.: Ermittlung von Belastungskollektiven und Abschätzung der Lebensdauer. In: Simulation von Antriebssystemen. Fachberichte Simulation 9. Springer Berlin Heidelberg, 1. Jan. 1988, S. 295–312. ISBN: 978-3-540-19464-4.
- [LEIT00] Leith, D. J.; Leithead, W. E.: Survey of Gain-Scheduling Analysis and Design. In: International Journal of Control 73.11 (Jan. 2000), S. 1001–1025. ISSN: 0020-7179, 1366-5820. DOI: 10.1080/002071700411304.
- [LEVY59] Levy, E. C.: Complex-Curve Fitting. In: IRE Transactions on Automatic Control AC-4.1 (1959), S. 37–43. ISSN: 0096-199X. DOI: 10.1109/TAC.1959.6429401.

- [LOHN00] Lohner, A.: Aktive Torsionsschwingungsdämpfung in Fahrzeugantrieben. In: Konstruktion 10 (Okt. 2000), S. 40.
- [LORE89] Lorenz, R. D.; Schmidt, P. B.: „Synchronized Motion Control for Process Automation“. In: Industry Applications Society Annual Meeting, 1989., Conference Record of the 1989 IEEE. IEEE, 1989, S. 1693–1698.
- [LUEN64] Luenberger, D. G.: Observing the State of a Linear System. In: IEEE Transactions on Military Electronics 8.2 (1964), S. 74–80.
- [LUNZ12a] Lunze, J.: Regelungstechnik 1: Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen. 9., überarbeitete Aufl. 2013. Springer, 21. Okt. 2012. 724 S. ISBN: 3-642-29532-0.
- [LUNZ12b] Lunze, J.: Regelungstechnik 2: Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung. 7., überarbeitete Aufl. 2013. Springer, 11. Okt. 2012. 672 S. ISBN: 3-642-29561-4.
- [LUTZ12] Lutz, H.; Wendt, W.: Taschenbuch der Regelungstechnik: mit MATLAB und Simulink. Auflage: 9., erg. Aufl. Frankfurt am Main: Harri Deutsch, 7. Sep. 2012. 1471 S. ISBN: 978-3-8171-1895-3.
- [MACW76] MacWilliams, F.; Sloane, N.: Pseudo-Random Sequences and Arrays. In: Proceedings of the IEEE 64.12 (Dez. 1976), S. 1715–1729. ISSN: 0018-9219. DOI: 10.1109/PROC.1976.10411.
- [MAGN13] Magnus, K.; Popp, K.; Sextro, W.: Schwingungen: Physikalische Grundlagen und mathematische Behandlung von Schwingungen. 9., überarb. Aufl. Lehrbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013. ISBN: 978-3-8348-2574-2.
- [MANO12] Manoharan, D.: Aktive Systeme zur Leistungssteigerung von Fräsprozessen. Aachen: RWTH Aachen, 23. Apr. 2012. 148 S.
- [MATA99] Matausek, M. R.; Micic, A. D.: On the Modified Smith Predictor for Controlling a Process with an Integrator and Long Dead-Time. In: Automatic Control, IEEE Transactions on 44.8 (1999), S. 1603–1606.
- [MAUZ13] Mauz, T.; Fehr, U.: Fahrzeugmodelle zur Simulation niederfrequenter Schwingungen in einem PKW-Antriebsstrang. In: 8. VDI-Fachtagung Schwingungen in Antrieben 2013. Hrsg. von VDI. Bd. 2197. VDI-Berichte. Düsseldorf: VDI-Verl., 2013, S. 193–207. ISBN: 978-3-18-092197-6.
- [MENN01] Menne, M.: Drehschwingungen im Antriebsstrang von Elektrostraßenfahrzeugen - Analyse und aktive Dämpfung. Aachen: RWTH Aachen, 2001. 176 S.
- [MICR14] MicromegaDynamics: Active Damping Devices and Inertial Actuators. 24. Nov. 2014.

- [MIRB02] WO2001031409A3 (11. Apr. 2002). Mirbach, H.: System und Verfahren zur Steuerung einer Positioniereinrichtung, insbesondere von Stellantrieben bei Werkzeugmaschinen, sowie Phasenmischvorrichtung.
- [MOOR12] Moore, B. C. J.: An Introduction to the Psychology of Hearing. 6th edition edition. Bingley: Emerald Group Publishing Limited, 5. Jan. 2012. 420 S. ISBN: 978-1-78052-038-4.
- [MOSE02] DE19757715C2 (31. Jan. 2002). Moser, R.; Tröndle, H.-P.: Verfahren zur automatischen Anpassung des Drehzahlreglers bei elastomechanischen Strecken.
- [NEUG11] Neugebauer, R.; Drossel, W.-G.; Ihlenfeldt, S.; Rentzsch, H.: Machining With Redundant Kinematics. In: (1. Jan. 2011), S. 871–882. DOI: 10.1115/DETC2011-47440.
- [NIED14] Niedrig, H.; Sternberg, M.: Das Ingenieurwissen: Physik. SpringerLink : Bücher. Berlin and Heidelberg: Imprint: Springer Vieweg, 2014. ISBN: 978-3-642-41127-4.
- [NYQU32] Nyquist, H.: Regeneration Theory. In: Bell System Technical Journal 11.3 (1932), S. 126–147.
- [OHM10] Ohm, J.; Lüke, H. D.: Signalübertragung: Grundlagen der digitalen und analogen Nachrichtenübertragungssysteme. 11., neu bearb.u. erw. Aufl. 2010. Springer, 11. März 2010. 444 S. ISBN: 3-642-10199-2.
- [OPPE04] Oppenheim, A. V.; Schafer, R. W.; Buck, J. R.: Zeitdiskrete Signalverarbeitung. 2., aktualisierte Auflage. Addison-Wesley Verlag, 28. Juli 2004. 1040 S. ISBN: 3-8273-7077-9.
- [OSTE07] Ostermann, T.; Herfs, W.; Brecher, C.: Steigerung der Dynamik durch redundante Zusatzachsen. In: SPS/IPC/DRIVES 2007 (2007).
- [PIET14] Pietruszka, W. D.: MATLAB und Simulink in der Ingenieurpraxis. 4., überarb., aktualisierte u. erw. Aufl. 2014. Wiesbaden: Springer Vieweg, 4. Sep. 2014. 480 S. ISBN: 978-3-658-06419-8.
- [PISC11] Pischinger, S.: Verbrennungskraftmaschinen 1-2. Vorlesungsumdruck. Aachen: RWTH Aachen, 2011.
- [PRIT09] EP1707310B1 (22. Juli 2009). Pritschow, G. P. D. I.: Verfahren zur Erweiterung der Bandbreite eines Antriebssystems mit einem Motor und angekoppelter schwingungsfähiger Mechanik, die vorzugsweise auf Kugelrollspindelsystemen basiert, sowie Vorschubantrieb zur Durchführung eines solchen Verfahrens.
- [QUER08] Quernheim, L.: Modellbasierte Auslegung der aktiven Schwingungskompensation im Kfz-Antriebsstrang. Leibniz Universität Hannover, Juni 2008.
- [REIK90] „Torsionsschwingungen im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen“. In: LuK Kolloquium. Hrsg. von Reik, W. Baden-Baden, 20. Apr. 1990.

- [RICH08] Richard, H. A.; Sander, M.: Technische Mechanik - Dynamik: Grundlagen - effektiv und anwendungsnahe. 1. Aufl. Viewegs Fachbücher der Technik. Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2008. ISBN: 978-3-528-03995-0.
- [ROCH92] Roche, P.; Murphy, J.; Egan, M.: „Reduction of Quantisation Noise in Position Servosystems“. In: Industrial Electronics, Control, Instrumentation, and Automation, 1992. Power Electronics and Motion Control., Proceedings of the 1992 International Conference on. IEEE, 1992, S. 464–469.
- [ROOS94] Van Roosmalen, A. N. J.: Design Tools for Low Noise Gear Transmissions. Gianotten Thesis Eindhoven, 1994.
- [RUGH00] Rugh, W. J.; Shamma, J. S.: Research on Gain Scheduling. In: Automatica 36.10 (2000), S. 1401–1425.
- [RUSC07] Ruschmeyer, S.; Biermann, J.-W.: Lastwechselreaktionen als Kfz-Komfortproblem: Vorgehensweise und Lösungsansatz. In: Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik IV. Hrsg. von Brill, U. Bd. Bd. 79. Fachbuch / Haus der Technik. Renningen: Expert-Verl, 2007, S. 11–26. ISBN: 978-3-8169-2686-3.
- [SALJ87] Saljé, H.: Optimierung des Laufverhaltens evolventischer Zylinderrad-Leistungsgetriebe: Einfluss d. Verzahnungsgeometrie auf Geräuschemission u. Tragfähigkeit. Aachen: RWTH Aachen, 1987.
- [SANT07] DE4234844C5 (30. Aug. 2007). Santic, B.: Dämpfungsvorrichtung für Linear-Wälzlager-Führungen.
- [SCHÄ04] Schäfers, E.; Hamann, J.; Tröndle, H.: Regelung und Analyse direkt angetriebener Systeme. In: Elektrisch-mechanische Antriebssysteme: Innovationen, Trends, Mechatronik; Tagungsband; 6.-7. Oktober 2004 in Fulda (2004), S. 301.
- [SCHÄ06] Schäfers, E.; Denk, J.; Haman, J.: Ein neues Verfahren zur aktiven Schwingungsdämpfung für Be- und Verarbeitungsmaschinen. In: VDI Berichte Elektrisch-mechanische Antriebssysteme.1963 (Sep. 2006), S. 343–357. ISSN: 0083-5560.
- [SCHE10] Von Scheven, M.; Verl, A.: Erhöhung der Bandbreite eines Lageregelkreises. In: wt Werkstattstechnik online 100 (Mai 2010), S. 387–393.
- [SCHO91] Schoukens, J.; Pintelon, R.: Identification of Linear Systems: A Practical Guideline to Accurate Modeling. Pergamon press New York, 1991.
- [SCHR09] Schröder, D.: Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen. 3. Aufl. 2009. Springer, 28. Jan. 2009. 1336 S. ISBN: 3-540-89612-0.
- [SCHW05] Schwenger, A.: Aktive Dämpfung von Triebstrangschwingungen. Hannover, 2005.

- [SHAN49] Shannon, C.: Communication in the Presence of Noise. In: Proceedings of the IRE 37.1 (Jan. 1949), S. 10–21. ISSN: 0096-8390. DOI: 10.1109/JRPROC.1949.232969.
- [SIEM03] DE 10246093 (27. Nov. 2003). Siemens AG: Verfahren zur Dämpfung mechanischer Schwingungen von Achsen von Werkzeugmaschinen, Produktionsmaschinen oder Robotern. (München).
- [SIEM13] Siemens AG: SINUMERIK 840D sl / 828D Grundfunktionen. März 2013.
- [SIMO06] Simon, D.: Optimal State Estimation: Kalman, H Infinity, and Nonlinear Approaches. John Wiley & Sons, 2006.
- [SMIT59] Smith, O. J. M.: A Controller to Overcome Dead Time. In: ISA Journal 6.2 (1959), S. 28–33.
- [SRIP87] Sripada, N. R.; Fisher, D. G.: Improved Least Squares Identification. In: International Journal of Control 46.6 (Dez. 1987), S. 1889–1913. ISSN: 0020-7179, 1366-5820. DOI: 10.1080/00207178708934023.
- [STEI03] Steinmetz, E., Hrsg.: Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik II: Beurteilung von Schwingungen und akustischen Eigenschaften in Fahrzeugantrieben. Bd. 22. Haus der Technik Fachbuch. Renningen: Expert-Verl., 2003. ISBN: 3-8169-2201-5.
- [SUGI96] Sugiura, K.; Hori, Y.: Vibration Suppression in 2- and 3-Mass System Based on the Feedback of Imperfect Derivative of the Estimated Torsional Torque. In: IEEE Transactions on Industrial Electronics 43.1 (Feb. 1996), S. 56–64. ISSN: 0278-0046. DOI: 10.1109/41.481408.
- [SYED09] Syed, F.; Kuang, M.; Hao Ying: Active Damping Wheel-Torque Control System to Reduce Driveline Oscillations in a Power-Split Hybrid Electric Vehicle. In: IEEE Transactions on Vehicular Technology 58.9 (Nov. 2009), S. 4769–4785. ISSN: 0018-9545, 1939-9359. DOI: 10.1109/TVT.2009.2025953.
- [TARE11] Tareilus, A.; Endres, H.-D.; Oflaz, A.; Schneider, H.-J.: „Aktive Schwingungsdämpfung im Antriebsstrang von Hybridfahrzeugen“. In: Schwingungen in Antrieben. 7. Fachtagung in Leonberg. Hrsg. von 2155, V.-B. 19. Okt. 2011.
- [TEWA02] Tewari, A.: Modern Control Design with MATLAB and SIMULINK. Chichester: John Wiley, 2002. ISBN: 0-471-49679-0.
- [THOM08] Thomsen, S.; Fuchs, F. W.: Konventionelle Regelung und Zustandsregelung für elektrische Antriebssysteme zur aktiven Dämpfung mechanischer Schwingungen bei Wirkung von Lose. In: ETG-Fachbericht-Elektrisch-mechanische Antriebssysteme (2008).
- [TIET09] Tietze, U.; Schenk, C.: Halbleiter-Schaltungstechnik. 13., neu bearbeitete Auflage 2010. Springer, 15. Okt. 2009. 1711 S. ISBN: 3-642-01621-9.

- [VDI2039] VDI: „VDI-Richtlinie 2039 (Entwurf): Drehschwingungen im Antriebsstrang - Berechnung, Messung, Reduzierung“. In: Beuth-Verlag, Aug. 2014.
- [VDI3830] VDI: „VDI Richtlinie 3830: Werkstoff- und Bauteildämpfung“. In: Berlin: Beuth-Verlag, 2004, S. 1–5.
- [VORL09] Vorländer, M.: Digitale Signalverarbeitung in der Messtechnik. In: Messtechnik der Akustik. Hrsg. von Möser, M. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2009, S. 537–575. ISBN: 978-3-540-68086-4.
- [WALL04] Wallentowitz, H.: Längsdynamik von Kraftfahrzeugen: Verkehrssystem Kraftfahrzeug, Leistungs- und Energiebedarf, Antriebstrang, Fahrzeugdynamik ; Vorlesungsdruck Fahrzeugtechnik I. 8. Aufl. Bd. 32. IKA-Schriftenreihe Automobiltechnik. Aachen: Forschungsges. Kraftfahrwesen, 2004. ISBN: 3-925194-32-0.
- [WEBE08] Webersinke, L.: Adaptive Antriebsstrangregelung für die Optimierung des Fahrverhaltens von Nutzfahrzeugen. Karlsruhe: KIT, 2008.
- [WECK06a] Weck, M.; Brecher, C.: Werkzeugmaschinen 2: Konstruktion und Berechnung. 6. Aufl. Bd. 2. 5 Bde. Berlin: Springer Vieweg, 2006. 740 S. ISBN: 978-3-642-38745-6.
- [WECK06b] Weck, M.; Brecher, C.: Werkzeugmaschinen 3: Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose. 6. Aufl. Bd. 3. 5 Bde. Berlin: Springer Vieweg, 2006. 448 S. ISBN: 978-3-642-38746-3.
- [WECK06c] Weck, M.; Brecher, C.: Werkzeugmaschinen 5: Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, Dynamische Stabilität. 7. Aufl. Bd. 5. 5 Bde. Berlin: Springer Vieweg, 2006. 504 S. ISBN: 978-3-642-38748-7.
- [WEIL56] Weilenmann, R.: Die Beeinflussung der Standzeit Spanabhebender Werkzeuge durch Schwingungen. In: Werkstatt und Betrieb 89.9 (1956), S. 529–532.
- [WERN13] DE 10 2012 209 275 A1 (3. Jan. 2013). Werner, O.; Huber, M.; Angrick, C.: Hybrider Antriebsstrang mit aktiver Drehschwingungsdämpfung und Verfahren zur Durchführung der aktiven Drehschwingungsdämpfung. (Herzogenaurach).
- [WOLM03] Wolmuth, B.; Surtees, J.: „Crowd-Related Failure of Bridges“. In: Proceedings of the ICE-Civil Engineering. Bd. 156. Thomas Telford, 2003, S. 116–123.
- [XIE06] Xie, L.; Jacobson, J. M.; Choi, E. S.; Busa, B.; Donahue, L. R.; Miller, L. M.; Rubin, C. T.; Judex, S.: Low-Level Mechanical Vibrations Can Influence Bone Resorption and Bone Formation in the Growing Skeleton. In: Bone 39.5 (Nov. 2006), S. 1059–1066. ISSN: 8756-3282. DOI: 10.1016/j.bone.2006.05.012.
- [YE92] Ye, G.: Erhöhung der Bahngenauigkeit NC-gesteuerter Vorschubachsen mit Hilfe eines Kompensationsfilters. Aachen: RWTH Aachen, 1992.

- [ZATA05a] Zatarain, M.; de Argandoña, I. R.; Illarramendi, A.; Azpeitia, J. L.: „Improvement of the Performance in Machine Tools by Means of State Space Control Strategies“. In: 44th IEEE Conference on Decision and Control, European Control Conference. CDC-ECC. Bd. 5. 2005, S. 3626–3631.
- [ZATA05b] Zatarain, M.; de Argandoña, I. R.; Illarramendi, A.; Azpeitia, J. L.; Bueno, R.: New Control Techniques Based on State Space Observers for Improving the Precision and Dynamic Behaviour of Machine Tools. In: CIRP Annals - Manufacturing Technology 54.1 (2005), S. 393–396. ISSN: 0007-8506. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)60130-9.
- [ZEMK12] Zemke, S.: Analyse und modellbasierte Regelung von Ruckelschwingungen im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen. Leibniz Universität Hannover, Feb. 2012.
- [ZINK99] Zinke, O.; Brunswig, H.; Hartnagel, H. L.; Mayer, K.: Hochfrequenztechnik 1: Hochfrequenzfilter, Leitungen, Antennen. Hrsg. von Vlcek, A. 6. Aufl. 2000. Berlin: Springer, 17. Nov. 1999. 492 S. ISBN: 978-3-540-66405-5.
- [ZIRN07] Zirn, O.: Machine Tool Analysis-Modelling, Simulation and Control of Machine Tool Manipulators. Habilitation Thesis. Zürich: Department of Mechanical and Process Engineering, ETH Zürich, 2007.

A Anhang

Appendix

A.1 Angepasstes Ruckprofil

Adjusted Jerk Profile

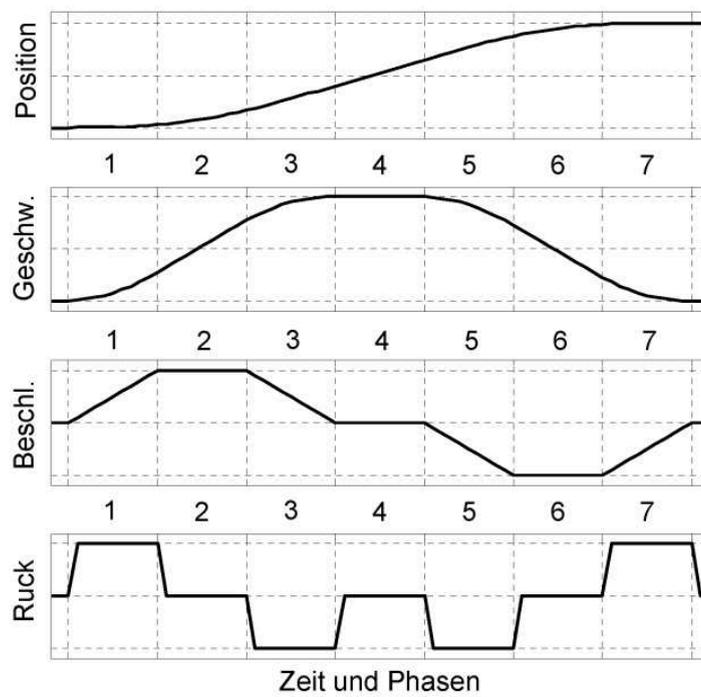


Abbildung A.1: Siebenphasenprofil zur Sollwertgenerierung nach [DIET08]

Seven phases profile for set point generation

A.2 Abhängigkeit der z-Achse von der Tischbeladung

Z-Axis' Dependency of the Table's Mass

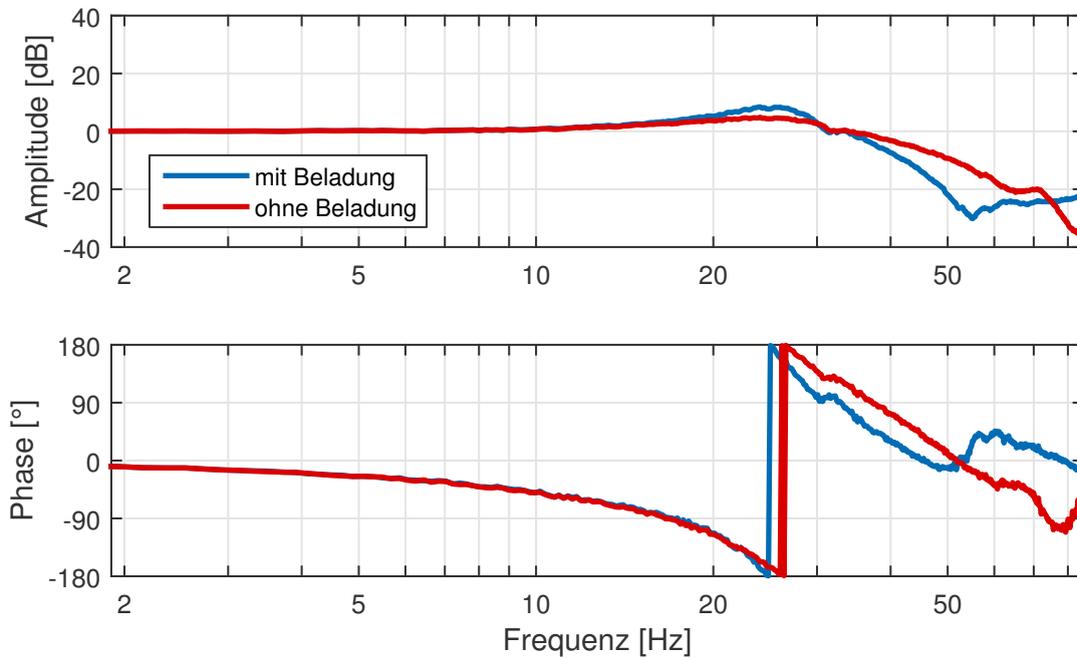


Abbildung A.2: Führungsfrequenzgang der z-Achse mit und ohne Tischbeladung von $m = 500$ kg mit $K_v = 4,5$ m/min·mm bei $Z = 300$ mm

Command action of z-axis with and without a mass of $m = 500$ kg on the table with $K_v = 4,5$ m/min·mm at $Z = 300$ mm

A.3 Antriebsstrangprüfstand

Drive Train Test Stand

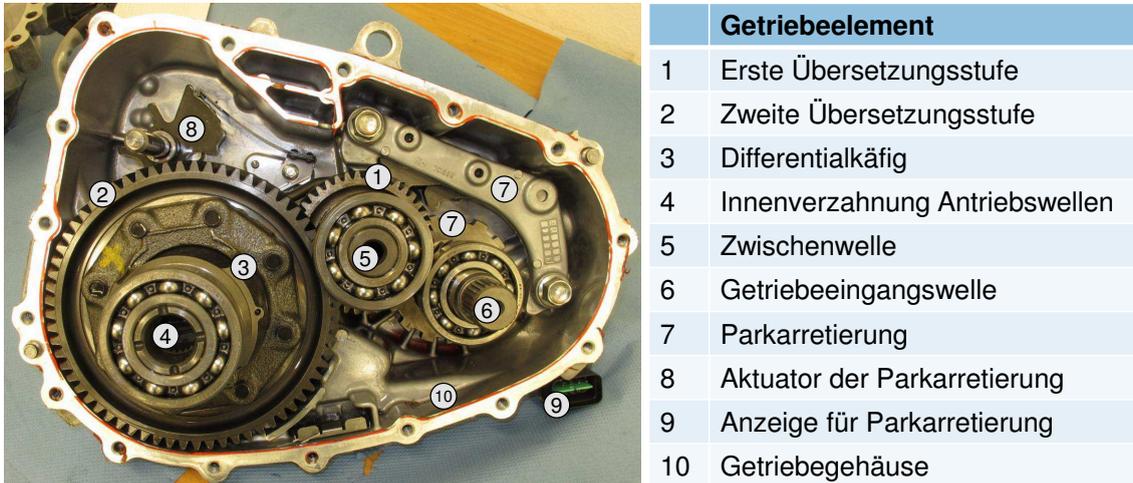


Abbildung A.3: Einzelkomponenten des am Prüfstand verwendeten Getriebes

Single components of the gear used for the test stand



Abbildung A.4: Antriebsstrangprüfstand in Schallschutzkabine mit Steuerungszentrale für An- und Abtriebsmotoren

Drive train test stand in sound proof cabin with control for drive and load motors

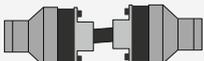
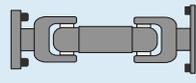
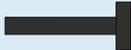
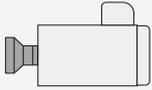
Symbol	Bezeichnung	Trägheit J [kgm ²]	Steifigkeit k [Nm/rad]	Dämpfung c [Nms/rad]
	Antriebswelle kurz	0,00005	$3,4 \cdot 10^3$	0,004
	Antriebswelle lang	0,0003	$3,1 \cdot 10^3$	0,01
	Gelenk	0,0012	$5 \cdot 10^6$	0,08
	Gleichlaufwelle	0,0002	$38 \cdot 10^3$	0,063
	Gelenk	0,023	$9 \cdot 10^6$	9
	Kardanwelle	0,012	$8,8 \cdot 10^5$	2
	Gelenk	0,005	$5,6 \cdot 10^6$	2,3
	Verbindungsflansch	0,0019	$8,1 \cdot 10^5$	5,2
	Lagerwelle	0,015	$3,63 \cdot 10^5$	11
	Schleppmotor	2,2	-	-

Abbildung A.5: Zahlenwerte der Komponenten des Antriebsstrangprüfstands

Values of the drive train test stand's components

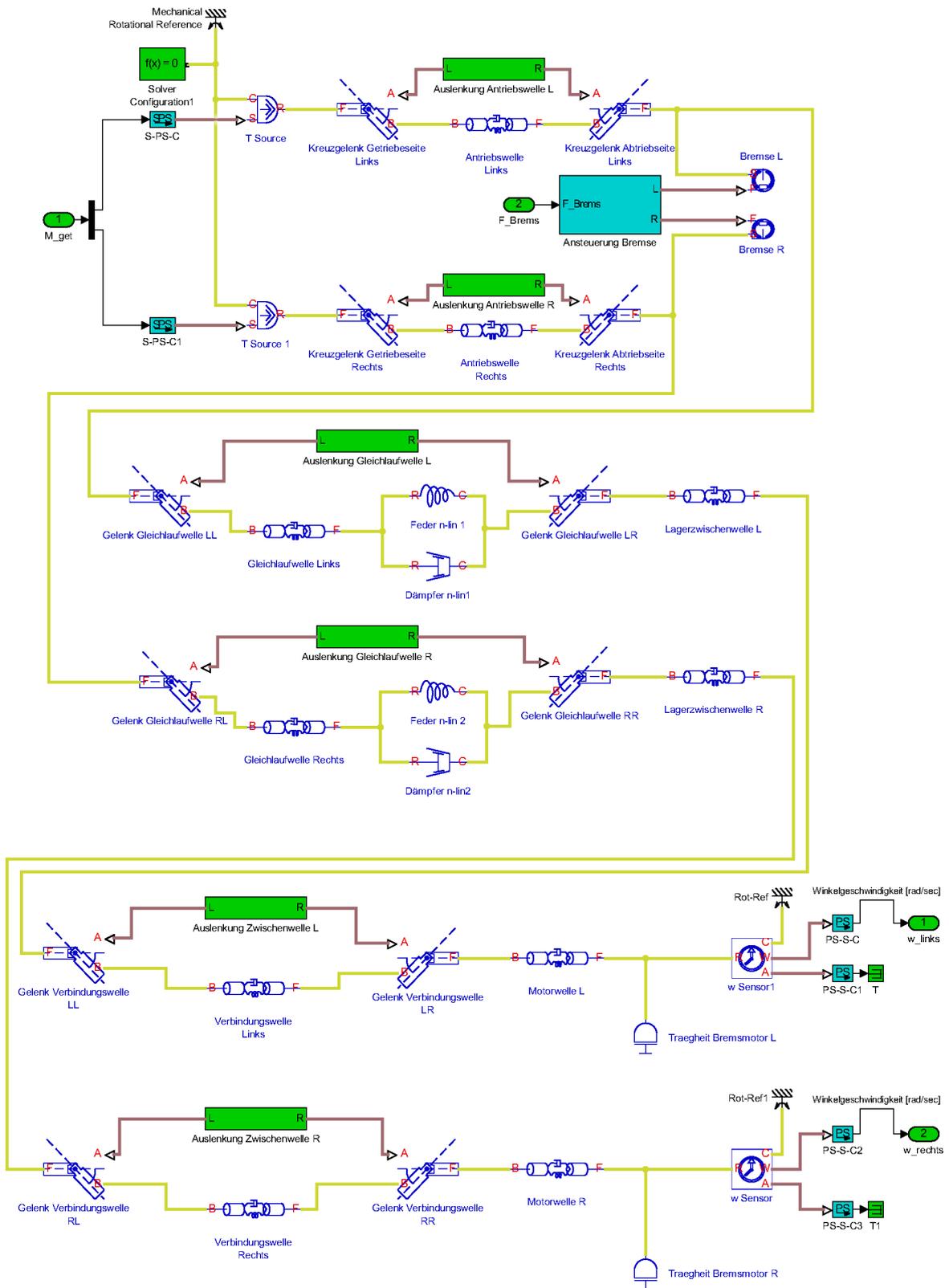


Abbildung A.6: Modellierter Wellenstrang des Antriebsstrangprüfstands
Modelled shaft train of the test stand

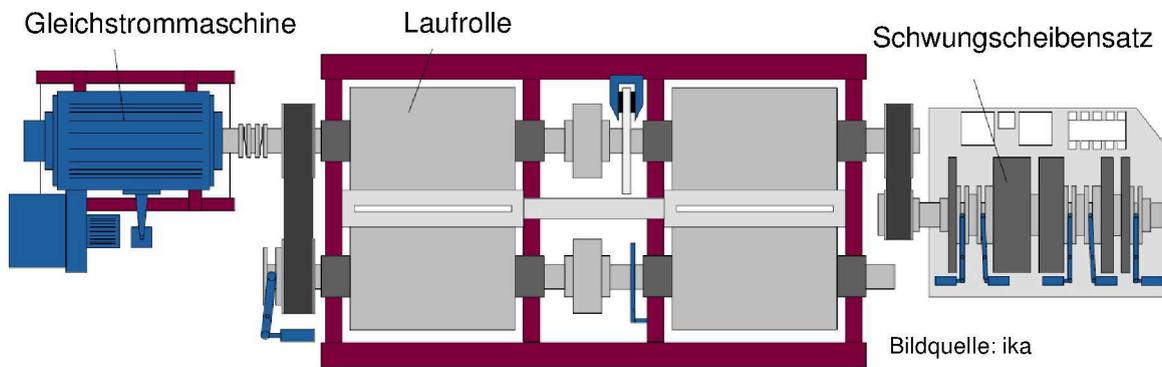


Abbildung A.7: Schematischer Aufbau des Rollenprüfstands
Schematic of chassis dynamometer

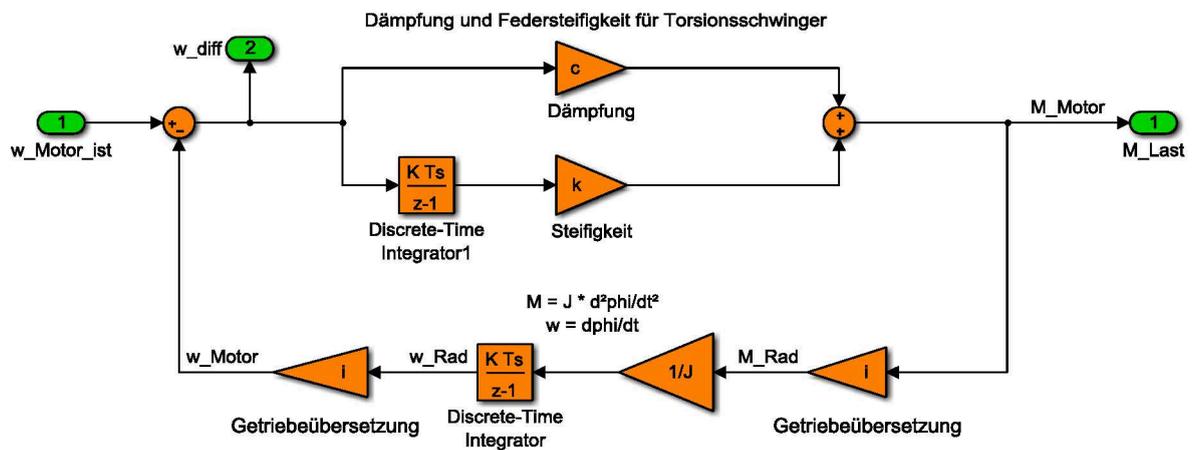


Abbildung A.8: Torsionsschwingermodell zur Erzeugung der Lastwechselschwingungen
Torsional oscillator modell for generation of load change oscillations

