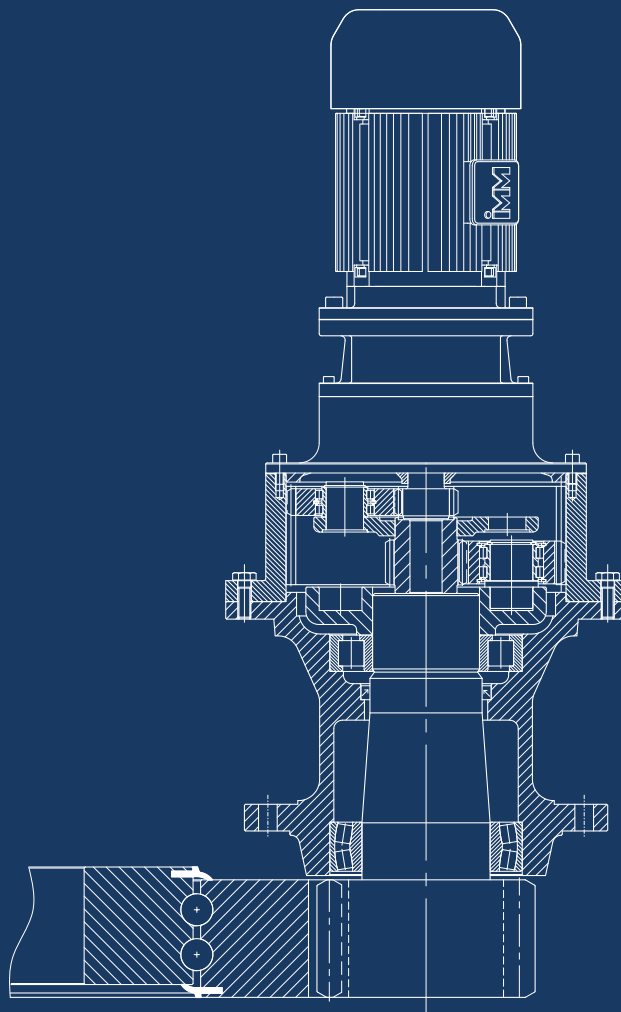




Modellbildung, Simulation und aktive Schwingungsregulierung von Schwenkantrieben

Markus Spiegelhauer





Veröffentlicht unter der Creative-Commons-Lizenz CC BY-NC-SA 4.0 International



Modellbildung, Simulation und aktive Schwingungsregulierung von Schwenkantrieben

Von der Fakultät Maschinenwesen der Technischen Universität Dresden
angenommene Dissertation zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur (Dr.-Ing.)

vorgelegt von

Markus Spiegelhauer

Erstgutachter

Prof. Dr.-Ing. Berthold Schlecht

Zweitgutachter

Prof. Dr.-Ing. Carsten Schulz

Vorsitzender der Promotionskommission

Prof. Dr.-Ing. Jürgen Weber

Tag der Einreichung: 31. März 2023

Tag der Verteidigung: 17. Juli 2023

Vorwort

*»So ist die Sach'!« – Oh, wie leise,
wenn überhaupt, sagt dies der Weise.*

Wilhelm Busch

Diese Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente der Technischen Universität Dresden unter der Leitung von Prof. Dr.-Ing. Berthold Schlecht. Die vorgestellten Ergebnisse basieren auf dem Forschungsvorhaben IGF Nr. 20434 BR, welches von der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen »Otto von Guericke« e. V. (AiF) gefördert wurde.

Ganz besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Berthold Schlecht für die Ermöglichung und stetige Unterstützung meines Promotionsvorhabens, das entgegengebrachte Vertrauen bei der Bearbeitung der Themenstellung sowie die Schaffung hervorragender Arbeitsbedingungen am Lehrstuhl. Ebenso danke ich Prof. Dr.-Ing. Carsten Schulz für sein fachliches Interesse an meiner Arbeit und die freundliche Übernahme des Zweitgutachtens. Mein Dank gilt zudem Prof. Dr.-Ing. Frank Will für die Durchführung der Nebenfachprüfung, Prof. Dr.-Ing. Jürgen Weber für den Vorsitz und Prof. Dr.-Ing. habil. Thorsten Schmidt für die Vervollständigung der Promotionskommission.

Wesentlichen Anteil am Gelingen dieser Arbeit hat Jan Franze von der RWE Power AG. Ihm gebührt ein großer Dank für die »Bereitstellung« des Untersuchungsobjektes, seinen unermüdlichen Einsatz zur Realisierung der umfangreichen Messkampagne, die hilfreichen Einblicke in ein überaus komplexes technisches System und die herausragende Begleitung des Forschungsvorhabens.

Während meiner Zeit am Lehrstuhl hatte ich das Glück mit einer Reihe genialer und unglaublich motivierter Kolleginnen und Kollegen in verschiedenen Projekten zusammenzuarbeiten. Georg Breslau, Susanne Gnilke, Hans Härtel, Felix Müller, Robert Schröder, Martin Tragsdorf und Carsten Ulrich, ich danke euch für allerlei fachliche Denkanstöße sowie die vielfältigen Erlebnisse und Inspirationen abseits des Beruflichen.

Schließlich bin ich meiner Familie und meinen Freunden unendlich dankbar für ihren wunderbaren Rückhalt und das erfahrene Verständnis – nicht nur in den zurückliegenden 4½ Jahren.

Marienberg, September 2023


Markus Spiegelhauer

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit ist motiviert durch die breite Anwendung von Schwenkantrieben in vielfältigen konventionellen und neuen Technologiefeldern: In Windenergieanlagen führen Schwenkantriebe die Gondel samt Rotor der momentanen Windrichtung nach. Bei Radioteleskopen erlauben sie die hochpräzise azimutale Ausrichtung der Parabolantenne. Und im Sektor der Baumaschinen kommen sie zum Schwenken der Ausleger von Kranen und fördertechnischen Großgeräten zum Einsatz. Trotz des zunächst einfach erscheinenden Aufbaus der Schwenkantriebssysteme erweisen sich sowohl ihre mechanische Dimensionierung als auch ihre sichere Betriebsführung als herausfordernd. So belegen Messdaten und Betriebserfahrungen die Neigung der Antriebsstränge zu niederfrequenten Drehschwingungen. Außerdem treten große Spitzenlasten während der Schwenkrichtungsumkehr auf. In diesem Forschungsbeitrag werden Methoden vorgestellt, mit denen elektromechanische Schwenkantriebssysteme modelliert, dynamisch analysiert und regelungstechnisch optimiert werden können.

Eine Literaturrecherche verdeutlicht den Forschungsbedarf im Bereich der Antriebsmodellierung, um Belastungen zu prognostizieren, systemdynamische Haupteinflussgrößen zu identifizieren und zielgerichtete Optimierungsansätze ableiten zu können. Aus diesem Grund wird der schwingungsfähige mechanische Antriebsstrang eines Beispielschwenkwerks als detailliertes Mehrkörpersystem-Simulationsmodell abgebildet. Um auch Wechselwirkungen mit den elastischen Umgebungsstrukturen, der Antriebsregelung und den Betriebslasten zu erfassen, wird ein domänenübergreifendes Modellierungsvorgehen verfolgt. Das entstehende mechatronische Gesamtsystemmodell wird messtechnisch validiert. Grundlage hierfür bilden Betriebsmessdaten, die am Realsystem im Zuge einer umfangreichen Messkampagne erfasst und ausgewertet wurden.

Mit dem Vorliegen treffsicherer Systemmodelle eröffnet sich die Möglichkeit, ein modellbasiertes Mehrgrößenregelverfahren (LQG) auszulegen und simulativ zu erproben. Im Vergleich zur bisherigen konventionellen proportional-integralen (PI) Antriebsregelung verspricht dies die aktive Dämpfung von Triebstrangschwingungen bei gleichzeitiger Erhöhung der Arbeitsgeschwindigkeit. Um für beliebige elastische Antriebssysteme das Optimierungspotenzial abschätzen zu können, erfolgt ein systematischer Vergleich der verschiedenen Regelstrategien. Anschließend wird ein praxisnahes Vorgehen zur Regelungsauslegung vorgestellt. Besonderer Fokus liegt neben der Robustheit auch auf der begrenzten Anzahl verfügbarer Sensoren bei industriellen Antrieben. Zudem wird auch das oftmals beträchtliche Getriebeispiel als signifikante Nichtlinearität der Regelstrecke berücksichtigt. Um eine Reduktion der Spitzenlasten während der Drehrichtungsumkehr des Schwenkantriebes zu erreichen, wird abschließend ein Konzept zur zeit- und belastungsoptimierten Durchquerung des Getriebeispiels erarbeitet. Da die konventionelle Drehzahlregelung des Schwenkantriebs hierbei nur um ein Zusatzmodul erweitert wird, bietet sich das Vorgehen insbesondere zur Ertüchtigung bestehender Antriebe an.

Die Ergebnisse der Arbeit zeigen, dass durch ein interdisziplinäres Analyse- und Optimierungsvorgehen bereits im Entwicklungsprozess spätere Betriebslasten und die Antriebsdynamik prognostiziert werden können und schonende Betriebsstrategien ableitbar sind. Die bereitgestellte Methodik ist nicht auf den konkret beschriebenen Anwendungsfall beschränkt, sondern lässt sich auf eng verwandte Problemstellungen des Maschinen- und Anlagenbaus übertragen.

Abstract

The present work is motivated by the wide application of slewing drives and yaw drives in a variety of conventional and emerging fields of technology. At first glance the design of slewing drive systems seems to be simple, but their mechanical dimensioning as well as their reliable operation turn out to be challenging. Measurement data and operating experience show that the drive trains are prone to low-frequency torsional vibrations. In addition, large peak loads occur during reversals of the slewing direction. In this thesis, methods are presented for the modeling, dynamical analysis and control optimization of electromechanical slewing drive systems.

A literature survey highlights the need for research in the field of drive modeling in order to predict loads, identify main dynamic influencing variables and derive targeted optimization approaches. For this reason, the mechanical drive train of an exemplary slewing gearbox unit is represented as a detailed multibody system simulation model. A cross-domain modeling approach is pursued in order to capture interactions with the surrounding flexible structures, the drive control and the operating loads as well. The resulting overall mechatronic system model is validated by measurement. This validation process is based on measured operating data recorded and evaluated on the real system in the course of an extensive measurement campaign.

The development of accurate system models enables a model-based multivariable control method (LQG) to be designed and tested by simulation. Compared to conventional proportional integral (PI) drive control, this promises active damping of drive train vibrations while simultaneously increasing the operating speed. To estimate the optimization potential for arbitrary elastic drive systems, a systematic comparison of the different control strategies is performed. Subsequently, a practical procedure for designing the control system is presented. In addition to robustness, special focus is placed on the limited number of available sensors in industrial drives. Furthermore, the considerable gear backlash is also accounted for as a significant nonlinearity of the controlled system. To reduce peak loads during the reversal of the rotational direction, a novel approach for time- and load-optimized traversing of the gearbox backlash is developed. Since the conventional speed control algorithm is only extended by an additional module, the method is particularly suitable for retrofitting existing drives.

The findings of this thesis demonstrate that an interdisciplinary approach of analysis and optimization allows to predict operating loads and drive dynamics already in the design phase and enables to derive suitable operating strategies. The provided methodology is not limited to the specific application described, but can be transferred to closely related problems in mechanical and systems engineering.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Konkretisierte Problemstellung	3
1.3	Aufbau der Arbeit	5
2	Grundlagen und Forschungsstand	7
2.1	Modellbildung und Simulation von Antriebssystemen	7
2.1.1	Mehrkörpersystem-Simulation von Antriebssystemen	7
2.1.2	Modellbildung von Schwenkwerken	9
2.2	Anwendungsbereiche von Schwenkantrieben	9
2.2.1	Turmdrehkrane	10
2.2.2	Windenergieanlagen	10
2.2.3	Radioteleskope	12
2.2.4	Baumaschinen	13
2.3	Untersuchtes Beispielschwenkwerk	13
2.3.1	Antriebstechnik	15
2.3.2	Bisherige Untersuchungen an Schaufelradbaggern	16
3	Modellbildung und Simulation von Schwenkwerken	19
3.1	Mechanische Komponenten	19
3.1.1	Schwenkantriebe	19
3.1.2	Elastische Tragstrukturen am Getriebeausgang	33
3.1.3	Weitere Antriebsstränge des Gesamtsystems	40
3.2	Elektrische und informationsverarbeitende Domäne	42
3.2.1	Aktorik – Elektrische Antriebsmaschine	42
3.2.2	Informationsverarbeitung – Antriebsregelung	44
3.2.3	Informationserfassung – Winkelmesssysteme	46
3.3	Betriebslasten	49
3.3.1	Quasistatische Lasten	50
3.3.2	Simulation der bodenmechanischen Interaktion bei Schaufelradbaggern	51
3.4	Messdatengestützte Validierung der Systemmodelle	54
3.4.1	Beschreibung des Messaufbaus	54
3.4.2	Betriebsschwingungsanalyse	57
3.4.3	Validierung Schwenkwerk – Reversiervorgang	63
3.4.4	Validierung Gesamtsystem – Grab-Schwenk-Prozess	65
3.5	Ableitung eines mechanischen Minimalmodells	68
3.6	Zwischenfazit	72
4	Drehzahlregelung elastischer Antriebssysteme	75
4.1	Allgemeine Grundlagen	75
4.1.1	Führungs- und Störungsverhalten	76
4.1.2	Stabilität und Performanz	77
4.1.3	Singulärwertzerlegung von Frequenzgangmatrizen	78
4.2	Motor mit elastisch gekoppeltem Abtrieb	79
4.2.1	Proportional-Integrale Eingrößenregelung	79
4.2.2	Zustandsregelung	85
4.2.3	Generalisierter Vergleich der Regelungskonzepte	87

4.3	Erweiterung auf Mehrmotorenantriebe	93
4.4	Konzeption und Umsetzung einer Zustandsregelung	94
4.4.1	Auslegung eines optimalen Zustandsreglers	94
4.4.2	Rekonstruktion des Zustandsvektors bei Antrieben mit Verzahnungsspiel	97
4.4.3	Analyse des Gesamtkonzeptes	105
4.5	Zwischenfazit	113
5	Verzahnungsspiel in elastischen Antriebssträngen	115
5.1	Ursachen	115
5.2	Modellbildung	117
5.2.1	Klassische Modellierung als Totzone	117
5.2.2	Erweitertes Spielmodell nach Nordin	118
5.2.3	Hysterese	119
5.3	Auswirkungen	120
5.3.1	Antriebsstrangbelastung	120
5.3.2	Folgen auf Gesamtsystemebene	121
5.3.3	Zwischenfazit	126
5.4	Regelstrategien für spielbehaftete Antriebe	126
5.4.1	Lineare Eingrößenregelung	127
5.4.2	Mehrgrößenregelung – Zustandsraummethoden	128
5.4.3	Umschaltende lineare Regler	129
5.4.4	Modellprädiktive Regelung	130
5.4.5	Invertierung der Nichtlinearität	132
5.4.6	Zwischenfazit	133
5.5	Konzeption und Umsetzung einer Strategie zum lastminimierten Spieldurchlauf	133
5.5.1	Optimaltrajektorie zur Spieldurchquerung	134
5.5.2	Realisierung der Spieldurchquerung	135
5.5.3	Simulative Verifizierung	137
6	Zusammenfassung und Ausblick	141
	Literaturverzeichnis	147
	Abbildungsverzeichnis	161
	Tabellenverzeichnis	163
A	Zusatzinformationen	165
A.1	Zusammenhang zwischen Schwingfrequenz, Schwingweg und Bauteilschädigung	165
A.2	Auswertemethodik der Marktanalyse	165
A.3	Getriebeübersicht des Beispielantriebes	166
A.4	Anregungsfrequenzen und Getriebeübersetzung des Beispielantriebes	167
B	Berechnungsgrundlagen des Grabwiderstandsmodells	169
C	Ableitung von Minimalmodellen	175
C.1	Modale Reduktion	175
C.2	Balanciertes Abschneiden	177
C.3	Vergleich der reduzierten Modelle	178
D	Herleitung des maximalen Stoßdrehmomentes nach dem Spieldurchlauf	183

Symbolverzeichnis

Grundsätzlich werden Matrizen durch fettgedruckte Großbuchstaben gekennzeichnet, Vektoren durch fette Kleinbuchstaben und skalare Größen durch Symbole mit regulärer Schriftstärke. Im Folgenden repräsentiert \square den Platzhalter für ein beliebiges Symbol.

Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Beschreibung
a	m s^{-2}	Beschleunigung
A	m^2	(Querschnitts-)Fläche
A_a	μm	Achsabstandsabmaß
A_{ae}	μm	oberes Achsabstandsabmaß (frz. extérieur)
A_{ai}	μm	unteres Achsabstandsabmaß (frz. inférieure)
A_{sn}	μm	Zahndickenabmaß (Normalschnitt)
\mathbf{A}		Systemmatrix
\mathbf{B}		Eingangsmatrix
\mathbf{C}		Ausgangsmatrix
d	Nm s rad^{-1}	Dämpfungskonstante
d_{\square}	m	Durchmesser
\mathbf{d}	Nm	Störgrößenvektor
D	-	Dämpfungsgrad / LEHRsches Dämpfungsmaß
\mathbf{D}		Durchgangsmatrix
\mathbf{D}_{visk}	Nm s rad^{-1}	(viskose) Dämpfungsmatrix
e	-	Regelabweichung (normiert)
E	N m^{-2}	Elastizitätsmodul
f	Hz	Frequenz
\mathbf{f}		vektorwertige Funktion
f_0	Hz	Eigenfrequenz
f_n	Hz	Drehfrequenz
g	m s^{-2}	Fallbeschleunigung
\mathbf{g}		vektorwertige Funktion
$G(p)$		Übertragungsfunktion
$G_K(p)$		Regler-Übertragungsfunktion
$\mathbf{G}_{\Delta\varphi,d}(j\omega)$		Frequenzgangmatrix (Strangtorsionsmoment infolge Drehmomentanregung)
$\mathbf{G}_{u,d}(j\omega)$		Frequenzgangmatrix (Stellgröße infolge Drehmomentanregung)
i_{ges}	-	Getriebeübersetzung
\mathbf{I}	-	Einheitsmatrix
j	-	imaginäre Einheit ($j^2 = -1$)

¹Normierung der Regel- und Stellgröße entsprechend der Beschreibung auf S.45

Symbol	Einheit	Beschreibung
j_{bn}	mm	Eingriffsflankenspiel
j_{wt}	mm	Verdrehflankenspiel auf dem Wälzkreis
J	-	Wert des Gütefunktionals
J_{\square}	kg m ²	Massenträgheitsmoment
k	Nm rad ⁻¹ , N m ⁻¹	Federkonstante (torsional, longitudinal)
K_I	s ⁻¹	Integralverstärkung des Drehzahlreglers ¹
K_P	-	Proportionalverstärkung des Drehzahlreglers ¹
$K_{\Delta n}$	-	Proportionalverstärkung des Drehzahldifferenzreglers
\mathbf{K}	Nm rad ⁻¹	Steifigkeitsmatrix
\mathbf{K}_f		KALMAN-Verstärkungsmatrix
\mathbf{K}_r		Zustandsrückführungsmatrix
l	m	Länge
$\mathcal{L}\{\square\}$	-	LAPLACE-Transformation
m	-	Anzahl der Eingangsgrößen / Motoranzahl
m_{\square}	kg	Masse
m_n	mm	Normalmodul (Verzahnung)
M	Nm	(Dreh-)Moment
\mathbf{M}	kg m ²	Massenmatrix
n	-	Dimension des Zustandsraumes
n_{\square}	min ⁻¹	Drehzahl
N	-	Anzahl an Abtastwerten (Samples)
$N_{t,k}$	-	Anzahl an Abtastwerten der Zeit zum Zeitpunkt k
$N_{\varphi,k}$	-	Anzahl an Abtastwerten des Winkels zum Zeitpunkt k
p	s ⁻¹	LAPLACE-Variable
p_i	rad s ⁻¹	i -ter Eigenwert
\mathbf{P}	-	Lösung der Riccati-Gleichung
\mathbf{q}		Vektor der generalisierten Koordinaten
\mathbf{Q}		Wichtungsmatrix der Systemzustände
\mathbf{R}		Wichtungsmatrix der Stellgrößen
S		Sensitivitätsfunktion
t	s	Zeit
t_a	s	Ruckdauer
t_b	s	Zeitpunkt des Verzögerungsbeginns
T	s	Zeitdauer
$T(p), T(j\omega)$		komplementäre Sensitivitätsfunktion / Führungsübertragungsfunktion
T_{σ}	s	kleine Summenzeitkonstante
u	Nm	Eingangsgröße
\mathbf{u}	Nm	Eingangsvektor
\mathbf{v}		Prozessrauschen
\mathbf{w}		Messrauschen

Symbol	Einheit	Beschreibung
\mathbf{x}		Zustandsvektor
y		Ausgangsgröße
\mathbf{y}		Ausgabevektor
z	-	Anzahl
$z_{A,B}$	-	Zähnezahl von Zahnrad A, aus Getriebestufe B
z_1	-	Zähnezahl des Ritzels / des Sonnenrades (Planetengetriebe)
z_2	-	Zähnezahl des Rades / Planetenrades (Planetengetriebe)
z_3	-	Zähnezahl des Hohlrades (Planetengetriebe)
z_{Ink}	-	Inkrementanzahl (Drehgeber)

Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	° oder rad	Getriebespielwinkel (Betrag)
α_-	° oder rad	unterer Grenzwert des Getriebespiels (Startwinkel)
α_+	° oder rad	oberer Grenzwert des Getriebespiels (Endwinkel)
α_n	°	Normaleingriffswinkel (auf dem Teilzylinder)
α_{wt}	°	Betriebseingriffswinkel
β	°	Schrägungswinkel (auf dem Teilzylinder)
β_b	°	Grundkreisschrägungswinkel
β_{visk}	s	RAYLEIGH-Dämpfungskoeffizient
δ_i	s^{-1}	Abklingkonstante der i -ten Mode
Δf	Hz	Frequenzauflösung (Spektrallinienabstand)
Δt	s	Zeitauflösung
$\Delta \varphi$	°	Winkelauflösung
$\Delta \varphi_{i j}$	rad	elastische Antriebsstrangverdrillung zwischen den Koordinaten i und j
ε_α	-	Profilüberdeckung einer Verzahnung
μ	-	Reibungskoeffizient
ρ	kg m^{-1}	Dichte
σ_i	-	i -ter Singulärwert
$\bar{\sigma}(\square)$	-	größter Singulärwert der Matrix \square
Σ	-	Matrix der Singulärwerte
φ	rad	Drehwinkel
$\varphi_{i j}$	rad	Differenzwinkel zwischen den Koordinaten i und j
$\varphi_{j1/2}$	rad	Flankenspielwinkel von Rad 1 oder Rad 2
φ_s	rad	Spielposition (zwischen den Flanken des Verzahnungsspiels)
ψ	° oder rad	Schwenkwinkel
ω	rad s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit / Kreisfrequenz
ω_i	rad s^{-1}	gedämpfte Eigenkreisfrequenz der i -ten Mode

Sonstige Symbole

Symbol	Einheit	Bedeutung
$\angle G$	°	Phasenwinkel des Frequenzganges $G(j\omega)$
$\mathbf{0}_{i \times j}$	-	Nullmatrix mit i Zeilen und j Spalten
$\mathbf{1}_{i \times j}$	-	Einsmatrix mit i Zeilen und j Spalten

Indizes

$\square_{i j}$	Variable zwischen den Koordinaten i und j
1	Motor
2	Last
d	disturbance / dt. Störung
f	Filter
i	Zählvariable
k	k -ter Zeitschritt
m	Motoranzahl des Antriebssystems
OB	Oberbau
r	Regler
ref	Referenz (Sollwert der Regelung)
S	Sampling
SR	Schaufelrad
SW	Schwenkwerk
VC	Vector Control (Feldorientierte Regelung)
ZE	Zahneingriff

Akzente

$\tilde{\square}$	Schätzgröße
$\hat{\square}$	Amplitude
$\bar{\square}$	arithmetisches Mittel
$\dot{\square}$	erste zeitliche Ableitung
$\ddot{\square}$	zweite zeitliche Ableitung
$\overset{\cdot\cdot}{\square}$	dritte zeitliche Ableitung
\square^H	adjungierte Matrix (konjugiert transponiert)
\square^T	transponierte Matrix
$\ \square\ $	EUKLIDische Vektornorm

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
CAD	Computer-aided design
DMS	Dehnungsmessstreifen
DFT	Diskrete FOURIER-Transformation
FE(M)	Finite Elemente (Methode)
FHG	Freiheitsgrad
LQ(R)	Linear-Quadratischer Zustandsregler (Optimalregler)
LQG	Optimalregler mit KALMAN-Filter zur Zustandsschätzung (engl. Linear Quadratic GAUSSian regulator)
MIMO	Mehrgrößensystem (engl. Multiple Input Multiple Output)
MKS	Mehrkörpersystem
SISO	Eingrößensystem (engl. Single Input Single Output)
TEF	Torsionseigenfrequenz
ZE	Zahneingriff
ZEF	Zahneingriffsfrequenz

1 Einleitung

Schwenkwerke ermöglichen in vielen Maschinen unterschiedlichster Anwendungsbereiche die gezielte rotatorische Bewegung einzelner Anlagenteile. In Windenergieanlagen führen sie die Gondel samt Rotor der momentanen Windrichtung nach. Bei Radioteleskopen erlauben sie die hochpräzise azimutale Ausrichtung der Parabolantenne. Und im Sektor der Baumaschinen kommen sie zum Schwenken der Ausleger von Kranen und fördertechnischen Großgeräten zum Einsatz. Gemeinsam ist den meisten dieser Schwenkwerke derselbe prinzipielle Aufbau. Wie in Abb. 1.1 ersichtlich, stellt eine elektrische Antriebsmaschine die erforderliche Leistung bereit. Ein mehrstufiges, hochübersetzendes Zahnradgetriebe wandelt Motordrehzahl und -moment in die für den Prozess benötigten Größenordnungen. Üblicherweise werden mehrere dieser Schwenkantriebe entlang des Umfangs eines außen- oder innenverzahnten Zahnkranzes angeordnet, um die notwendige Gesamtantriebsleistung zu erreichen. Eine Kugel- oder Rollendrehverbindung gewährleistet eine genaue Führung der zu schwenkenden Anlagenteile.

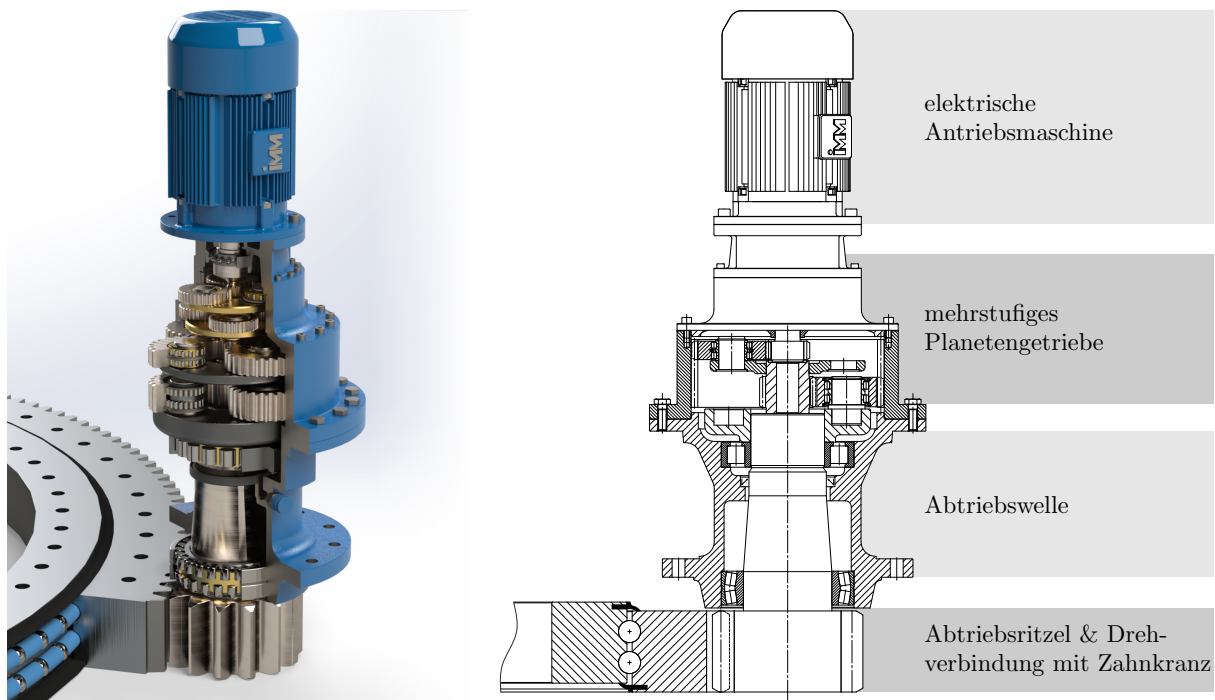


Abbildung 1.1: Typischer Baureihen-Schwenkantrieb mit mehreren coaxialen Planetengetriebestufen

1.1 Motivation

Obwohl die raumgreifenden Strukturen von Kranen oder Windenergieanlagen nur mit geringen Drehgeschwindigkeiten geschwenkt werden, wohnt den Antriebssträngen eine erhebliche Dynamik inne. Eine zielgerichtete Dimensionierung und der sichere Betrieb erweisen sich deshalb als überaus herausfordernd.

Schwenkantriebe stellen klassische Zukaufkomponenten dar. Aus Gründen der Wirtschaftlichkeit und Verfügbarkeit hat sich der Einsatz schnelllaufender Normmotoren bewährt. Dies erfordert eine hohe Übersetzung des Schwenkgetriebes, um die geforderten geringen Abtriebsdrehzahlen zu erreichen. Eine Reihe von Herstellern bietet standardisierte, mehrstufige Planetengetriebe an, die gemäß Abb. 1.2 eine große Bandbreite an Übersetzungen und Drehmomenten abdecken.

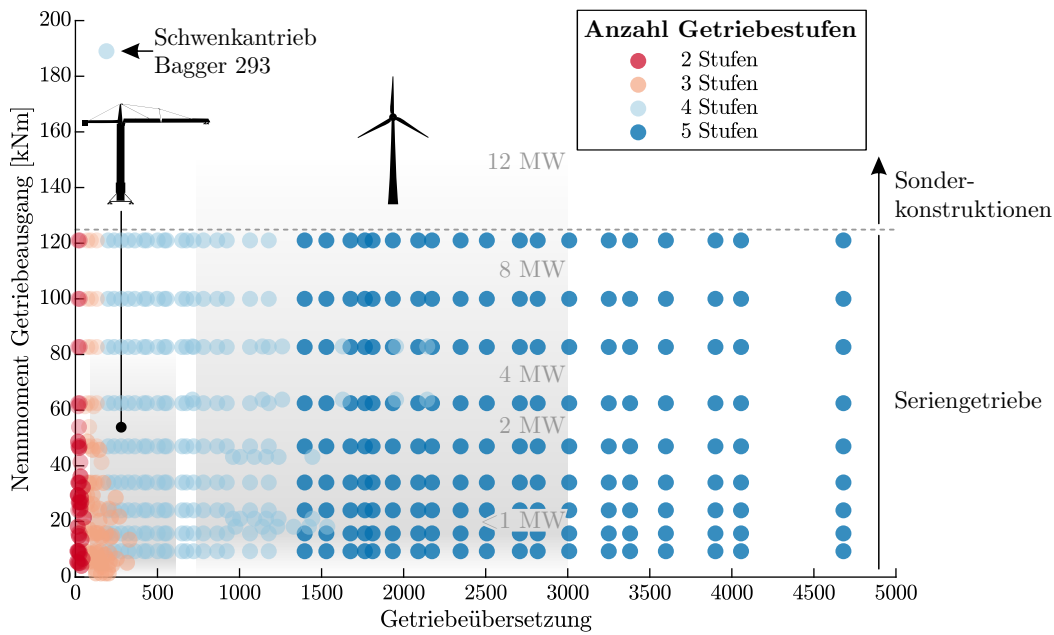


Abbildung 1.2: Übersicht zu kommerziell verfügbaren Baureihen-Schwenkgetrieben. Jeder Datenpunkt stellt ein Getriebe dar. Als Datenbasis fungieren die Herstellerkataloge [Lie18; Dan19; Zol17].

Infolge der hohen Getriebeübersetzung zeichnen sich Schwenkwerke durch überaus elastische Antriebsstränge mit erheblichem Verzahnungsspiel aus. Das Betriebsszenario mit ständig wechselnder Drehrichtung begünstigt das Auftreten enormer dynamischer Bauteillasten. Zum Zeitpunkt der Anlagenauslegung ist aber weder dem Schwenkantriebshersteller die genaue Belastungssituation des späteren Gesamtsystems bekannt, noch kennt der Anlagenbetreiber die Schwingungscharakteristik des zu beschaffenden Schwenkwerks und die Wechselwirkungen mit seiner Konstruktion.

Zur Abschätzung der Betriebslasten während der Auslegung gründeten sich die Bemessungskriterien nicht selten auf Betriebserfahrungen und zurückliegende Schadensfälle. Normenwerke und Auslegungsrichtlinien versuchen, den dynamischen Lasten über Anwendungsfaktoren zu begegnen, bei denen eine dynamische Äquivalentlast pauschal im Verhältnis zum statischen Anlagennennmoment festgelegt wird. Problematisch an diesem Vorgehen ist, dass weder den unterschiedlichen Baugrößen und -formen, noch den jeweiligen Betriebsstrategien und Einsatzbedingungen Rechnung getragen wird.

Die ungenaue Kenntnis der Lasten und der Antriebsdynamik verhindert eine zielgerichtete Dimensionierung der Maschinenelemente des Getriebes. Der entstehende Zielkonflikt zwischen Betriebssicherheit und Zuverlässigkeit auf der einen Seite sowie Materialeinsatz, Getriebemasse und Bauraum auf der anderen, lässt sich durch die Bereitstellung von Zusatzinformationen über das dynamische Systemverhalten auflösen.

Wünschenswert ist somit die Prognose von Belastungen und möglichen Resonanzerscheinungen in frühen Phasen der Produktentwicklung, um konstruktive Optimierungsmaßnahmen abzuleiten. Gleichzeitig bietet sich durch die Beschreibung der Antriebsdynamik auch die Möglichkeit zur gezielten Anpassung der Betriebsstrategie über die Antriebsregelung. Durch die weite Verbreitung geregelter elektrischer Antriebsmaschinen eröffnet sich damit ein bisher oft ungenutztes Potenzial, insbesondere auch für die Ertüchtigung bereits bestehender Antriebe.

1.2 Konkretisierte Problemstellung

Für die Mehrzahl der bekannten operativen Schwierigkeiten bei Schwenkantrieben [Rus+17; Jev83] erweisen sich letztlich dynamische Effekte und die resultierenden elastokinetischen Zusatzlasten als ursächlich. Dynamische Lasten limitieren die Lebensdauer der am Schwenkvorgang beteiligten Maschinenelemente. Im Sinne der Betriebsfestigkeit führt jeder Lastwechsel zu einer Teilschädigung der Bauteile – bis hin zum Ermüdungsbruch. Mit zeitveränderlichen Lasten gehen zusätzliche Relativbewegungen einher, die den Verschleiß steigern. Transiente Maximallastereignisse resultieren in Gewaltbrüchen. Besonders gefährdet sind diesbezüglich die hochbeanspruchten Verzahnungen am Zahnkranz und an den Abtriebsritzeln des Schwenkgetriebes.

Die auftretenden Phänomene lassen sich auf die Betriebsbedingungen und die konstruktiven Besonderheiten zurückführen. Charakteristisch für Schwenkantriebe ist das Einsatzszenario mit wiederholter Drehrichtungsumkehr. Bei jedem Umsteuern der Motoren während eines Drehrichtungswechsels ist ein Durchlaufen des Zahnflankenspiels aller Getriebestufen – im regelungstechnischen Kontext auch als Lose bezeichnet – unvermeidlich. Insbesondere das Spiel der langsam laufenden Verzahnungen führt durch die hohe Getriebeübersetzung dazu, dass teils erhebliche Drehwinkel von mehreren hundert Grad an der Motorwelle notwendig sind, um die Getriebelese zu überwinden. Bei jedem Reversiervorgang des Antriebes ist die Last somit für einen gewissen Zeitraum von der drehzahlgeregelten Motorseite vollständig entkoppelt und frei beweglich. Sobald die Zahnflanken nach dem Spieldurchlauf stoßartig in Kontakt treten, entstehen Lastspitzen im Getriebe. Gleichzeitig erfahren die abtriebsseitig angeordneten Strukturbauteile eine schlagartige Beschleunigungsänderung (Ruck). Da die verbreitet vorzufindenden Stahlbaustrukturen unter Ausnutzung der Festigkeitsreserven mit dem Ziel des Leichtbaus entworfen wurden, mehren sich mit zunehmender Betriebsdauer Ermüdungsschäden an hochbeanspruchten Stellen. [Kow04]

Auch weitere prozessgegebene Effekte führen dazu, dass die Nominallasten des Antriebssystems noch durch andere zeitveränderliche Lasten überlagert werden. So bergen die geradverzahnten Getriebestufen ein hohes Anregungspotenzial für Drehschwingungen. In Kombination mit den überaus elastischen Antriebssträngen, besteht die Gefahr resonanzbedingter Lastüberhöhungen an einzelnen Betriebspunkten. Zudem wirken sich durch die mechanische Kopplung mit der zu schwenkenden Struktur auch externe Lasten durch die Arbeitsprozesse der gesamten Maschine in den Schwenkwerken aus.

Als besonders schwerwiegend erweist sich, dass die auftretenden Schwingungserscheinungen bei niedrigen Frequenzen lokalisiert sind, was sich auf das vergleichsweise hohe Abtriebsmoment der Schwenkantriebe und die daraus resultierende Elastizität des Antriebsstranges zurückführen lässt. Während höhere Frequenzen als hör- und spürbar komfortmindernd wahrgenommen werden, besitzen niederfrequente Schwingungen ein hohes Schädigungspotenzial durch die oftmals großen Schwingungsamplituden.¹

Als behelfsmäßige Lösung zur Lastminimierung wird die Antriebsregelung mit trägen Sollwert-rampen betrieben, um die Torsionsdynamik nicht durch ein zu rasches Umsteuern der Antriebe oder schnelle Drehzahländerungen anzuregen. Hierdurch wird die Arbeitsgeschwindigkeit der Anlage unnötig vermindert. Problematisch an diesem Vorgehen ist außerdem, dass sich die Auswirkungen von Anregungen aus dem Arbeitsprozess oder den Zahneingriffen nicht effektiv begrenzen lassen.

Um die bei Schwenkwerken typischerweise auftretenden Phänomene zu illustrieren, wird im Rahmen dieser Arbeit ein konkretes Schwenkantriebssystem beispielhaft untersucht. Das in Kapitel 2 vorgestellte Schwenkwerk eines Schaufelradbaggers repräsentiert die Klasse derartiger

¹Die Zusammenhänge zwischen Schwingfrequenz, Schwingweg und Bauteilschädigung werden im Anhang A.1 auf S. 165 veranschaulicht.

Antriebe in Bezug auf das Einsatzszenario und die technischen Anlagendaten. Alleinstellungsmerkmal des Beispielsystems ist die Verfügbarkeit der kompletten Konstruktionszeichnungen und die umfangreiche Dokumentation von Antriebsregelung und elektrischer Ausrüstung. Diese Voraussetzungen erleichtern die Modellbildung immens. Darüber hinaus konnte durch vorangegangene messtechnische Untersuchungen bereits ein Grundverständnis zum Gesamtsystem aufgebaut werden. Ergänzt um weitere Messstellen bildet die verfügbare Sensorik die Basis für eine Messkampagne, die im Rahmen des IGF-Vorhabens 20434 zur Analyse und Optimierung der Schwenkantriebe [SS22a] umgesetzt wurde. Unter Nutzung der so gewonnenen Betriebsmessdaten ist eine Validierung der Simulationsmodelle möglich.

Somit ergeben sich die folgenden Punkte, die im Rahmen der Arbeit adressiert werden:

- *Erstmalige detaillierte Modellierung des Schwenkwerks* samt Umgebungsstrukturen und Signalerfassungs- und -verarbeitungseinrichtungen. Das entstehende umfassende Gesamtsystemmodell wird unter Nutzung von Betriebsmessdaten anhand zweier Referenzlastfälle validiert.
- *Aufbau eines Gesamtverständnisses zum Systemverhalten von Schwenkantrieben*. Dies umfasst die Analyse antriebsdynamischer Effekte wie das Resonanzverhalten und die Ursachenermittlung für die transienten Lastüberhöhungen. Eng damit verknüpft ist die Identifikation der systemdynamisch wesentlichen Baugruppen und deren Interaktion auf Komponenten- und Teilsystemebene.
- *Ableitung recheffizienter, allgemeingültiger Minimalmodelle*. Die einfach parametrier- und lösbaren Simulationsmodelle erlauben die Abschätzung der Eigendynamik und die Prognose von Schnittlasten an Maschinenelementen für verschiedene Betriebszustände. Sie stellen die Grundlage für eine beanspruchungsgerechte Auslegung der Antriebsstrangkomponenten oder die Synthese von Regelalgorithmen dar.
- *Entwicklung von Verfahren zur Optimierung der Betriebsstrategie*. Durch die Kenntnis des Anlagenverhaltens können regelungstechnische Ansätze zur Reduktion der dynamischen Lasten erarbeitet und modellbasiert getestet werden. Im Detail umfasst dies Verfahren zur Minimierung der Maximallasten und zur aktiven Dämpfung von Resonanzamplituden.

Dass die beschriebene Problemstellung generell bei der untersuchten Klasse von Antrieben auftritt, belegt Abb. 1.3. Dargestellt sind Schätzungen des kumulierten Getriebespiels und der ersten Torsionseigenfrequenz kommerziell verfügbarer Baureihen-Schwenkgetriebe. Beide Kriterien können als Ursache für die auftretenden dynamischen Problemstellungen aufgefasst werden. Als Datengrundlage dient die Marktanalyse aus Abb. 1.2 auf Basis von Herstellerkatalogen. Es wird deutlich, dass bei den vorherrschenden hohen Getriebeübersetzungen prinzipiell mit sehr niederfrequenten Drehschwingungen und dem Auftreten von erheblichem Verzahnungsspiel zu rechnen ist.

Da der grundsätzliche Aufbau der hier untersuchten Schwenkantriebe mit elektrischen Antriebsmaschinen und ihre Betriebsbedingungen prinzipiell vergleichbar sind, besitzen die Methoden zur Analyse und Beschreibung des Beispielschwenkantriebes sowie die Ansätze zur Optimierung eine allgemeine Gültigkeit.

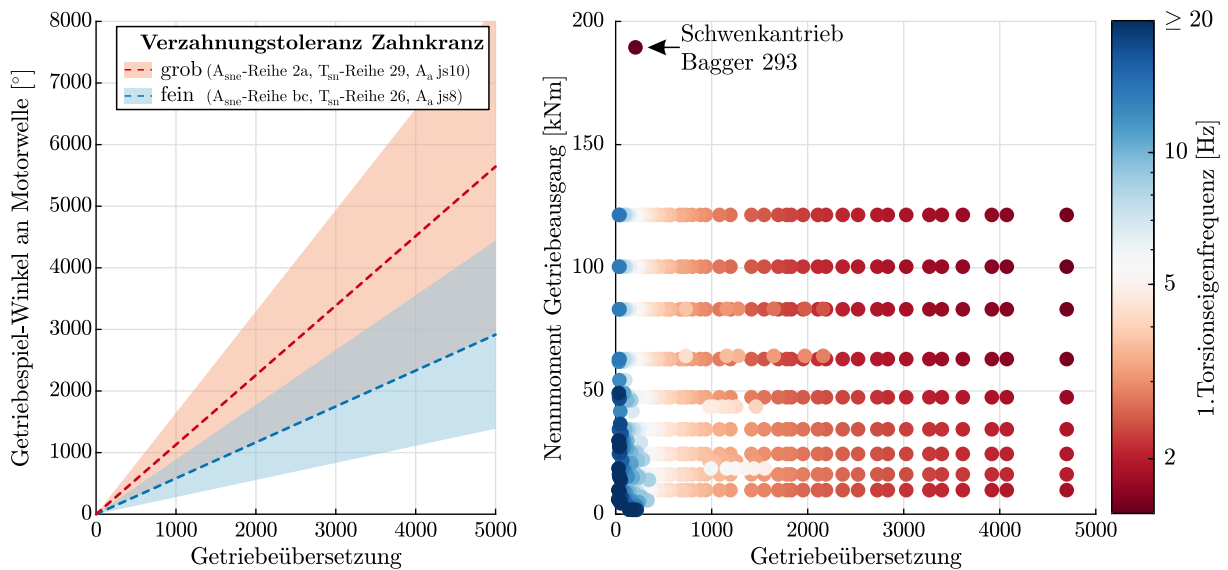


Abbildung 1.3: Abschätzung von Verzahnungsspiel und erster Torsionseigenfrequenz für Baureihen-Schwenkgetriebe² nach Abb. 1.1

1.3 Aufbau der Arbeit

Bedingt durch den interdisziplinären Themenkomplex gliedert sich die Arbeit in zwei inhaltliche Blöcke:

- Modellbildung und Systemanalyse für den konkreten Beispielantrieb (Kapitel 3)
- Vorstellung von generalisierten, regelungstechnischen Optimierungsansätzen (Kapitel 4 & 5)

Anfangs werden in Kapitel 2 der Forschungsstand und die Grundlagen zur Modellbildung von Antriebssystemen mit Zahnradgetrieben und zu Schwenkwerken im Speziellen aufgearbeitet. Das methodische Fundament für die weiteren Schritte bildet die Abbildung des Antriebsstranges als elastisches Mehrkörpersystem-Simulationsmodell zu Beginn von Kapitel 3. Um das Gesamtsystem möglichst realitätsnah zu modellieren, bleibt der Fokus nicht auf das Getriebe beschränkt. Eine mesdatengestützte Modellvalidierung sichert die Abbildungsgüte der erstellten Simulationsmodelle. Grundlage dafür bilden zwei charakteristische Lastfälle, die im Zuge einer Betriebsmesskampagne erfasst, ausgewertet und interpretiert werden. Die Ableitung eines generalisierten mechanischen Minimalmodells schließt das Kapitel zur Modellbildung von Schwenkantriebssystemen ab und bildet den Ausgangspunkt für die generalisierte Betrachtung optimierter Betriebsstrategien.

Im zweiten Teil der Arbeit bietet Kapitel 4 zunächst einen systematischen Überblick zu aktiven Schwingungsdämpfungsmethoden unter Nutzung verschiedener Drehzahlregelungsverfahren. Anschließend wird anhand des Beispielantriebes exemplarisch die Umsetzung der vorgestellten Verfahren gezeigt, um schließlich das Optimierungspotenzial zu bewerten.

Kapitel 5 erweitert die Betrachtungen um das Verzahnungsspiel als maßgebliche Nichtlinearität, zunächst wieder mit einer allgemeinen Betrachtung, losgelöst von einem konkreten Antriebssystem. Es schließt sich ein umfangreicher Literaturüberblick zu Regelstrategien für spielbehaftete Antriebsstränge an. Auf dieser Basis wird ein praktikables Verfahren zur Belastungs- und Zeitoptimierten Spieldurchquerung für beliebige Antriebssysteme erarbeitet. Auch hier dient der Beispielantrieb zur abschließenden simulativen Erprobung des Ansatzes.

Die Struktur der Arbeit sowie die Verknüpfung der Hauptinhalte ist in Abb. 1.4 visualisiert.

²Die Methodik zur Abschätzung der dargestellten Kenngrößen ist im Anhang A.2 auf S. 165 zusammengefasst.

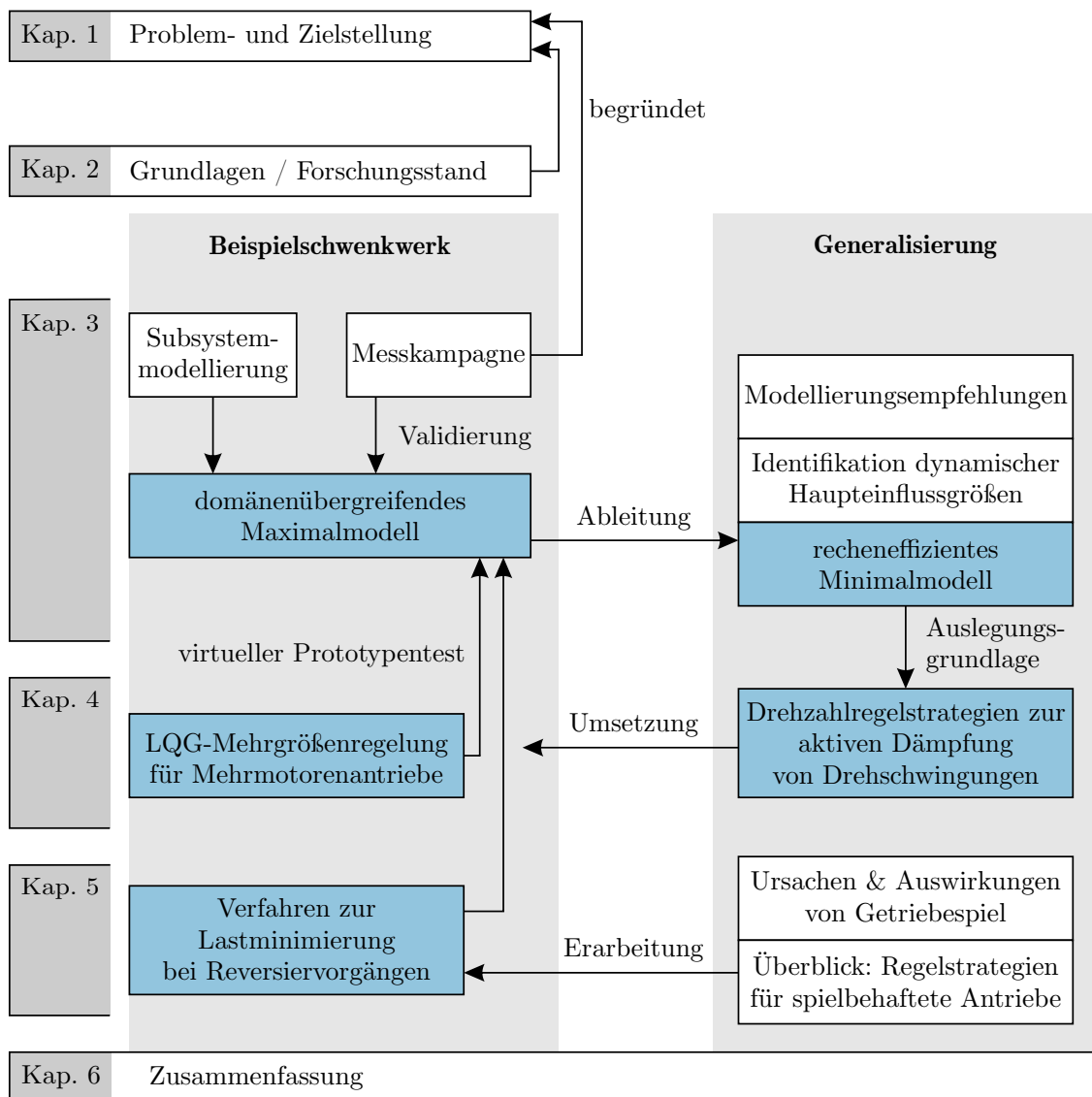


Abbildung 1.4: Übersicht zur Struktur der Arbeit

2 Grundlagen und Forschungsstand

2.1 Modellbildung und Simulation von Antriebssystemen

Mechanische Systeme im allgemeinen und Antriebssysteme im speziellen umfassen verschiedene gekoppelte Komponenten wie Wellen, Zahnräder, Lager und Getriebegehäuse, die zeitveränderlichen Lasten ausgesetzt sind. Gängige Problemstellungen sind die Ermittlung statischer und dynamischer Schnittlasten sowie orts- und zeitabhängiger Verformungen und Verlagerungen. Auch ein Kenntnis des Schwingungs- und insbesondere des Resonanzverhaltens ist elementar für die zuverlässige und betriebssichere Auslegung des Antriebs.

Scheidet eine Messung der interessierenden physikalischen Größen aus – entweder weil das Getriebe in frühen Phasen der Produktentwicklung noch nicht physisch vorhanden ist oder weil eine messtechnische Erfassung aller Größen aus technischen, finanziellen oder zeitlichen Gründen nicht realisierbar ist – verbleibt die Simulation. Voraussetzung hierfür ist die Verfügbarkeit eines gleichermaßen treffsicheren wie handhabbaren Modells.

Erster Schritt der Modellbildung ist die räumliche Diskretisierung des zugrundeliegenden Systems. Je nach Grad der räumlichen Auflösung ergeben sich die zwei nachstehend aufgeführten Herangehensweisen [DF14, S. 57 f.].

Ein *Minimalmodell* zeichnet sich durch folgende Eigenschaften aus:

- hoher Abstraktionsgrad, deshalb geringe Anzahl an Koordinaten
- analytisch oder mit geringem Aufwand numerisch lösbar
- wenige zu bestimmende Parameter, aber Modellelemente, die keine exakte physische Entsprechung besitzen (Welche Torsionssteifigkeit ist für die Feder eines Zweimassenschwingers maßgeblich?)
- benötigt zur Aufstellung erst eine Hypothese, welche Effekte und Systembestandteile relevant sein könnten

Da insbesondere der letzte Punkt für den hier untersuchten Schwenkantrieb nicht mit Sicherheit geklärt ist, wird der Ansatz eines *detaillierten Maximalmodells* gewählt, welcher durch folgende Eigenschaften charakterisiert ist:

- hohe räumliche Auflösung des Modells – als wesentlich erachtete Maschinenelemente werden über separate Modellelemente abgebildet
- Parametrierung der Modellelemente aufwendiger, aber durch die klare Zuordnung zu einem physischen Objekt mittels Geometrie, Berechnungsansätzen oder Katalogangaben bestimmbar
- hohe Dimension des Simulationsmodells, entsprechend großer numerischer Lösungsaufwand
- nachgelagerte Modellreduktion zur Findung eines Minimalmodells notwendig

In dieser Arbeit wird zur Modellierung des mechanischen Antriebsstranges die nachfolgend beschriebene Methode der Mehrkörpersystem-Simulation verwendet.

2.1.1 Mehrkörpersystem-Simulation von Antriebssystemen

Der Diskretisierungsansatz von Mehrkörpersystemen (MKS) beruht auf der idealisierten Unterteilung eines mechanischen Systems in starre und deformierbare Körper sowie masselose Bindungen, repräsentiert durch Kraftelemente und Gelenke. Letztere beschreiben idealisiert das Verhalten von spielfreien, unnachgiebigen und reibungsfreien Lagerungen sowie von starren Fügstellen. Kraftelemente dienen zur Nachbildung der Kraft-Verformungszusammenhänge, welche zwischen den Körpern wirken. In Antriebssträngen sind die zugrundeliegenden Maschinenelemente z. B.

Wälzlager, Laufverzahnungen und Kupplungen. Trägheitseigenschaften und ggf. Geometrie definieren die Starrkörper des Modells. Bei deformierbaren Körpern wie Wellen und Getriebegehäusen kommen noch das Elastizitäts- und Eigenschwingungsverhalten hinzu.

Während demnach selbst ein einfaches Torsionsschwingungsmodell mit zwei Starrkörpern und einer Torsionsfeder bereits als Mehrkörpersystem aufzufassen wäre, meint der Begriff deutlich komplexere Modelle mit einem höheren Freiheits- und Detailgrad. Es existieren spezielle Softwarepakete wie SIMPACK [Sim19], MSC ADAMS, RECURDYN oder ALASKA/MultibodyDynamics zur Modellerstellung und Simulation. Der programmspezifische Formalismus übernimmt die automatisierte Erstellung der nichtlinearen Bewegungsgleichungen unter Anwendung von Impuls- und Drehimpulssatz. Für viele Maschinenelemente existieren vorgefertigte Modellelemente mit verschiedenen Berechnungsansätzen. Zudem werden numerische Methoden zur Zeitintegration, Linearisierung und Eigenwertanalyse sowie zur Berechnung von Frequenzgängen bereitgestellt. Als Aufgabe des Nutzers verbleiben die Diskretisierung des Systems, die Wahl einer günstigen Modelltopologie und die Parametrierung der einzelnen Modellelemente. Die theoretischen Grundlagen der Methode sind in Lehrbüchern [Woe16; Sha13] aufgearbeitet. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Methode der MKS-Simulation als Werkzeug zur Analyse der Antriebsdynamik angewendet.

Ein umfangreicher Überblick zum aktuellen Stand konkreter Modellierungsdetails ist in [FVA1172] zusammengestellt. Für die dynamische Analyse von Antriebssträngen gilt die Methode ob ihrer vielfältigen, erfolgreichen Anwendung als etabliert. Sowohl für Antriebsstränge in Windenergieanlagen [Sch07; Ros12], bei Bahnantrieben [Wol21], Fahrzeuggetrieben [Fie13], Schiffsantrieben [RKS19] als auch in fördertechnischen Triebsträngen [Sch14; Gra18] wird dem Simulationsverfahren eine zufriedenstellende Realitätsnähe bescheinigt.

Die entstehenden Modelle können zwei grundsätzlichen Zielstellungen dienen, die über den erforderlichen Detaillierungsgrad im Zuge der Modellbildung entscheiden:

- *Analyse im Frequenzbereich*: Ist das Eigenverhalten des schwingungsfähigen Systems von Interesse oder soll dessen frequenzabhängiges Übertragungsverhalten auf verschiedenen Signalpfaden simuliert werden, genügt ein lineares Systemmodell. Modalparameter und Übertragungsfunktionen als Eigenschaften linearer Systeme werden realitätsnah wiedergegeben, wenn die Trägheits- und Steifigkeitsverteilung des Antriebsstranges und der Umgebung erfasst sind. Der Grad der Diskretisierung und der Detailgrad der genutzten Modellelemente entscheidet über den Frequenzbereich, in dem das Modell Aussagekraft besitzt. Zudem gelten die Ergebnisse nur für jenen Betriebspunkt, an dem die real vorhandenen Nichtlinearitäten (bspw. lastabhängige Steifigkeiten) linearisiert wurden.
- *Analyse im Zeitbereich*: Ist die numerische Integration der Bewegungsgleichungen gefordert, sollten zusätzlich die maßgeblichen nichtlinearen Effekte des Systems abgebildet werden. Für Antriebsstränge fallen darunter bspw. das Verzahnungsspiel, die parametrische Verzahnungsanregung, (COULOMB'sche) Reibungseffekte oder lastabhängige Steifigkeiten. Zudem sind geeignete Annahmen zu den wirkenden äußeren Lasten zu treffen.

Laut [DH16, S. 8] haben oftmals nur wenige Schwingungsmoden überhaupt eine messtechnisch nachweisbare Relevanz. Erfahrungsgemäß [FVA1172] ist es bei Gesamtsystemanalysen von Antrieben mit Zahnradgetrieben ausreichend, den Fokus auf niederfrequente – vornehmlich torsionsdominierte – Schwingungserscheinungen bis hin zu einigen hundert Hertz zu richten. Anhang A.1 enthält dazu auf S. 165 eine weiterführende Erklärung. Erst wenn akustische Fragestellungen zu untersuchen sind, ist eine Modellierung auch in weitaus höheren Frequenzbereichen unvermeidlich.

2.1.2 Modellbildung von Schwenkwerken

Veröffentlichungen zur Modellierung und Simulation von Schwenkwerken sind rar. In Lehr- und Fachbüchern [Sch94; HS19] verbreitet ist die Modellvorstellung der starren Maschine. Zur ersten Dimensionierung der Antriebe wird die elastische Kopplung von Motor und zu schwenkenden Bauteilen vernachlässigt. Auf diese Weise lassen sich zumindest die Massenkräfte bei Beschleunigungsvorgängen abschätzen. Elastokinetische Schnittkräfte sind nicht berechenbar und müssen deshalb mit hoher Unsicherheit über sogenannte Anwendungsfaktoren abgeschätzt werden [Stö+20]. KUNZE [KGJ02] schätzt die dynamischen Lasten durch den »schweren Reversierbetrieb« pauschal um 50 % höher als das statische Nennmoment (Anwendungsfaktor 1,5).

Für Schwenkantriebe von Schaufelradbaggern [Sch83; Neu93], Radioteleskopen [Kli74; Has85], Kranen [Jev83; JPK04] oder Windenergieanlagen [Dai+21] kommen bei einfachen dynamischen Untersuchungen reine Torsionsschwingungsmodelle zum Einsatz. Ohne Messungen am realen Antrieb erweist sich die Parametrierung der Torsionssteifigkeit als schwierig [Has85; Neu93]. Üblich ist die Erweiterung des Modells um die nichtlinearen Effekte des Verzahnungsspiels durch eine Kennliniendarstellung (vgl. Abb. 5.3 auf S. 117).

Der bis dato dynamisch hochwertigste Modellansatz zur Abbildung der Struktur- und Antriebsdynamik von Schwenkantrieben findet sich in den Arbeiten von VOORMEEREN und VAN DER VALK [Voo12; van10]. Basierend auf Finite-Elemente-Modellen des Getriebegehäuses, der Umgebungsstruktur und der Schwenklagerung werden die Elastizität und das Eigenschwingungsverhalten eines Azimutantriebes für Windenergieanlagen abgebildet. Die Zahnräder des Getriebes sind über vollständig linearisierte Eingriffsfedersteifigkeiten gekoppelt. Bedingt durch den Modellierungsansatz kann die Eigendynamik des Antriebes erfasst werden. Zeitbereichssimulationen zur Untersuchung der Bewegungs- und Belastungsvorgänge des spielbehafteten Antriebssystems sind nicht möglich. Der behandelte Schwenkantrieb dient in den Veröffentlichungen lediglich als Anwendungsbeispiel, um das Modellierungsvorgehen mit dynamischen Substrukturierungstechniken zu illustrieren. Dementsprechend steht der Prozess der Modellerstellung im Vordergrund und nicht die Analyse der Antriebsdynamik. VAN DER VALK [van10] befasst sich zudem mit den Möglichkeiten zur messdatengestützten Modellvalidierung eines abgekoppelten Schwenkantriebes (Motor-Getriebe-Einheit abgekoppelt von Zahnkranz und Getriebeumgebung). Er verdeutlicht, dass Methoden der experimentellen Modalanalyse (Hammer- oder Shaker-Anregung) bedingt durch die sehr hohe Getriebeübersetzung sowie die Spiel- und Reibungseffekte in den Verzahnungen nicht aussichtsreich anwendbar sind.

Einzig MTAUWEG [Mta12] thematisiert die MKS-Modellierung von Schwenkantrieben. Die Dissertation widmet sich u. a. dem Aufbau und der Zeitbereichssimulation eines Azimutantriebes für Windenergieanlagen. Das Getriebemodell beschränkt sich auf den Drehfreiheitsgrad der Zahnräder. Auf die Einbindung elastischer Körper für Getriebegehäuse oder Komponenten des Wellenstranges wird verzichtet. Das Modell dient schwerpunktmäßig der Untersuchung konventioneller linearer Regelstrategien zur Windrichtungsnachführung im Kontext eines umfangreicheren Gesamtsystemmodells. Ein messdatengestützter Modellabgleich findet ebenso wenig statt, wie eine tiefere Betrachtung der mit dem Verzahnungsspiel einhergehenden Phänomene.

2.2 Anwendungsbereiche von Schwenkantrieben

Nachfolgend werden die wesentlichen Anwendungsfelder elektrisch angetriebener Schwenkwerke vorgestellt. Im Vordergrund stehen dabei die Charakterisierung der Einsatzbedingungen und die jeweiligen technischen Herausforderungen. Gestützt durch ausgewählte Veröffentlichungen, illustriert und begründet dies die eingangs geschilderte Problemstellung für die vorliegende Arbeit und dient der Identifikation von weiterem Forschungsbedarf.

2.2.1 Turmdrehkrane

Bei Turmdrehkranen werden mehrere Motor-Getriebe-Einheiten vergleichbar zu Abb. 1.1 zum Schwenken von Ausleger und pendelnder Nutzlast um die Turmachse eingesetzt. Die installierte Antriebsleistung liegt im Bereich weniger Kilowatt. Maßgebliche Lasten entstehen durch die Beschleunigungsvorgänge von Nutzlast, Ausleger und Ballast, die Windanströmung der Tragstrukturen und die Reibung in Drehverbindung und Antriebsstrang. Charakteristisch ist die vergleichsweise hohe Schwenkgeschwindigkeit von bis zu einer Auslegerumdrehung pro Minute.

Stand der Technik ist die manuelle Steuerung der Schwenkbewegung mittels Joystick. Mehrere umrichtergeführte Asynchronmaschinen mit unterlagerter Drehmomentregelung setzen die Steuerbefehle um. Die inhärente Dynamik des elastischen Antriebsstranges von Kran-Schwenkantrieben ist ein bekanntes Problem [Sch82]. Dennoch nimmt die Thematik keinen Raum in Veröffentlichungen ein. Einzig in [JPK04] wird ein einfaches lineares Drehschwingungsmodell genutzt, um die Antriebsdynamik eines Miniaturkranes mit einem Antrieb besser zu beschreiben. Da bei industriell eingesetzten Kranen sowohl die Torsionseigenfrequenzen der Schwenkantriebe, als auch die Struktureigenfrequenzen des Tragwerks – bestehend aus Turm, Ausleger und Nutzlast – im Frequenzbereich unter 10 Hz liegen [RS21], ist eine gegenseitige Beeinflussung (Schwingungskopplung) höchstwahrscheinlich. Eine Beschreibung derartiger Phänomene erfolgte nach dem Kenntnisstand des Autors bisher nicht.

Demgegenüber stellt die Lastpendeldämpfung ein umfangreiches Forschungsgebiet dar [Ram+17]. Kommerziell verfügbare Kransteuerungen ergänzen dazu den Signalfussplan um eine Vorsteuerung, die die Sollsignale durch Steuerimpulse derart modifiziert, dass die Pendeleigenfrequenz der Last nicht angeregt wird. Das als Input Shaping bezeichnete Verfahren führt auf gestufte Schwenkdrehzahlrampen [LS10].

Anstelle der derzeit üblichen *Steuerung* der Schwenkbewegung (ohne Rückkopplung gemessener Größen) treten zunehmend modellbasierte *Regelungsverfahren* zur Lastpendeldämpfung. Eine erfolgreiche Implementierung an einem realen Turmdrehkran ist in [RS21] beschrieben. Die Autoren nutzen die Kombination aus flachheitsbasierter Vorsteuerung und LQG-Regelung (siehe Kapitel 4) zur aktiven Dämpfung der Pendelbewegung. Die vorgestellte Lösung ebnet den Weg zur teilautomatisierten Nutzlastpositionierung. Unbedingte Voraussetzung für die Stabilität des Regelalgorithmus ist die Verfügbarkeit eines Minimalmodells, das die Strukturelastizität – und damit das Übertragungsverhalten zwischen Schwenkantrieb und pendelnder Last – erfasst. Bisher beschränkt sich die Modellvorstellung in [RS21] auf die detaillierte Beschreibung von Ausleger, Turm und pendelnder Last. Der Antriebsstrang des Schwenkwerks wird vernachlässigt. Folglich besteht eine Diskrepanz zwischen dem Eigenverhalten von Modell und Realität, welche durch eine aufwendige experimentelle Parameteridentifikation am realen Kran minimiert wird.

Ein weiteres offenes Forschungsfeld umfasst die Belastungsprognose zur beanspruchungsge rechten Dimensionierung der filigranen Ausleger- und Turmstrukturen. Die mit dem Schwenken einhergehenden Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge sind eine wesentliche Belastungsursache der genannten Komponenten. Gemäß [Stö+20] basieren die Lastannahmen derzeitiger Normen nur auf Starrkörpermodellen und überschlägigen Dynamikfaktoren. Eine treffsichere oder zumindest konservative Vorhersage der Belastungen der sicherheitskritischen Tragstrukturen ist damit nicht in jedem Fall gewährleistet [Stö+20].

2.2.2 Windenergieanlagen

In modernen Windenergieanlagen werden Schwenkantriebe zur aktiven Windrichtungsnachführung eingesetzt. Die auch als Azimutantrieb (engl. yaw drive) bezeichneten Systeme positionieren Gondel und Rotor in Richtung des anströmenden Windes und maximieren so den Energieertrag.

Typisch für dieses Anwendungsgebiet sind die sehr großen Schwenk-Drehmomente. Eine Belastungskomponente des Schwenkwerks ergibt sich dabei aus den aerodynamischen Lasten am Rotor – insbesondere im Falle einer Schräganströmung bei hohen Windstärken. Zudem bedingen die enormen Trägheiten von Rotor und Gondel entsprechende Massenkräfte, die bei der azimutalen Bewegung zu überwinden sind. Bei diesen Beschleunigungsvorgängen treten Reaktionsmomente auf, die über den Turm der Anlage abgeleitet werden müssen. Zudem ruft das Schwenken des drehenden Rotors gyroskopische Lasten im Azimutlager und im Turm hervor. Gleichzeitig liegt mit den Massen der Gondel und der Elastizität des Turmes ein schwingungsfähiges System vor. Um keine Turmtorsionsschwingungen anzuregen und die beschriebenen Belastungen zu limitieren, erfolgt die Windrichtungsnachführung mit geringen Schwenkgeschwindigkeiten. Gängige Multi-Megawatt-Anlagen werden mit Drehraten von unter einem Grad pro Sekunde betrieben [KD14].

Da die Verzahnungstragfähigkeit von Zahnkranz und Abtriebsritzel des Schwenkantriebes das übertragbare Drehmoment limitiert, werden mehrere Motor-Getriebe-Einheiten entlang des Zahnkranzumfanges auf dem Maschinenträger der Gondel installiert. Bei den gegenwärtig entwickelten Windenergieanlagen der Leistungsklasse über 10 MW werden zehn und mehr Schwenkantriebe eingesetzt. Die Masse eines Getriebes bewegt sich im Bereich von ein bis zwei Tonnen [Bon20]. Der Bauraum in der Gondel und die Traglast des Turmes sind begrenzt, sodass sich die Notwendigkeit zur Masse- und Bauraumeinsparung ergibt.

Konträr dazu besteht die Forderung nach hoher Zuverlässigkeit, ganz besonders bei Offshore-Windenergieanlagen. Gemäß [KD14] stellt das Schwenkwerk die zweithäufigste mechanische Fehlerursache dar, die einen Anlagenstillstand hervorruft. Besonders kritisch sind dabei Gewaltbrüche der Zahnkranzverzahnung, da hiermit ein Ausfall der gesamten Anlage einhergehen kann. Zur Vermeidung werden deshalb mechanische Überlastsicherungen vorgeschlagen [Hau09]. Als ursächlich für die Spitzenlasten erweisen sich Stöße während des Anfahrens und Stillsetzens der Antriebe, die durch das enorme Verzahnungsspiel in den hochübersetzenden Antrieben auftreten [Mül16; Dai+21]. So misst VAN DER VALK bei einem Azimutgetriebe mit einem Übersetzungsverhältnis von ca. 1000 allein zwischen Abtriebsritzel und Motor ein eingangswellenseitiges Verdrehflankenspiel von ca. 1800° [van10].

Um die Auswirkungen des Getriebespiels auf die Schwenkantriebe zu beschränken, ist der Einsatz hydraulischer Bremsen zwischen Turm und Gondel üblich. Die am Schwenklager montierte Halte- und Betriebsbremse wird auch bei Schwenkvorgängen nicht vollständig gelüftet. Das verbleibende Bremsmoment dämpft dabei die Gondelbewegung. Bei Erreichen der Ziel-Schwenkposition wird die Bremskraft erhöht, sodass die Azimutausrichtung trotz angreifender Windlasten beibehalten wird. Die Bremse entkoppelt somit einen Teil der aerodynamischen Lasten von den Schwenkantriebssträngen und minimiert die dynamische Interaktion zwischen Triebstrangschwingungen und restlicher Struktur [GL10]. Jedoch kann die Bremse nicht verhindern, dass aufseiten der leistungsverzweigten Schwenkantriebe gegenphasige Drehschwingungen zwischen den Antriebssträngen und hohe transiente Lasten bei Anfahr- und Bremsvorgängen auftreten.

Für die Auslegung der Getriebe von Windenergieanlagen ist ein simulationsgestütztes Vorgehen etabliert und in den relevanten Richtlinien [IEC61400-4; IEC61400-1; GL10] vorgeschrieben. Die Anstrengungen sind dabei auf den Hauptantriebsstrang zwischen Rotor und Generator konzentriert. Gesamtsystemmodelle zur Beschreibung der Dynamik des Hauptgetriebes samt Rotor, Generator, flexiblem Maschinenträger und Turm unter Berücksichtigung aerodynamischer Lasten exkludieren die Schwenkantriebe [Ros12]. Die Dimensionierung der Azimutantriebe – als zugekaufte Nebenantriebe – stützt sich vornehmlich auf aerodynamische Lasten, die am Schwenklager als Schnittstelle zur restlichen Anlage aufgeprägt werden. Eine simulative Berücksichtigung der getriebeinternen Zusatzlasten bei Positioniervorgängen wird nicht gefordert [GL10]. Jedoch existieren detaillierte lineare Getriebe-Modelle [van10; Voo12], ebenso wie einfache Drehschwingungsmodelle [Dai+21], die auch domänenübergreifend um Windlastmodelle und die Antriebsregelung erweitert

sind [Mta12]. Eine Nutzung zur Belastungsprognose oder ein erfolgreicher messdatengestützter Modellabgleich werden in den genannten Veröffentlichungen nicht thematisiert.

Die Windrichtungsnachführung kleiner und älterer Anlagen beruht auf der reinen Steuerung der Motoren durch Zu- oder Abschaltung des Drehstromnetzes – mit entsprechend sehr hohen Stoßbelastungen im Antriebsstrang. Mittlerweile gilt die Regelung der Gondelausrichtung als Stand der Technik [Mta12; Dai+21]. Es erfolgt keine kontinuierliche Nachführung. Erst wenn Windrichtung und Anlagenausrichtung um einen Schwellwert divergieren, erfolgt eine Winkelkorrektur. Die anfangs beschriebenen Strukturbelastungen während des Schwenkens begrenzen das Potenzial zur Optimierung des Anlagenertrages durch eine höherdynamische Azimutregelung [PJ11]. Verfahren zur aktiven Schwingungsdämpfung in den Schwenkantrieben oder zur Lastreduktion durch Eingriffe in die Antriebsregelung nehmen keinen breiten Raum im wissenschaftlichen Diskurs ein. So beschreibt das Patent [And10] zwar ein Verfahren zur Sicherstellung der gleichmäßigen Belastung der Antriebe über die Regelung, lässt dynamische Effekte (gegenphasige Motoreigenschwingungen) aber außen vor. Ebenfalls patentiert ist ein Ansatz [Mül16] zur elektrischen Verspannung der Mehrmotorenantriebe. Dies ermöglicht den Verzicht auf die abtriebsseitige Bremse, indem zumindest einer der Schwenkantriebe stets mit einem Gegenmoment beaufschlagt wird. Das notwendige Umsteuern der Antriebe bei einem Drehrichtungswechsel wird nicht beschrieben.

2.2.3 Radioteleskope

Mit der Errichtung des Radioteleskopes Effelsberg in den 60er- und 70er-Jahren des vorigen Jahrhunderts gingen wegweisende Entwicklungen im Bereich der Schwenkantriebe einher. Angestrebt wird eine bestmögliche Positioniergenauigkeit der Parabolantenne mit 100 m Reflektordurchmesser. Folgerichtig steht das Azimutantriebssystem im Fokus der Entwicklung.

KLITTICH [Kli74] identifiziert die wesentlichen systemdynamischen Schwierigkeiten in Form der Antriebselastizität, der elastischen Umgebungsstrukturen (Antenne, Getriebeaufhängung) und des Getriebebaus. Letzteres wird zur Genauigkeitssteigerung eliminiert, indem mehrere Antriebe dauerhaft elektrisch gegeneinander verspannt betrieben werden. Die wohl detaillierteste Darstellung verschiedener Strategien zur Verspannung der Antriebe findet sich in der Dissertation von HASENJÄGER [Has85].

Eine konstruktive Besonderheit der Schwenkwerke derartiger Großteleskope stellt der Verzicht auf ein Wälzlager zur Realisierung der Drehverbindung dar. Anders als bei Kranen und Windenergieanlagen beschränkt kein Turm die Abmaße der Lagerung. Deshalb kommen Fahrwerke zum Einsatz, die im Fall der Anlage Effelsberg auf einer Kreisschiene mit 64 m Durchmesser laufen. Durch den Rad-Schiene-Kontakt wird eine wirksame Überlastsicherung erreicht, die Maximallastereignisse in den Getrieben verhindert. Deshalb steht die Vermeidung von periodischen Lasten und daraus resultierender Materialermüdung in den Antriebssträngen im Vordergrund. So sind in den Mehrmotorenantrieben »dynamische Gleichlaufer« [Kli74], d. h. gegenphasige, periodische Drehzahlschwankungen mit Frequenzen um 1 Hz [Rau03] zu beobachten.

Die dafür gefundenen regelungstechnische Lösungen [Kli74] gelten inzwischen als Standardverfahren zur Sicherung einer ausreichenden Regelgüte bei elastischen Mehrmotorenantrieben. Eine Anwendung ist beispielsweise bei Schaufelradbaggern dokumentiert (siehe Abb. 3.17 auf S. 44) und wäre bei Windenergieanlagen vorteilhaft denkbar. Im Zuge weiterer Forschungen werden fortgeschrittene Regelungsverfahren wie die Zustandsregelung [Has85; Jue87] und die modellprädiktive Regelung [Rau03] zur Steigerung der Positioniergenauigkeit untersucht.

Große Schwierigkeiten bereitet die Parametrierung der Systemmodelle für die Regelungsauslegung [Jue87]. Üblich ist die Berücksichtigung von Sensorik und Aktorik durch Verzögerungsglieder und die Beschreibung der Mechanik als Mehrmassen-Drehschwingungssystem mit Freiheitsgrad fünf. Jedoch liegt die rechnerisch prognostizierte Torsionssteifigkeit des Getriebes um bis zu 30 %

über der real gemessenen [Has85, S. 33]. Dies lässt darauf schließen, dass wesentliche Elastizitäten mangels detaillierter Analysen unberücksichtigt blieben. Die finale Regelungsauslegung ist deshalb erst nach experimentellen Parameteridentifikationsprozeduren [Jue87] an dem fertiggestellten Antrieb möglich.

2.2.4 Baumaschinen

Die Schwenkwerke der meisten Baumaschinen werden mit mobilhydraulischen Aktoren angetrieben. Durch die hohe Drehmomentdichte dieser Antriebe sind niedrigere Getriebeübersetzungen notwendig. Dementsprechend sind die Antriebsstränge weniger drehelastisch und weisen ein geringeres Getriebespiel auf. Aus diesen Gründen sind sie nicht Gegenstand dieser Arbeit. Im Gegensatz dazu kommen bei fördertechnischen Großgeräten, wie Absetzern oder Schaufelradbaggern, elektromechanische Schwenkantriebe mit hochübersetzenden Zahnradgetrieben zum Einsatz.

Der Betrieb eines Schaufelradbaggers beruht auf der Rotation des ausladenden Stahl-Oberbaus um die Hochachse. Das an der Spitze des Radauslegers angebrachte Schaufelrad überstreicht dabei die Böschung der Abbaufont, löst den zu gewinnenden Erdstoff und führt ihn einem Förderbandsystem zu. Für den Arbeitsprozess sind Schwenkantriebe mit hoher Antriebsleistung erforderlich, um nicht nur die raumgreifenden Tragstrukturen zu beschleunigen, sondern zusätzlich erhebliche Drehmomente für die seitliche Vorschubbewegung des Schaufelrades bereitzustellen. Die Schwenkbewegung umfasst je nach Böschungsgeometrie lediglich einen Winkelbereich von $\pm 20^\circ$ bis $\pm 150^\circ$ [KGJ02]. Aus diesem Grund sind die Einsatzbedingungen durch ein wiederholtes Umsteuern den Antriebe und dazwischen liegende Phasen konstanter Schwenkgeschwindigkeiten geprägt.

Die spezifischen Problemstellungen und der derzeitige Forschungsstand werden im folgenden thematisiert.

2.3 Untersuchtes Beispielschwenkwerk

Zur Anwendung der in dieser Arbeit vorgestellten Modellierungs- und Optimierungsstrategien wird ein konkretes Schwenkantriebssystem exemplarisch untersucht. Abb. 2.1 zeigt die topologische Antriebsstruktur des Schwenkwerks. Einen Eindruck der Einbausituation am Schaufelradbagger 293 der RWE Power AG vermittelt Abb. 2.2.

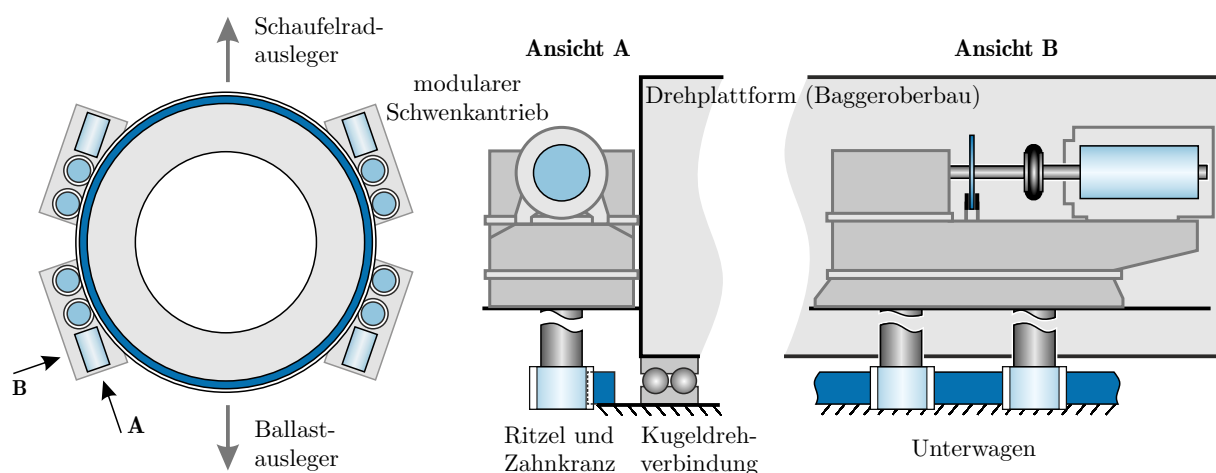


Abbildung 2.1: Antriebstopologie des Schwenkwerks (Schaufelradbagger 293)



Schwenkantrieb



Abbildung 2.2: Gesamtansicht des Schaufelradbaggers 293 und Position des Schwenkwerks

2.3.1 Antriebstechnik

Zur Realisierung der prozessimmanenten Schwenkbewegung verfügt das Großgerät über ein Schwenkwerk, welches zwischen dem Oberbau und dem mit einem Raupenfahrwerk mobilisierten Unterwagen angeordnet ist. Eine Kugeldrehverbindung verleiht dem Baggeroberbau einen Rotationsfreiheitsgrad um die Hochachse. Die Drehbewegung wird über ein elektromechanisches Schwenkantriebssystem gesteuert. Vier Motor-Getriebe-Einheiten stellen die notwendige Antriebsleistung bereit. Sie sind am Umfang eines fast 22 m durchmessenden Zahnkranzes angeordnet, siehe Abb. 2.1. Der Zahnkranz ist unmittelbar neben der Kugeldrehverbindung fest mit dem Unterwagen des Baggers verbunden, sodass eine Drehbewegung der Getriebeeingangswelle zur Rotation der Drehplattform mitsamt der darauf installierten Schwenkgetriebe führt. Jedes der Getriebe wird von einer umrichter-gespeisten Asynchronmaschine angetrieben, die den Vier-Quadrantenbetrieb unterstützt. Die unterlagerte feldorientierte Stromregelung der elektrischen Maschine gestattet eine dynamisch hochwertige Antriebsregelung. Alle Motoren sind in eine übergeordnete technologische Drehzahlregelung eingebunden, welche die Schwenkgeschwindigkeit den Erfordernissen des Grabprozesses anpasst.

Das Getriebeschema des vierstufigen, leistungsverzweigten Schwenkgetriebes zeigt Abb. 2.3. Im Anhang A.3 ist zudem eine Schnittdarstellung abgebildet. Es sind zwei Abtriebsritzel notwendig, um das hohe Drehmoment am Getriebeausgang zuverlässig auf den Zahnkranz zu übertragen. Eine Dreiwellen-Planetengetriebestufe fungiert als Differential, das eine gleichmäßige Lastaufteilung zwischen den beiden mehr als 2 m langen Abtriebswellen sicherstellt. Funktional wird die Lastaufteilung dadurch erreicht, dass das Hohlrad der Planetendifferentialstufe nicht fest mit dem Getriebegehäuse verbunden ist, sondern drehbar auf der rechten Abtriebswelle gelagert ist. Letztere fungiert gleichzeitig als Planetenträger. Um nun das Drehmoment der angetriebenen Sonnenwelle des Planetengetriebes gleichmäßig auf den Planetenträger (samt rechter Abtriebswelle) und die linke Abtriebswelle aufzuteilen, ist das Hohlrad der Planetenstufe mit einer Außenverzahnung versehen (hellblau in der 3D-Darstellung von Abb. 2.3). Diese befindet sich im Eingriff mit einem weiteren geradzahnten Stirnrad, das formschlüssig mit der linken Abtriebswelle verbunden ist.

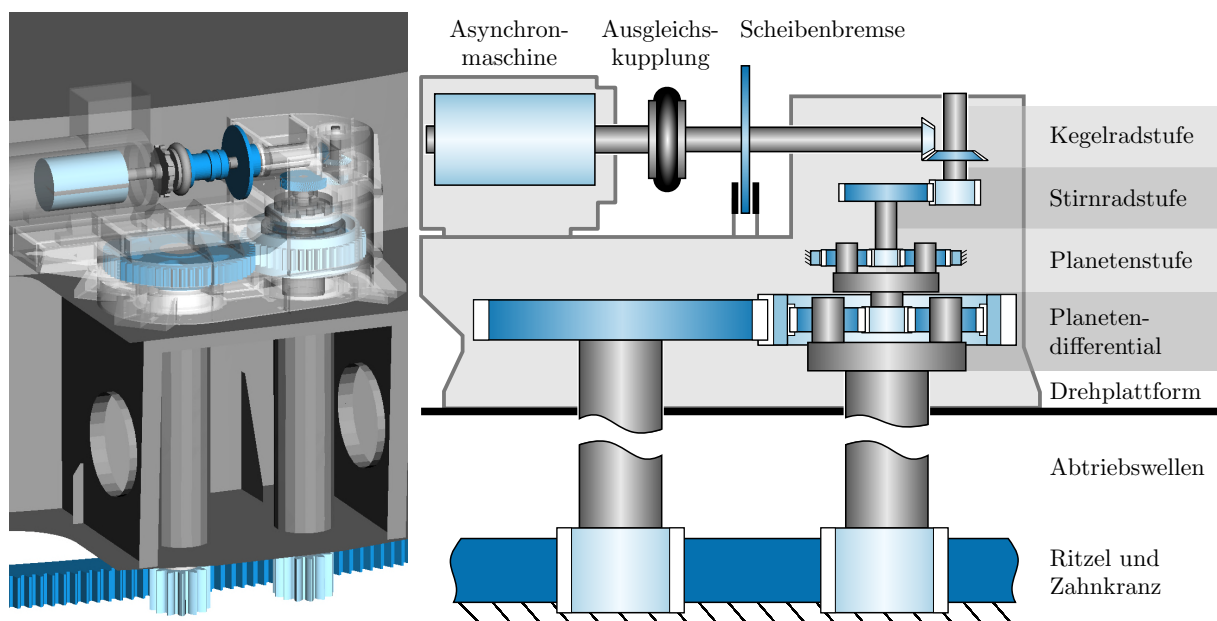


Abbildung 2.3: 3D-Darstellung eines Schwenkantriebs und zugehöriges maßstäbliches Getriebeschema

Drei weitere Getriebestufen mit konventionellem Aufbau ermöglichen schließlich eine Gesamtübersetzung von 11 187. Um eine kompaktere Bauform der Motor-Getriebe-Module zu erreichen, ändert eine spiralverzahnte Kegelradstufe die Wellenlage um 90°. Auf der Eingangswelle des Getriebes sind eine Betriebsbremse, eine Reifenkupplung zum Ausgleich von Achslageabweichungen zwischen Motor und Getriebe sowie eine Lamellenrutschkupplung zur Überlastsicherung installiert. Letztere ist auf das Nennmoment des Getriebes eingestellt und mit einer Schlupfüberwachung ausgestattet. Sobald eine Drehzahldifferenz (Schlupf) in der Kupplung auftritt, erfolgt eine Abschaltung der gesamten Anlage. Somit wird ein Festfahren des Schaufelrades in festen Erdstoffen oder beim Anbaggern eines Findlings vermieden. Tabelle 2.1 fasst die technischen Eckdaten des Antriebssystems zusammen.

Tabelle 2.1: Technische Daten des Schwenkantriebssystems

Parameter	Wert
Schwenkantriebsleistung	$4 \times 110 \text{ kW}$ (Bemessungsart S1)
Nenn Drehzahl des Motors	995 min^{-1} (6-polig)
Übersetzung des Schwenkgetriebes	187,9
Übersetzung zw. Ritzel und Zahnkranz	59,5 ($i_{ZK} = 774/13$)
Teilkreisdurchmesser des Zahnkranzes	21,7 m mit 18 Segmenten
Normalmodul des Zahnkranzes	28 mm
Gesamtübersetzung zw. Motor und Oberbau	11 187
nominale Schwenkgeschwindigkeit	40 m min^{-1} (Auslegerspitze)

2.3.2 Bisherige Untersuchungen an Schaufelradbaggern

Die Mehrzahl der Veröffentlichungen zu Tagebaugroßgeräten stammt aus dem vorigen Jahrhundert, als im Zuge der Erschließung und maschinentechnischen Ausstattung von Tagebauen die Neukonstruktion immer größerer Geräte angestrebt wurde. Eine dabei auftretende Herausforderung war die Tendenz der raumgreifenden Tragstrukturen zu niederfrequenten Schwingungen. Diese resultierten in erheblichen Beanspruchungen sowohl des Tragwerks, als auch der Antriebsstränge und führten zu frühzeitigen Ausfällen einzelner Komponenten. Um die angestrebten großen Nutzungsdauern zu erreichen, wurden mit hohem Aufwand theoretische und messtechnische Untersuchungen an realen Anlagen und in vereinfachten Prüfstandsversuchen durchgeführt. Bedingt durch die vielfältigen Wechselwirkungen erwiesen sich derartig umfangreiche Gesamtsysteme lange Zeit als schwierig simulativ beschreibbar.

Schwingungsfähige elastische Tragstrukturen des Baggeroberbaus

Eine detaillierte Vorstellung zu den prinzipiell auftretenden Oberbauschwingungen samt treffender Modellvorstellungen existierte bereits vor 50 Jahren [Wol72]. Auch die Interaktionen zwischen den zeitvarianten Lasten während des Grabens und den Eigenschwingungen der Stahlstrukturen waren bekannt. Selbst spezielle Problemstellungen der Schwingungsanregung durch Windlasten waren Untersuchungsgegenstand [Paw72]. IRVINE stellt in [Irv94] einfache dynamische Berechnungsmodelle vor, um auftretende Lasten während verschiedener Bremsmanöver abschätzen zu können. Gestützt durch die messtechnische Erfassung von Betriebslasten [Kow94] und flankiert von nunmehr breit verfügbaren numerischen Analyseverfahren [RSK97; RC01] lässt sich ein schonender Anlagenbetrieb gewährleisten. In [Guo00] wird als Maßnahme zur Lastminimierung die Vermeidung von Strukturresonanzen des Oberbaus durch eine Anpassung der Grabkraftanregung in Form günstiger Schüttungszahlen des Schaufelrades vorgeschlagen.

Grabprozess

Als wesentlich für das Verständnis der auftretenden Vorgänge erweist sich die Kenntnis der einwirkenden Belastungen. Die Prozesse der Spannbildung in Erdstoffen entziehen sich dabei der einfachen Beschreibbarkeit. Fundamentale Zusammenhänge zu den am Schaufelradbagger dominierenden Lasten aus dem Grabprozess sind in den Arbeiten [Pod78; Paj60; Lub67] zusammengefasst. Hauptanwendungsgebiet der Grabwiderstandstheorie [HL73] war zunächst die Bereitstellung quasi-statischer Lasten für die Antriebsdimensionierung. Die für die Schwenkantriebsbelastung relevante Seitenkraft am Schaufelrad wird in [Kra75] untersucht. Eine bis heute gängige Auffassung des Grabens als Kombination mehrerer deterministischer Vorgänge (auf Basis der Spangeometrie) mit einem überlagerten Zufallsprozess sowie die Beschreibung über einfache empirische Zusammenhänge ist in [SJ83; Sau82] aufgeführt. Ergänzend zu theoretischen Untersuchungen wurde die Messung der Schnittlasten entweder direkt mit Messzähnen [May87; Sch+99] oder indirekt am Schaufelradantriebsstrang [KD10] durchgeführt. Ein Ansatz zur numerischen Beschreibung der Interaktion von Grabprozess und Oberbauschwingungen ist in [SSK11] veröffentlicht.

Aktuellere Veröffentlichungen

Wesentliche Erkenntnisse zur Auslegung von Tagebaugroßgeräten sind in das fortwährend aktualisierte Normenwerk [DIN22261] eingeflossen. Darin aufgeführt sind Lastannahmen und Bemessungssituationen auch für Schwenkwerke. Dynamische Phänomene werden stark vereinfachend durch statische Ersatzlasten berücksichtigt, welche für alle Konstruktionen der verschiedenen Baugrößen identisch sind. Dem generalisierten Gedanken der Norm geschuldet, wird eine Reihe von Annahmen getroffen, die nicht dem aktuellen Wissensstand bzw. dem derzeit technisch Möglichen entspricht. Dies kann einerseits zur Überdimensionierung führen, andererseits aber auch fallabhängig auftretende Überlasten unberücksichtigt lassen.

Aktuellere Veröffentlichungen widmen sich den gesammelten Betriebserfahrungen [Dra07; Fri96] oder thematisieren die stetige Verbesserung einzelner Komponenten im Zuge von Instandsetzungsmaßnahmen unter Nutzung zeitgemäßer Simulationsmethoden [Sok20]. Durch Zustandsüberwachungsmaßnahmen können vereinzelt auftretende Schadensfälle an Stahlbaustrukturen durch schwingungsinduzierte Materialermüdung frühzeitig erkannt werden [Rus+17]. Zusammenfassungen zum Wissensstand finden sich in Lehrbüchern zur Maschinentechnik [KGJ02; SJ83] und zum Tagebauwesen [Sto+09].

Von besonderer Bedeutung sind die Arbeiten [Sch14] und [Gra18] in denen ein gleichermaßen innovatives wie aufwendiges Vorgehen – kombiniert aus Simulation und Messung – genutzt wird, um Strategien zum schonenden Anlagenbetrieb des Schaufelradbaggers 293 der RWE Power AG zu erarbeiten. SCHULZ [Sch14] befasst sich schwerpunktmäßig mit der Analyse des Schaufelradantriebes. Messtechnisch und simulativ erfolgt der Nachweis, dass bei bestimmten Betriebsbedingungen Resonanzerscheinungen im Schaufelradgetriebe mit hohen dynamischen Lasten auftreten. In einer Konzeptstudie werden unterschiedliche Regelungsverfahren verglichen, um eine aktive Bedämpfung der Triebstrangschwingungen zu erreichen. GRANESS [Gra18] widmet sich den Raupenfahrwerken desselben Großgerätes. Neben der Vorstellung eines recheneffizienten mechanischen Raupenfahrwerksmodells gelingt die Identifikation von Einflussfaktoren zur Steigerung der Fahrruhe und damit zur Minimierung der Oberbauanregung. Beiden Arbeiten gemein ist der Ansatz, ein tiefes Systemverständnis durch hochdetaillierte, domänenübergreifende Simulationsmodelle zu erlangen. Ausgangspunkt dafür bildet jeweils ein Mehrkörper-System-Simulationsmodell des betrachteten Antriebes.

Schwenkwerke

Das Hauptaugenmerk der antriebstechnischen Untersuchungen bei Schaufelradbaggern ist üblicherweise auf den Schaufelradantrieb gerichtet. Weniger im Fokus stand bisher das Schwenkwerk als Nebenantriebssystem mit geringerer Leistung. Doch bereits der Überblicksartikel [Sch83] identifiziert die durch das Betriebsszenario und die Drehzahlregelung hervorgerufenen Lastspitzen im Wellenstrang als praxisrelevantes Problemfeld. Ebenfalls dargestellt wird die grundsätzliche Modellvorstellung eines elastischen, spielbehafteten Antriebes mit schwingungsfähiger Last. Jedoch scheitern simulative Untersuchungen zum damaligen Zeitpunkt an der mangelhaften Verfügbarkeit von belastbaren Parametern (Trägheiten, vor allem aber Steifigkeiten) des Minimalmodells.

Mit dem nun verbreiteten Einsatz von umrichter gesteuerten elektrischen Maschinen an Schwenkantrieben [Fri96] besteht die Möglichkeit, vergleichsweise einfach tiefgreifende Änderungen der Systemdynamik zu erzielen. Mit diesem Vorwissen erfolgte begleitend zur Indienststellung des Baggers 293 eine Optimierung der Antriebsregelung der Schwenkantriebe. Die finalen Einstellparameter des Geschwindigkeitsreglers [Sie96a] wurden dabei am Gerät schrittweise optimiert. Ein Erweiterungsmodul der Regelung zur Lastminimierung ist in dem Patent [Neu93] beschrieben.

In einer abschließenden Schwingungsmesskampagne am Gesamtsystem [Sie96b] wurden Schwinggeschwindigkeiten des elastischen Oberbaus und drehmomentproportionale Motorströme aus der Antriebsregelung des Schwenkwerks aufgezeichnet. Es gelang die Identifikation von Schwingformen der Tragstruktur, wenngleich die Reproduzierbarkeit der Schwingungsamplituden bei wiederkehrenden Lastfällen durch die wechselnden Grablasten nicht gegeben war. Das Eigenschwingungsverhalten der Schwenkantriebe konnte nicht genauer ergründet werden. Der Optimierungsmaßnahme aus [Neu93] wurde eine zufriedenstellende Wirksamkeit attestiert: Seither ist die Häufigkeit kritischer Lastsituationen mit Notabschaltungen reduziert. Durch die rein empirische Parametrierung der meisten Einstellparameter der Regelbausteine ist die Übertragbarkeit auf andere Systeme aber ungewiss.

Neue Auslegungsmethoden für die Maschinenelemente des Schwenkantriebes auf Basis der FKM-Richtlinie [FKM20] werden in [Sch98] vorgestellt. Obgleich somit höherwertige Berechnungsverfahren verfügbar sind, wird die Belastung noch mit Anwendungsfaktoren grob vereinfacht abgeschätzt. Umfangreiche Messungen oder numerische Analysen zur Erfassung der getriebeinternen Belastung oder zur Antriebsdynamik der Schwenkantriebe von Schaufelradbaggern verbleiben als offenes Forschungsfeld.

Abseits des Schwenkantriebes steht das Großwälzlager des Schwenkwerks im Zentrum weiterer Untersuchungen. Als problematisch erweist sich neben der ungleichmäßigen Nachgiebigkeit der Lagerumgebung [Sok20] besonders der extreme Laufbahn- und Wälzkörperverschleiß durch die rauen Einsatzbedingungen [Rot16].

3 Modellbildung und Simulation von Schwenkwerken

Mit dem Ziel die Belastungssituation und die Bewegungsabläufe von Schwenkwerken im Detail nachzuvollziehen, erfolgt der Aufbau eines Gesamtsystemmodells des beispielhaft untersuchten Schaufelradbaggers 293. Um die relevanten linearen und nichtlinearen Systemcharakteristiken des elektromechanischen Antriebssystems zu erfassen, ist ein domänenübergreifendes Modellierungsvorgehen notwendig. Zentraler Baustein eines Schwenkwerks ist der schwingungsfähige Antriebsstrang samt Umgebungsstruktur. Neben der mechanischen Domäne sind zusätzlich Elemente der elektrischen Antriebstechnik (Aktorik), der Signalerfassung (Sensorik) und der Informationsverarbeitung in Form der Antriebsregelung zu integrieren.

In diesem Kapitel wird der Prozess zur Modellerstellung beschrieben. Grundlegende Modellierungsentscheidungen werden begründet und es erfolgt die Vorstellung von Wegen, die Modellgüte messdatengestützt nachzuweisen. Anhand zweier typischer Betriebslastfälle (Reversieren des Antriebes und Schwenk mit konstanter Geschwindigkeit) wird in Zeitbereichssimulationen ein Verständnis der Vorgänge aufgebaut und das Optimierungspotenzial identifiziert. Schließlich erfolgt die Ableitung eines linearen Minimalmodells mit geringem Freiheitsgrad, das eine weitgehende Beschreibung des Systemverhaltens ermöglicht und die Grundlage für folgende regelungstechnische Verbesserungsmaßnahmen bildet.

3.1 Mechanische Komponenten

In einem ersten Schritt werden das Schwenkgetriebe, die Tragstruktur des Baggeroberbaus samt Hubseilsystem und der Schaufelradantrieb durch Teilmodelle beschrieben. Zur Modellerstellung kommen neben dem MKS-Simulationsprogramm SIMPACK auch die Finite-Elemente-Methode (FEM) und analytische Ansätze zur Anwendung. Alle Teilmodelle werden schließlich in ein finales, mechanisches MKS-Gesamtmodell integriert. Dessen Bewegungsgleichungen lassen sich in Form eines nichtlinearen Differentialgleichungssystems

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) \\ \mathbf{x}(t=0) &= \mathbf{x}_0 \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{g}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t))\end{aligned}\tag{3.1}$$

darstellen. Die gewählte mathematische Systembeschreibung unter Nutzung der Zustandsraumdarstellung [Gip99, S. 65] stellt den Zusammenhang zwischen den Ausgangsgrößen der Simulation im Ausgabevektor $\mathbf{y}(t)$ und den einwirkenden externen Lasten aus dem Eingangsvektor $\mathbf{u}(t)$ her. Der Zustandsvektor $\mathbf{x}(t)$ enthält jene Größen, die den Systemzustand vollständig beschreiben. Bei klassischen Systemen der Mechanik sind dies Weg und Geschwindigkeit jedes Körpers [HS07].

3.1.1 Schwenkantriebe

Kern der Untersuchungen ist der mechanische Antriebsstrang des Schwenkantriebes. Als Teil eines umfassenderen Gesamtsystems besitzt das Schwenkgetriebe Schnittstellen zu anderen Teilmodellen. Die Systemgrenze des Schwenkantriebsmodells aufseiten der elektrischen Antriebsmaschine befindet sich am Luftspalt zwischen Rotor und Stator. Gleichsam endet das Modell lastseitig vorerst an einem drehbar gelagerten Starrkörper, der die zu schwenkende Struktur und dessen Lagerung idealisiert abbildet. Zur mathematisch-physikalischen Beschreibung der verbauten Wellen, Verzahnungen und Lagerungen kommt die MKS-Simulation zum Einsatz.

3.1.1.1 Modellaufbau

Wie Abbildung 3.1 veranschaulicht, bildet der Zeichnungssatz des Schwenkwerks den Ausgangspunkt für die MKS-Modellierung. Das Vorgehen zur Modellerstellung im MKS-Programm SIMPACK (Version 2019X) [Sim19] orientiert sich am Stand der Technik zur Getriebemodellierung für Analysen auf Gesamtsystemebene.

Wesentlich ist die zunächst paradox erscheinende Erkenntnis, dass zur Abbildung des niederfrequenten Drehschwingungsverhaltens von Antriebssystemen die Modellierung in Form reiner Drehschwingungsmodelle¹ nicht ausreichend ist. Als ursächlich hierfür erweist sich die Bewegungskopplung an verschiedenen Stellen eines Zahnradgetriebes und die damit verbundene Absenkung der effektiven Steifigkeit des Antriebsstranges. In den Zahneingriffen erzeugt die Drehmomenteinleitung parasitäre Kräfte, die keiner Leistungsübertragung dienen, jedoch Wellenverformungen sowie radiale und axiale Lagereinsenkungen und Gehäusedeformationen hervorrufen. Zusätzlich wirkt an Getriebegehäusen ein Differenzdrehmoment zwischen An- und Abtrieb, das über die Umgebungsstruktur aufgenommen werden muss. Bei großen Antrieben ist diese Umgebung üblicherweise nicht als starr anzunehmen, sodass auch das Getriebegehäuse Ausgleichsbewegungen vollführen kann. Folglich sind die betroffenen Körper nicht nur mit zusätzlichen Freiheitsgraden auszustatten, sondern es gilt auch die ursächlichen Belastungen und die sich einstellenden Rückstellkräfte abzubilden. Eine Vernachlässigung dieser Effekte würde bei dem untersuchten Schwenkantrieb dazu führen, dass die erste Torsionseigenfrequenz in der Simulation fast 50 % über dem realen Wert liegen würde (vgl. Tab. 3.1).

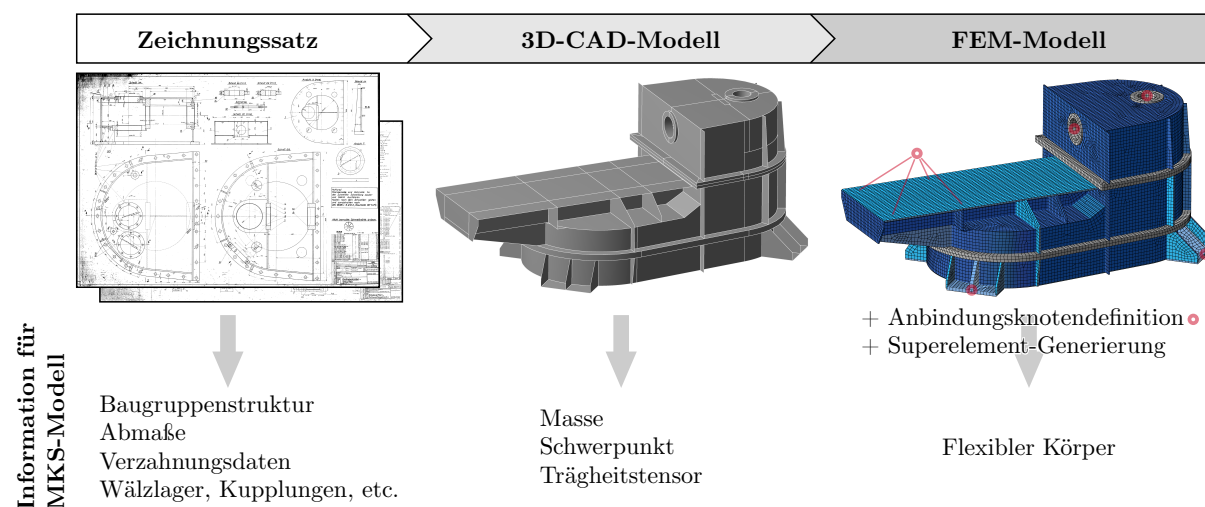


Abbildung 3.1: Prinzipielles Vorgehen zur Parameterermittlung für MKS-Simulationsmodelle und zur Erstellung elastischer Körper. Beispielhafte Darstellung anhand des Schwenkgetriebegehäuses.

¹Unter einem Drehschwingungsmodell wird ein einfaches MKS verstanden, bei dem jeder Körper ausschließlich einen rotatorischen Bewegungsfreiheitsgrad besitzt. Die Kopplung der Einzelkörper erfolgt über masselose Torsionsfedern, welche die torsionale Nachgiebigkeit von Wellen und Verzahnungen abstrahieren.

Im Rahmen der Modellfindung des vorliegenden Großantriebes konnte eine Reihe von Erkenntnissen für den erforderliche Detaillierungsgrad eines Maximalmodells gewonnen werden, das die interessierende niederfrequente Dynamik realitätsnah wiedergibt:

- Diskrete Körper sind mit je drei translatorischen und rotatorischen Bewegungskordinaten abzubilden. Dies erfordert die vollständige Parametrierung des Trägheitstensors jedes Starrkörpers. Für elementargeometrische Körper ist dies über analytische Ansätze [FVA214, S. 37] möglich. Bei geometrisch komplexeren Bauteilen muss auf die Erstellung separater CAD-Modelle zurückgegriffen werden. Eine möglichst genaue Erfassung der betragsmäßig großen Trägheiten am Getriebeausgang ist ratsam. Ebenso ist eine exakte Trägheitserfassung bei den schnelllaufenden Getriebeeingangswellen empfehlenswert. Durch den quadratischen Zusammenhang zwischen kinetischer Energie und Rotationsgeschwindigkeit können bei den für Schwenkgetriebe typischen hohen Getriebeübersetzungen beträchtliche Anteile der rotatorischen Gesamtträgheit auf die motorseitigen Komponenten entfallen.
- Die Beweglichkeit der Körper wird nicht über ideal starre Gelenke eingeschränkt. Vielmehr werden für alle Körper mehrere Kräftelemente definiert, deren räumliche Anordnung den zugrundeliegenden Maschinenelementen entspricht. Auf diese Weise wird eine Kraftkopplung zwischen den Körpern des Modells erreicht. Durch abstrahierte Kraft-Verformungs-Zusammenhänge können die elastischen Eigenschaften von Lagern, Verzahnungen, Kupplungen und Verbindungsstellen ebenso nachgebildet werden, wie deren räumliche Kräfteinleitung an den Schnittstellen des jeweiligen Körpers.
- Wälzlager werden als einzelne, mehrdimensionale Federelemente abgebildet, die sich zwischen Welle und Gehäuse aufspannen. Die vielen Einzelsteifigkeiten der Wälzkörper-Laufbahnkontakte werden dabei in eine Gesamtsteifigkeit überführt. Weder die separate Modellierung der Wälzkörper, noch die Abbildung der zugehörigen Wälzkontakte erweist sich für Gesamtsystemanalysen als notwendig [FVA1172]. Vielmehr genügt es, pro Wälzlager über ein Kraftgesetz den radialen und axialen Wellenverlagerungen sowie den Wellenverkippen lagerspezifische Reaktionskräfte und -momente entgegenzustellen. Zwischen einwirkender Belastung und resultierender Einfederung des Wälzlagers besteht grundsätzlich ein nicht-linearer (degressiver) Zusammenhang. Im einfachsten Fall radial belasteter Kugellager und Zylinderrollenlager können eindimensionale Kraft-Verformungs-Zusammenhänge nach HARRIS [HK06, S. 178] zur Beschreibung genutzt werden. Wirken zusätzliche Axialkräfte und Kippmomente, oder sind Koppelterme zwischen den Belastungsrichtungen von Bedeutung (z. B. bei Kegelrollenlagern), kann die Berechnung einer Lagersteifigkeitsmatrix nach [ISO16281] erfolgen. Die Gesamtsteifigkeit des Lagers wird hierbei auf Grundlage der Kraft-Verformungs-Zusammenhänge der einzelnen Wälzkontakte bei Punktkontakt (Kugellager) oder Linienkontakt (Rollenlager) unter Berücksichtigung der Lagerluft und der lagerinternen Lastverteilung bei einem eingepprägtem Lastzustand ermittelt. Der Lastzustand des Lagers für die Berechnung der mehrdimensionalen Tangentensteifigkeit definiert sich bspw. durch die Lagerbelastung bei Getriebeennmoment. Interessiert bei multi-axial belasteten Wälzlagern darüber hinaus die *lastabhängige* Gesamtsteifigkeit, können Steifigkeits-Kennfelder hinterlegt werden, die mehrere Betriebspunkte abdecken. Da dieser Modellierungsansatz nur bei exakter Kenntnis von nicht frei verfügbaren Parametern (Wälzkörperanzahl und -durchmesser, Laufbahngeometrie etc.) verlässliche Ergebnisse verspricht, wird hier in Ermangelung dessen davon abgesehen.

- Die Vorgänge in den Verzahnungen des Getriebes werden durch ein programmspezifisches Krafelement (SIMPACK: GEARPAIR [Sim19]) erfasst, das sich pro Zahnengriff in der Eingriffsebene zwischen den Grundkreisen beider Zahnräder befindet. Wesentliche Eigenschaften, die hierdurch abgebildet werden können, sind die Übersetzung der Getriebestufe sowie die entstehenden Reaktionskräfte in Form des Zahnkrafttripels. Zudem kann die Steifigkeit des Zahnengriffes und deren Schwankung entlang der Eingriffsstrecke über einen elastizitätstheoretischen Ansatz nach WEBER-BANASCHEK [WB53] unter Berücksichtigung des lastabhängigen Vor- und Nacheingriffes (Verlängerung der Eingriffsstrecke) modelliert werden. Das im Simulationsprogramm SIMPACK implementierte Berechnungsverfahren ist nicht vollständig dokumentiert. Jedoch konnte im Rahmen des Projektes durch KRAUSS [Kra19] stichprobenartig die qualitativ und quantitativ richtige Abbildung der Zahnpaarsteifigkeit nachgewiesen werden.² Weiterhin gestattet das Krafelement GEARPAIR die Nachbildung des Verzahnungsspiels. Zusätzlich zum fertigungsbedingten (theoretischen) Flankenspiel werden auch die Auswirkungen von Verlagerungen der Zahnräder und das sich einstellende Betriebsflankenspiel berücksichtigt. Dissipative Effekte der Verzahnung können in Form einer viskosen Verzahnungsdämpfung und COULOMBScher Reibung zwischen den Zahnflanken einbezogen werden [FVA214, S. 72 f.].
- Wellen und deren Torsions-, Biege- und Axialsteifigkeit lassen sich vorteilhaft über FE-Balkenansätze (SIMBEAM) direkt im MKS-Simulationsprogramm SIMPACK beschreiben. Hierzu wird die Welle entlang ihrer Mittellinie mit Elementen definierter Geometrie (Querschnitt und Länge) und festgelegten Materialeigenschaften diskretisiert. Auf diese Weise werden gleichzeitig die Trägheitseigenschaften erfasst. Die Krafeinleitung an Lagerstellen und Welle-Nabe-Verbindungen erfolgt idealisiert über diskrete Punkte auf der Wellenmittellinie. Falls die Welle hinreichend schlank ist ($l \geq 5 \cdot d$), kann die Balkentheorie nach EULER-BERNOULLI angewendet werden. Die damit einhergehende Vernachlässigung der Schubelastizität und der Kippträgheiten bei Balkenbiegung führt nur zu unbedeutenden Abweichungen [Spu19]. Durch die kerbarme Gestaltung [Sch98] der vorliegenden Getriebewellen treten nur geringe Durchmesserunterschiede an den Wellenabsätzen auf, sodass die in [FVA214] beschriebenen diskretisierungsbedingten Abweichungen der Torsionssteifigkeit an Wellenabsätzen gering ausfallen.
- Gedrungene Wellen und solche mit größeren Wellenabsätzen, wie auch geometrisch komplexere Strukturbauteile (z. B. Getriebegehäuse) erfordern ein aufwendigeres Vorgehen unter Nutzung der FE-Methode. Die Einbindung flexibler Körper verfolgt das Ziel, die Nachgiebigkeit der entsprechenden Struktur und ggf. deren niederfrequentes Eigenschwingungsverhalten abzubilden. Folgerichtig genügt die Erstellung eines geometrisch vereinfachten CAD-Modells der Komponente und dessen grobe Vernetzung mit quadratischen Tetraeder-Elementen (Volumenkörper) oder Schalenelementen (dünnwandige Strukturbauteile). Die Konvergenz der relevanten Eigenfrequenzen ist sicherzustellen. Im Anschluss sind Anbindungsknoten an den Komponentenschnittstellen zu definieren, welche nach der Einbindung in das MKS-Modell die räumlich konzentrierte Einleitung von Lasten ermöglichen. Schließlich erfolgt der Export eines Superelements³ aus der FE-Programmumgebung (hier: ANSYS Version

²Für eine exemplarische Geradverzahnung wurden bei verschiedenen Laststufen die Verläufe und Spektren von Zahnpaarsteifigkeit und quasistatischer Drehwegabweichung (loaded transmission error) den Ergebnissen aus dem am Lehrstuhl für Maschinenelemente entwickelten Lastverteilungs-Berechnungsprogramm (LVR) [BS95; Kun98] gegenübergestellt.

³Das FE-Superelement beschreibt das statische und dynamische Verhalten der Ursprungsstruktur an den Komponentenschnittstellen durch kondensierte Massen- und Steifigkeitsmatrizen. Als Reduktionsbasis werden hier statische Verschiebungsansatzfunktionen und Eigenschwingungsformen des Modells bei fixierten Koppelknoten genutzt [CK06] (fixed-interface Component-Mode-Synthesis (CMS) nach CRAIG-BAMPTON [CB68])

2019R3) und die Einbindung des flexiblen Körpers in die MKS-Simulation über einen modalen Ansatz. Das beschriebene Vorgehen wird entsprechend Abb. 3.2 für das Getriebegehäuse, beide Planetenträger und die Drehplattform (siehe S. 35) umgesetzt. Durch die Zielstellung, nur die untersten Torsionseigenschwingungen des Antriebes wiederzugeben, wird zunächst darauf verzichtet messtechnische Validierungen durch experimentelle Modalanalysen auf Komponentenebene durchzuführen. Inwiefern sich diese Vereinfachung des Modellbildungsprozesses als gerechtfertigt erweist, soll die messtechnische Validierung des Gesamtsystems in Abs. 3.4 zeigen.

Auf Basis dieser Festlegungen erfolgt die Erstellung eines MKS-Modells des Schwenkwerks. Beginnend bei einzelnen Substruktur-Modellen der Getriebestufen werden schrittweise alle Unterbaugruppen zu einem Gesamtmodell mit vier Schwenkantrieben auf einer gemeinsamen Drehplattform assembliert. Die in Abb. 3.3 skizzierte Modelltopologie ist eng an die reale Baugruppenstruktur angelehnt.

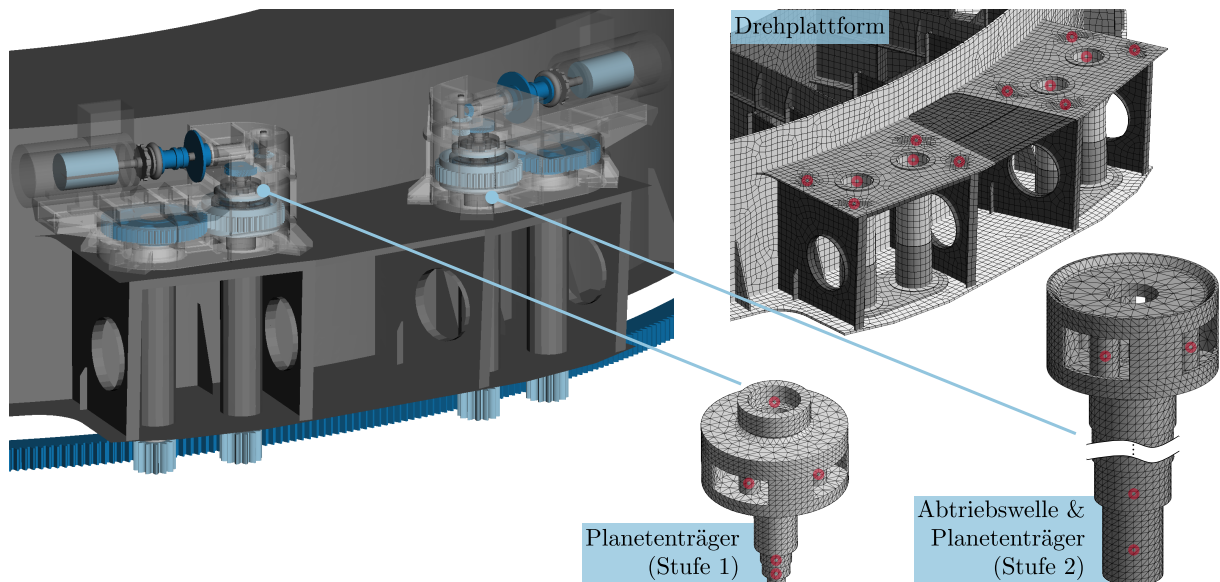


Abbildung 3.2: Zwei Einzelantriebe des Schwenkwerkes montiert auf der Drehplattform des Baggeroberbaus und Detaildarstellungen ausgewählter flexibler Körper

Der modulare Aufbau mit Substrukturen und die vollständige Parametrierung mit einheitlichen Variablenbezeichnungen vereinfacht die schrittweise Modellprüfung und -inbetriebnahme. Gleichzeitig sinkt das Risiko grober Modellierungsfehler und die sukzessive Erweiterung und Detaillierung wird erleichtert. Wie die Topologiepläne der Substrukturen in Abb. 3.4 und 3.5 veranschaulichen, gelingt die Modellierung des Antriebsstranges ohne Zwangsbedingungen. Der damit verbundene Verzicht auf kinematische Schleifen bringt numerische Effizienzvorteile mit sich [SE14, S. 131].

Im ersten Schritt der Modellprüfung erfolgt ein statisches Verspannen des Antriebes bis zu dessen Nenndrehmoment. Aus der Kontrolle der entlang des Antriebsstranges auftretenden Belastungs- und Verformungsgrößen kann das Modell auf physikalische Plausibilität geprüft werden. Darüber hinaus sind die Ergebnisse nutzbar, um verschiedene Detaillierungsgrade des Simulationsmodells zu vergleichen. In Tab. 3.1 sind hierzu vier Modellstufen hinsichtlich mehrerer Kriterien gegenübergestellt.

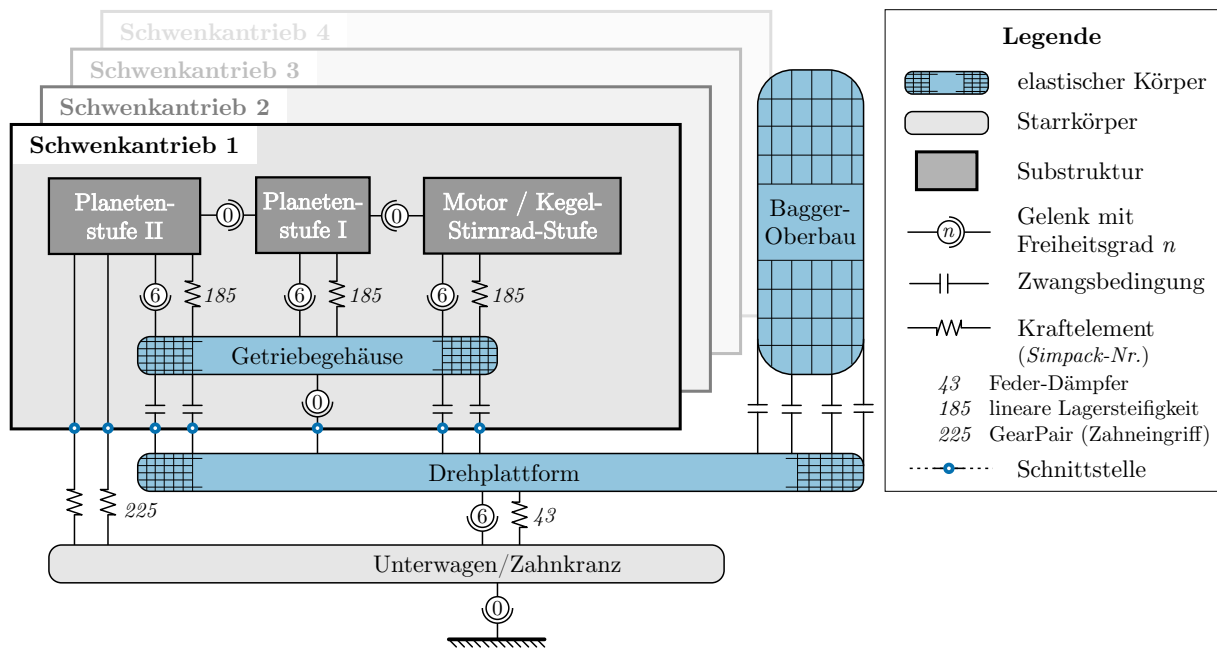


Abbildung 3.3: Schematischer Topologieplan des Schwenkwerk-MKS-Modells mit elastischer Umgebung

Die folgenden Ausbaustufen entsprechen grob den Zwischenschritten, die bei dem Prozess der sukzessiven Erweiterung und Detaillierung hin zu einem elastischen MKS durchlaufen werden.

- Die Modellstufe *Torsion* entspricht einem starren MKS, bei dem alle Körper ausschließlich eine rotatorische Bewegungskordinate besitzen. Die Nachgiebigkeiten von Verzahnungen und Wellen in Torsionsrichtung sind abgebildet. Es liegt ein reines Drehschwingungsmodell vor, die eingangs erwähnten Bewegungs- und Schwingungskopplungen erfahren keine Berücksichtigung.
- Die Modellstufe *FHG=6 (starr)* zeichnet sich dadurch aus, dass alle Körper in ihrer Beweglichkeit nicht mehr durch starre Gelenke eingeschränkt werden, sondern durch nachgiebige Lager-Kraftelemente.
- Die Modellstufe *FHG=6 (elastisch)* bildet zusätzlich die Axial- und Biegeverformungen aller Wellen ab. Zudem sind die beiden Planetenträger als flexible Körper hinterlegt.
- Die Modellstufe *Elast. Umgebung* entspricht dem beschriebenen höchsten Detailgrad als elastisches MKS mit flexiblem Getriebegehäuse und elastischer Drehplattform.

Der Zusammenhang zwischen den vorliegenden Modellstufen und der zugehörigen Modellgröße wird in Tab. 3.1 durch die Anzahl unabhängiger Bewegungskordinaten (*Modellordnung*) hergestellt.

Als statisches Vergleichskriterium dient die Nachgiebigkeit des Antriebes in torsionaler Richtung bei Belastung mit dem Getriebeennmoment. Die Antriebsstrangverdrillung ist auf den Wert des detaillierten Maximalmodells bezogen. Mit zunehmendem Detailgrad des Modells werden weitere Nachgiebigkeiten berücksichtigt, sodass erwartungsgemäß die Verdrillung des Antriebes zunimmt. Dass zwischen allen Detailgraden Änderungen in Bezug auf die statische Vergleichsgröße auftreten, liefert eine erste Rechtfertigung für die Notwendigkeit der gewählten aufwendigen Modellierung als elastisches MKS.

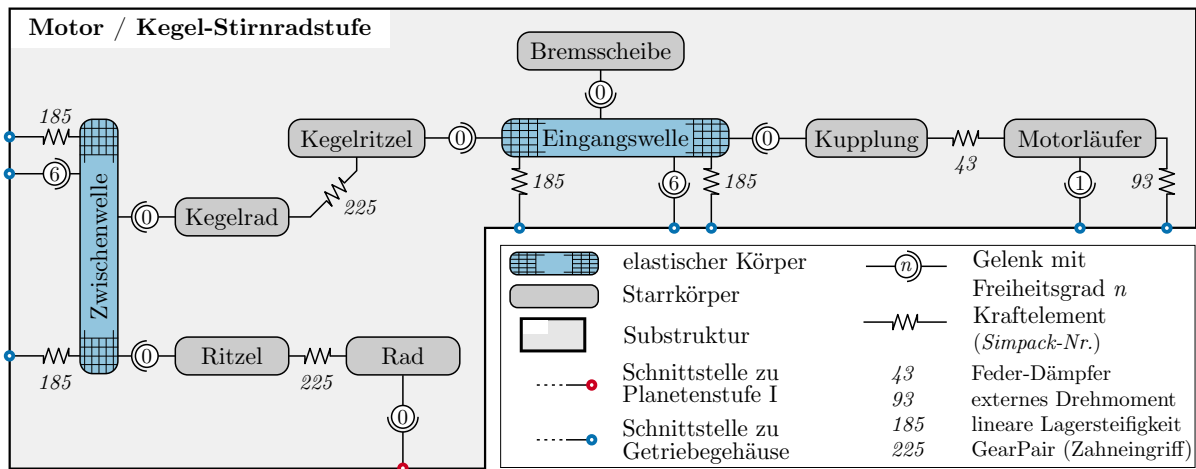


Abbildung 3.4: Schematischer Topologieplan der ersten beiden Getriebestufen eines Schwenkantriebes

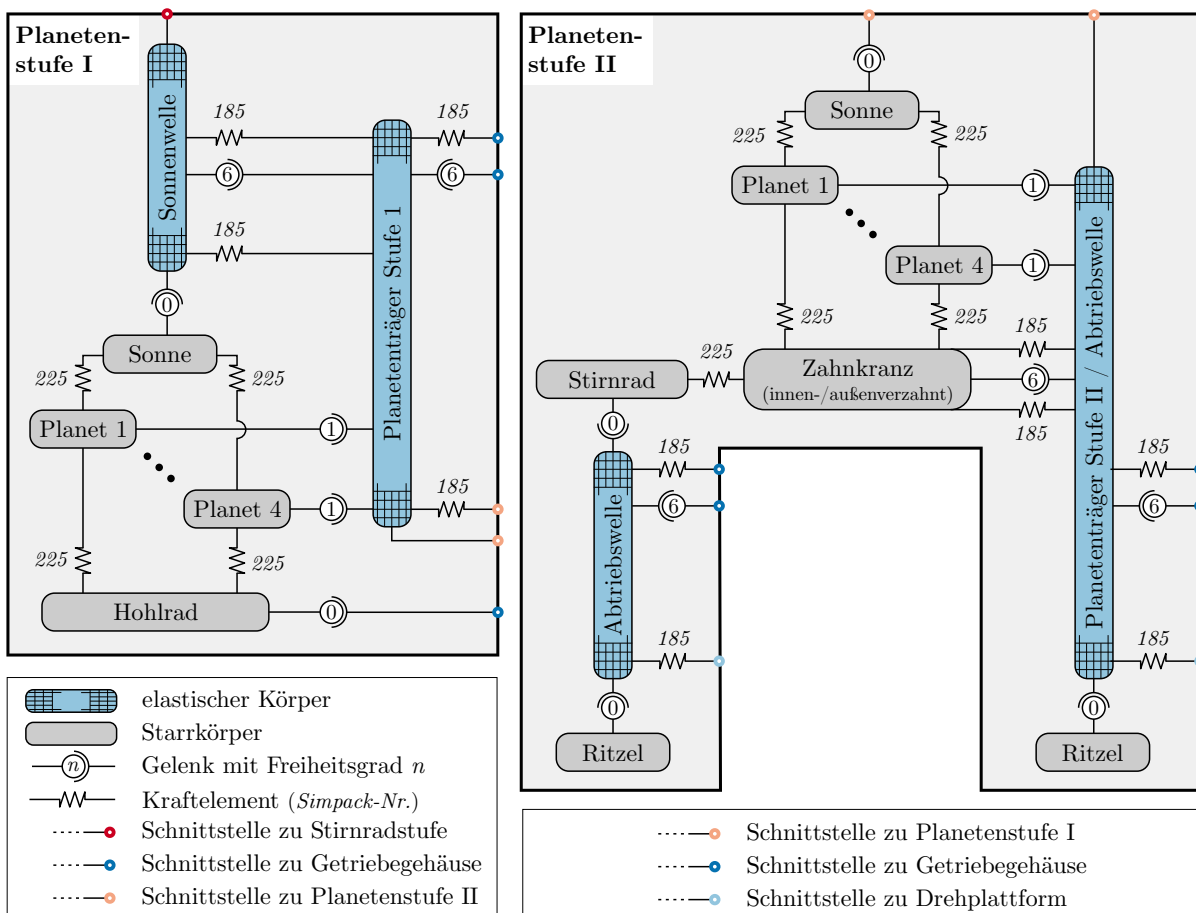
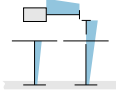
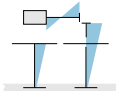
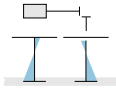


Abbildung 3.5: Schematische Topologiepläne der beiden Planetengetriebestufen eines Schwenkantriebes

Tabelle 3.1: Vergleich verschiedener Modellierungstiefen eines Einzelantriebsstranges

Kriterium	Modellstufe			
	Elast. Umgebung	FHG=6 (elastisch)	FHG=6 (starr)	Torsion
Modellordnung	226	141	55	27
Antriebsstrangverdrehung	100%	92,5%	57,1%	50,5%
1. Torsionseigenfrequenz [Hz]	 1,12	1,15	1,54	1,63
2. Torsionseigenfrequenz [Hz]	 25,17	25,17	25,22	25,24
3. Torsionseigenfrequenz [Hz]	 45,75	46,13	61,63	64,81
Anzahl aller Moden bis 400 Hz	55	29	15	5

3.1.1.2 Eigenverhalten des Antriebsstranges

Eine differenzierte Betrachtung erlaubt die Gegenüberstellung von Anzahl und Lage der torsionsdominierten Eigenfrequenzen der vier Modellstufen. Die Eigenfrequenzen als »maschinendynamischer Fingerabdruck« [FVA1172, S. 1] des Antriebes sind eine Eigenschaft linearer Schwingungssysteme. Folglich ist zunächst die Linearisierung des MKS-Modells um einen Arbeitspunkt – hier definiert durch das Getriebenennmoment – vonnöten.

Gemäß Tab. 3.1 treten als Ergebnis der numerischen Modalanalyse in SIMPACK drei Eigenfrequenzen mit Drehschwingungscharakter im interessierenden Frequenzbereich bis ca. 50 Hz auf [DF14, S. 20]. Die erste Torsionseigenfrequenz ist gekennzeichnet durch eine Schwingung des Rotors der elektrischen Antriebsmaschine gegen den Zahnkranz. Hierbei erweisen sich die Abtriebswellen trotz ihres Durchmessers von ca. 300 mm als derart nachgiebig, dass sie die Lage der Eigenfrequenz in hohem Maß beeinflussen. Speziell die Zahnnormalkräfte aus den Zahneingriffen der Abtriebsritzeln rufen eine Biegeverformung der fliegend gelagerten Wellen hervor. Durch die Kopplung von Radial- und Tangentialkräften in den betreffenden Zahneingriffen führt diese Ausweichbewegung der Abtriebsritzeln zu einem Sinken der Steifigkeit in torsionaler Richtung. Dieser Effekt ist für den deutlichen Abfall der Eigenfrequenz zwischen der starren und der elastischen Modellstufe mit FHG=6 verantwortlich.

Konträr dazu ist die zweite Torsionseigenfrequenz eine reine Drehschwingung von Komponenten der Getriebe-Eingangswelle. Als Haupteinflussfaktor lässt sich die Verdrehsteifigkeit der elastischen Reifenkupplung identifizieren, welche bereits in der Torsions-Modellstufe hinterlegt ist. Dies erklärt, weshalb die Eigenfrequenz über alle Modellstufen nahezu unverändert bleibt.

Die dritte Torsionseigenfrequenz zeichnet sich ebenfalls durch eine lokal begrenzte Schwingform aus. Es oszillieren beide Abtriebsritzeln gegenphasig zueinander. Das Planetendifferential und die Zahneingriffe mit dem Zahnkranz fungieren als Koppelsteifigkeiten.

Dass sich die Frequenzen der betrachteten Schwingungsmoden zwischen den beiden detailliertesten Modellstufen nur noch geringfügig ändern, deutet auf einen ausreichenden Detailgrad des MKS-Modells hin. Inwiefern die simulierten Eigenfrequenzen auch mit denen des realen Antriebes übereinstimmen und wie sich die Eigenfrequenzen als Baustein zur Modellvalidierung nutzen lassen, thematisiert Abs. 3.4.

Bisher wurde vereinfachend das Eigenverhalten eines Einzelantriebes bei fixierter Drehplattform betrachtet. Tatsächlich liegt aber ein symmetrisches Mehrmotorensystem mit vier identischen Antriebssträngen und drehbeweglicher Drehplattform vor. Die in Tab. 3.1 als erste Torsionseigenfrequenz bezeichnete Schwingungsmoden bleibt beim Übergang zum Mehrmotorensystem unverändert erhalten. Infolge der Symmetrie des Antriebssystems können sich Auslenkungs-konfigurationen einstellen, in denen sich die Drehmomente der vier Einzelstränge wechselseitig kompensieren. Wie in Abb. 3.6 links dargestellt, erfahren die lastseitigen Strukturen in diesem Fall keine Elongation. Diese Situation gleicht der Modellannahme einer fixierten Drehplattform. Die Eigenwerte der lokalen Motorschwingung treten mit der Vielfachheit drei auf. Als maßgebliche Auswirkung durch die Betrachtung aller Antriebsstränge ist das Auftreten einer globalen Torsionsschwingform zu verzeichnen. Gemäß Abb. 3.6 (rechts) schwingen hierbei alle Motoren gleichphasig gegen den Oberbau. Wird der Oberbau zunächst noch als Starrkörper betrachtet, ergibt sich eine Eigenfrequenz von 1,38 Hz. Höherfrequente Schwingungsmoden bleiben von der Erweiterung zum Mehrmotorenantriebssystem weitgehend unbeeinflusst, da entweder die abtriebsseitige Trägheit jene der schwingenden Körpern deutlich übersteigt oder die Schwingformen ein lokales Kräftegleichgewicht aufweisen.

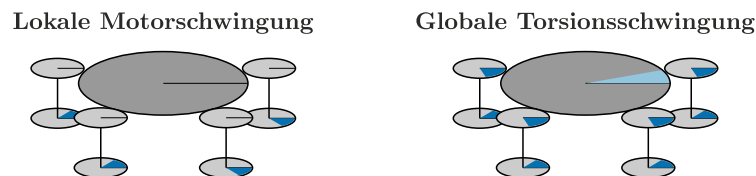


Abbildung 3.6: Torsionsschwingformen bei symmetrischen Mehrmotorenantrieben

Die bisherigen Vergleichskriterien erlauben erste Aussagen zum statischen Systemverhalten und zur niederfrequenten Torsionsdynamik. Nach DRESIG [DH16] ist die Anzahl der Schwingungsmoden im Frequenzbereich, in dem Anregungen zu erwarten sind, ein weiteres – wenn auch unscharfes – Mittel zur Bewertung verschiedener Modellstufen. Modelldetaillierungen die keine Steigerung der Aussagekraft versprechen, sind dadurch identifizierbar, dass deren Berücksichtigung nicht mit einem Anstieg der Modenanahl im untersuchten Frequenzbereich einhergeht. Wie die Gegenüberstellung in Tab. 3.1 verdeutlicht, begründet auch dieses Kriterium die Notwendigkeit, elastische Umgebungsstrukturen in das Modell zu integrieren. Die Festlegung der Frequenzgrenze für die Gegenüberstellung greift den Erkenntnissen aus dem Folgeabschnitt vor.

Hervorzuheben ist an dieser Stelle, dass durch das bloße Vorliegen einer Eigenfrequenz noch keinerlei Aussagen zum tatsächlichen Auftreten und zur Intensität damit verbundener Schwingungserscheinungen getroffen werden können. Erst gemeinsam mit den separat zu betrachtenden Anregungsmechanismen ist in nachfolgenden Untersuchungen eine Charakterisierung der tatsächlichen Antriebsdynamik möglich.

3.1.1.3 Anregungsverhalten des Antriebsstranges

Eine Anregung der Eigenschwingungen des Antriebsstranges ist einerseits durch externe Anregungsmechanismen oder Anfahr- und Bremsvorgänge möglich, andererseits aber auch durch die Maschinenelemente des Zahnradgetriebes selbst. Getriebeinterne Anregungen resultieren aus dem Funktionsprinzip und den elastischen Eigenschaften von Verzahnungen und Wälzlagern. Schäden an den genannten Maschinenelementen verändern die charakteristische Anregungssignatur in Bezug auf Intensität und Frequenzgehalt. Auch Imperfektionen wie Unwuchten oder Fluchtungsfehler von Wellen und Kupplungen wirken als schwingungsanregende Mechanismen. [Kle08]

Von diesen internen Anregungsquellen wirken sich erfahrungsgemäß Geradverzahnungen am gravierendsten auf das Gesamtsystem aus [VDI2039]. Geometrisch bedingt ist bei Geradverzahnungen die Anzahl der an der Lastübertragung beteiligten Zähne nicht konstant. Bei üblichen Werten der Profilüberdeckung $1 < \varepsilon_\alpha < 2$ verteilt sich die Last wechselweise auf ein oder zwei Zahnpaare [NW03]. Durch die schwankende Anzahl der im Eingriff befindlichen Zähne verändert sich auch die Gesamtberührlinienlänge des betrachteten Zahneingriffes. Bei Geradverzahnungen geschieht dies nahezu sprunghaft, sobald ein Zahn in den Eingriff eintritt oder ihn verlässt. Beides ist gleichbedeutend mit einer abrupten Änderung der Gesamt-Federsteifigkeit des Zahneingriffes und stellt eine Parameteranregung des schwingungsfähigen Antriebssystems dar [DF14]. Zusätzlich variiert auch die wirksame Biegesteifigkeit der Einzelzähne, da der Kraftangriffspunkt auf der Zahnflanke wandert und sich damit der wirksame Biegehebelarm ändert. Im Betriebsdrehzahlbereich äußert sich die Steifigkeitsschwankung als kombinierte Kraft- und Weganregung [Hei12].

Die Steifigkeitsschwankung wiederholt sich periodisch im Takt des Zahneingriffes. Auf diese Weise kann der Verzahnungsanregung jeder Getriebestufe eine Grundfrequenz zugeordnet werden, die durch Kinematik und Zähnezahlnverhältnisse eindeutig festgelegt ist. Für eine Stirnradstufe ergibt sich die Zahneingriffsfrequenz

$$f_{ZE,Stirnradstufe} = z_1 f_{n1} = z_2 f_{n2} \quad (3.2)$$

in Abhängigkeit von Ritzelzähnezahl z_1 und Ritzeldrehfrequenz f_{n1} bzw. den entsprechenden Größen des Rades (Index 2) [Kle08]. Die dem Anregungsmechanismus zugrunde liegende Steifigkeitsschwankung ist kein harmonischer (sinusförmiger) Vorgang. Bei Geradverzahnungen nimmt die beschriebene Federsteifigkeitsvariation in erster Näherung einen rechteckförmigen Verlauf an. Wird der Steifigkeitsverlauf in eine FOURIER-Reihe entwickelt, treten folglich neben der in Gl. 3.2 berechneten Grundfrequenz noch zusätzliche Oberschwingungen (ganzzahlige Vielfache der Grundfrequenz = Harmonische) auf.

Eine komplexere Situation ergibt sich bei Planetengetriebestufen. Für die in Schwenkgetrieben überwiegend eingesetzte Bauweise eines Planetengetriebes mit fixiertem Hohlrade gilt für die erste Harmonische der Zahneingriffsfrequenz

$$f_{ZE,Planetenstufe} = z_2 f_{n2} = \frac{|z_3|}{f_{n,Steg}} = \frac{z_1 |z_3|}{z_1 + |z_3|} f_{n1} . \quad (3.3)$$

Die Indizes eins bis drei bezeichnen das Sonnenrad, die Planetenräder und das Hohlrade der Stufe. Trotz der größeren Anzahl an Zahneingriffen einer Planetenradstufe tritt nur eine gemeinsame Zahneingriffsfrequenz auf.⁴ Entscheidend für die Stärke der torsionalen und translatorischen Schwingungsanregung sind die Phasenlage der Zahneingriffe zueinander (symmetrisch, sequentiell, sternförmig, etc.) [Neu16] und die angulare Verteilung der Planeten entlang des Stegteilkreises [IK09]. Durch geschickte Wahl der Phasenlage lässt sich eine Auslöschung einzelner Harmonischer erzielen und das Anregungsverhalten positiv beeinflussen [Kah94].

Eine zuverlässige Aussage zum Anregungsverhalten einer vorhandenen Planetengetriebestufe lässt sich durch Bestimmung der quasistatischen Drehwegabweichung unter Last (loaded transmission error) treffen. Hierzu wird das isolierte MKS-Modell der zu untersuchenden Planetengetriebebaugruppe einer Zeitbereichssimulation unterzogen. Ziel ist das Abwälzen der vorgespannten

⁴Erklären lässt sich dies durch die Betrachtung eines einzelnen Planetenrades: Während einer vollständigen Rotation um den Bolzen des Planetenträgers muss jeder Zahn des Planeten sowohl den Zahneingriff mit dem Hohlrade, als auch den Zahneingriff mit der Sonne passieren. Folglich müssen die Zahneingriffsfrequenzen zwischen Sonne und Planet sowie zwischen Planet und Hohlrade identisch sein und dem Produkt aus Planetenzähnezahl und Planetendrehfrequenz entsprechen. Über die kinematischen Verhältnisse des Umlaufträdergetriebes lässt sich die Planetendrehfrequenz anschließend in Abhängigkeit der Steg- oder Sonnendrehzahl ausdrücken (vgl. Gl. 3.3).

Verzahnung bei geringer Drehzahl, um den Einfluss von Massenkräften und Eigenfrequenzen zu eliminieren. Erreichen lässt sich dies durch die rheonome Einprägung einer konstanten Drehbewegung an der Eingangswelle der Stufe, während ein gleichbleibendes Drehmoment am Abtrieb angreift. An der Abtriebswelle tritt durch die Schwankung der Torsionssteifigkeit der Getriebestufe eine Drehwinkeldifferenz zur Eingangswelle auf. Das im MKS-Simulationsprogramm SIMPACK verfügbare Verzahnungskraftelement GEARPAIR ermöglicht eine realitätsnahe Berechnung der eingriffsstellungsabhängigen Steifigkeiten der Zahnpaare unter Nutzung der auf S. 22 beschriebenen Methoden. Abbildung 3.7 zeigt die so ermittelte Drehwinkeldifferenz der ersten Planetenstufe des untersuchten Schwenkantriebes.

Aus dem ebenfalls abgebildeten Amplitudenspektrum der Drehwinkeldifferenz geht hervor, dass die ersten drei Ordnungen der Zahneingriffsfrequenz (Gl. 3.3) in torsionaler Richtung keine Schwingungsanregung hervorrufen⁵. Bedingt durch die sequentielle Eingriffsfolge der einzelnen Zahneingriffe treten nur Ordnungen auf, die einem Vielfachen der Planetenanzahl entsprechen.

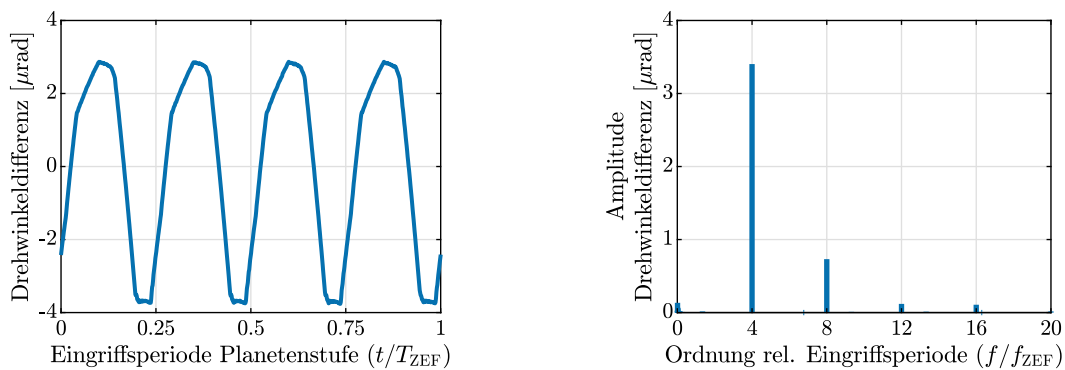


Abbildung 3.7: Quasistatisches Anregungsverhalten der ersten Planetengetriebestufe. Loaded transmission error (links) und zugehöriges Amplitudenspektrum (rechts). Bezugsgröße der Drehwinkeldifferenz ist der Planetenträger (=Sonnenwelle der Planetenstufe 2).

Das beschriebene Vorgehen lässt sich ebenso auf die zweite Planetengetriebestufe übertragen, das als Verteilgetriebe ausgeführt ist (siehe Getriebeschema in Abb. 2.3). Wie das linke Diagramm in Abb. 3.8 zeigt, verhindert die spezielle Bauweise mit einem rotierenden, elastisch gelagerten Hohlrad eine ähnliche vorteilhafte Anregungscharakteristik der zweiten Planetenstufe: Die 189,3. Abtriebswellenordnung entspricht der Zahneingriffsfrequenz der Planetenstufe und lässt sich nicht vollständig durch die Eingriffsfolge kompensieren. Zudem stellt die Stirnradstufe, welche den Lastausgleich zwischen beiden Abtriebswellen realisiert, eine maßgebliche Anregungskomponente dar. Die 54. Abtriebswellenordnung ist die erste Harmonische der Zahneingriffsfrequenz der Lastaufteilungsstufe.

In einer dritten Abwälzsimulation werden nun zusätzlich die beiden Zahneingriffe zwischen den Abtriebsritzeln und dem Zahnkranz hinzugezogen (Abb. 3.8 rechts). Es fällt auf, dass die zugehörige 13. Abtriebswellenordnung den mit Abstand größten Drehwegfehler aufweist und somit den überaus dominierenden Anregungsmechanismus des Gesamtgetriebes darstellt. Durch den vergleichbaren Getriebeaufbau mit einer ebenfalls geradzahnten Stirnradstufe am Abtrieb lässt sich diese Aussage auch auf alle Baureihen-Schwenkantriebe (siehe S. 1) übertragen. Trotzdem umfasst das MKS-Getriebe Modell auch die Verzahnungsanregungen der anderen Getriebestufen. Die Berechnung der jeweiligen Zahneingriffsfrequenzen ist in Anhang A.4 aufgeführt.

⁵Als Ordnung wird das Verhältnis einer Frequenz zu einer Bezugsfrequenz verstanden. Wird als Bezug die Drehfrequenz einer Welle definiert, entspricht die Ordnung der Anzahl der Schwingungen pro Wellenumdrehung [VDI2039]. Bei der Charakterisierung von Verzahnungsanregungen bietet sich die Wahl der Zahneingriffsfrequenz als Bezug an.

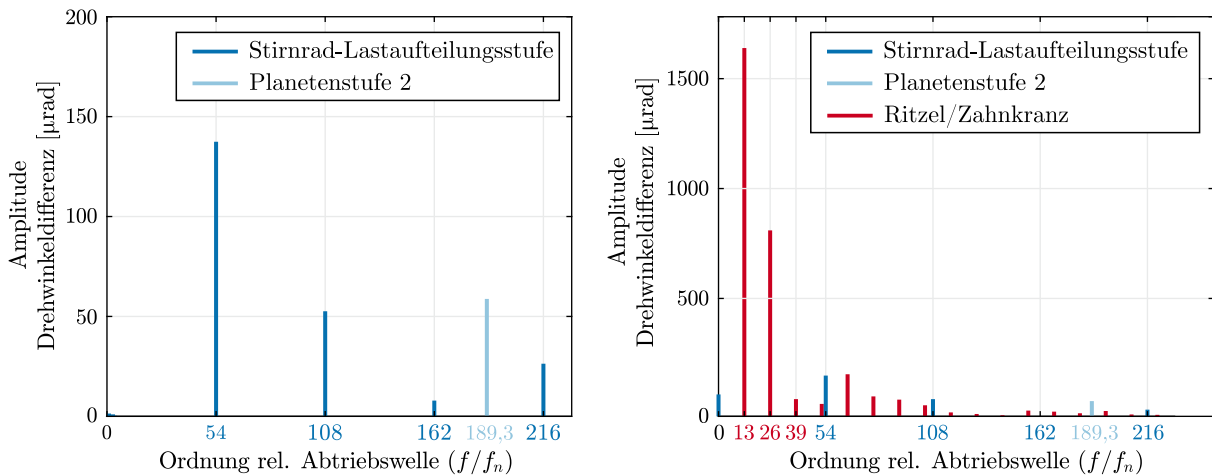


Abbildung 3.8: Quasistatisches Anregungsverhalten des Dreiwellen-Lastausgleichsgetriebes einzeln (links) und gemeinsam mit den Zahneingriffen zwischen Abtriebsritzeln und Zahnkranz (rechts). Bezugsgröße der Drehwinkeldifferenz ist die Sonnenwelle der Planetenstufe 2, um die Vergleichbarkeit der Anregungsintensität zur Planetenstufe 1 in der vorherigen Abbildung zu wahren.

Als ungünstig in Bezug auf das Gesamtsystem erweist sich zudem, dass die vier Einzelantriebe derart entlang des Zahnkranzes angeordnet sind, dass jeweils vier der acht Abtriebsritzeln synchron eingreifen.⁶ Die Schwingungsanregung der abtriebsseitigen Konstruktion und die gegenseitige dynamische Wechselwirkung der Einzelantriebe wird so befördert.

Neben den Verzahnungsanregungen enthält das MKS-Modell des Schwenkantriebes eine künstliche statische und dynamische Unwucht der Getriebeeingangswelle (angenommene Wuchtgüte $G = 40 \text{ mm s}^{-1}$). Durch die Vielzahl an Bauteilen der Wellenbaugruppe ist eine exakt zentrische Ausrichtung nach der Montage nicht zu gewährleisten. Gleichzeitig wirkt sich eine Unwucht durch die hohe Drehzahl der Welle in besonderem Maße aus. Ein Betriebswuchten der Baugruppe wird üblicherweise nicht durchgeführt [Sch20].

Die torsionale Anregung durch Wälzlager ist in Anbetracht der Intensität der Verzahnungsanregungen von untergeordneter Bedeutung und wäre allenfalls für Zwecke der Zustandsüberwachung von Relevanz [SS18].

3.1.1.4 Modellverifizierung – Hochlaufsimulation

Das Zusammenwirken der im vorigen Abschnitt thematisierten Anregungsmechanismen mit dem Eigenverhalten des Schwenkantriebes lässt sich im Rahmen einer dynamischen Zeitbereichssimulation analysieren. Besonders geeignet erweist sich hierzu der langsame Anlagenhochlauf aus dem Stillstand bis zum oberen Ende des Betriebsdrehzahlbereiches, während ein konstantes Nenndrehmoment den Antriebsstrang belastet. Die Auswertung der so gewonnenen Simulationsergebnisse gestattet eine erste maschinendiagnostische Untersuchung und die Bewertung von möglichen Resonanzen und den zugrundeliegenden schwingungstechnischen Mechanismen.

Alle nachfolgenden Ausführungen beschränken sich auf die Analyse des Torsionsmomentes, das im Bereich der elastischen Reifenkupplung als Schnittgröße der Eingangswelle wirkt. Zum einen sind in diesem Signal alle relevanten Schwingungsphänomene erkennbar. Zum anderen entspricht diese Auswertestelle des Simulationsmodells der Drehmomentmessstelle des realen Antriebes.

⁶Die Einbauposition der Ritzel zueinander (ausgedrückt durch ein Zentriwinkel zum Zahnkranzmittelpunkt) entspricht einem ganzzahligen Vielfachen des Zahnkranzteilungswinkels ($2\pi/z$).

Somit sind die Erkenntnisse dieses Abschnittes direkt auf die messdatengestützte Validierung des MKS-Modells in Abs. 3.4 übertragbar.

Das linke Teildiagramm in Abb. 3.9 zeigt eine Zeit-Frequenz-Analyse des Kupplungsmomentes. Die als Spektrogramm bezeichnete Darstellung entsteht durch die Aneinanderreihung vieler Kurzzeit-FOURIER-Transformationen (Short Time FOURIER Transformation – STFT) bei verschiedenen Drehzahlabschnitten während des Hochlaufes [Ran11]. Infolge der erwarteten niederfrequenten Anregung ist ein geringer Abstand der Spektrallinien in den einzelnen STFTs zur differenzierten Auswertung notwendig.⁷ Gleichzeitig ist eine ausreichende Drehzahltrennschärfe zu gewährleisten, indem eine hohe Anzahl an STFTs bei verschiedenen Drehzahlen berechnet wird. Beide Anforderungen – hohe Frequenzauflösung und hohe Drehzahlauflösung – lassen sich nur durch eine sehr geringe Hochlaufgeschwindigkeit erfüllen. Die abgebildeten Ergebnisse basieren auf einem Anlagenhochlauf in 250 s.

Die drehzahlveränderlichen getriebeinternen Anregungen sind im Spektrogramm als Geraden unterschiedlichen Anstiegs erkennbar. Da die Eigenfrequenzen von Antriebssträngen meist keine ausgeprägte Drehzahlabhängigkeit aufweisen, treten sie als horizontale Bänder⁸ in Erscheinung. Eine logarithmische Farbskala kodiert die Lasthöhe bei einer spezifischen Frequenz und Drehzahl. Durch die getroffenen überschlägigen Dämpfungsannahmen ist nur eine vergleichende Betrachtung sinnvoll. Die absolute Lasthöhe kann nicht bewertet werden.

Offensichtlich tritt die Hauptreaktion des Getriebes im Bereich der ersten TEF (1,12 Hz) bei Drehzahlen um 1100 min^{-1} und 550 min^{-1} auf. Auch die zweite TEF (25,17 Hz) wird über ein weites Drehzahlband angeregt. Die auftretende Eingangswellenschwingung weist jedoch weitaus geringere Amplituden auf. Durch die hohe Dämpfung der Elastomer-Kupplung ergibt sich eine breitbandige Reaktion. Die Schwingform der dritten TEF (45,75 Hz) zeichnet sich durch sehr geringe Ausschläge im Bereich der Eingangswelle aus, weshalb an der betrachteten Auswertestelle keine nennenswerte dynamische Belastung resultiert. Eine verlässliche Zuordnung der vielfältigen Anregungsgeraden zu den getriebeinternen Anregungsquellen ist in der Spektrogrammdarstellung nicht gewährleistet.

Abhilfe schafft die Neuabtastung des Signales, um anstatt der bisherigen konstanten Zeitschrittweite eine konstanter Winkelschrittweite zu erreichen. Wird auf dieses Signal die bereits beschriebene Auswertemethodik angewendet, entsteht ein Ordnungsdiagramm (rechter Teil in Abb. 3.9) [Bra11]. Nach der Festlegung eines Bezugsdrehwinkels – hier die Rotation des Läufers der elektrischen Antriebsmaschine – ist die Identifikation von Anregungsmechanismen möglich, die in fester Relation zum gewählten Drehwinkelbezug stehen. Eine statische Unwucht der Getriebeeingangswelle würde sich beispielsweise einmal pro Motorumdrehung äußern und in der Darstellung als erste Motorordnung auftreten. Da die feste Relation zur Motorrotation drehzahlunabhängig erhalten bleibt, erscheinen die Anregungskomponenten nun als horizontale Linien. Dies erleichtert die exakte Bestimmung der jeweiligen Ordnung und ermöglicht die Zuordnung zu den auf S. 167 zusammengefassten Anregungsquellen. Durch die winkeläquidistante Neuabtastung sind Eigenfrequenzen in Ordnungsdiagrammen als Hyperbeln erkennbar.

Die maßgeblichen Anregungskomponenten lassen sich nun zweifelsfrei den beiden ersten Harmonischen der Zahneingriffsfrequenz von Zahnkranz und Abtriebsritzel zuordnen. Im vorwiegenden Betriebsbereich um die Motornendrehzahl von 980 min^{-1} regt die Ritzel-Zahneingriffsfrequenz

⁷Der Abstand der Spektrallinien der Diskreten FOURIER-Transformation $\Delta f = 1/T_{\text{DFT}} = f_s/N_{\text{DFT}}$ ergibt sich aus der Auswertedauer T_{DFT} der einzelnen STFTs. Ein geringer Spektrallinienabstand ist gleichbedeutend mit einer hohen Frequenzauflösung.

⁸Korrekterweise zeigt die Zeit-Frequenz-Auswertung nicht die Eigenschwingungen, sondern die Betriebsschwingungen des Systems. Die Betriebsschwingform wird in der Nähe einer Eigenfrequenzen durch die zugehörige Eigenschwingform dominiert. Dennoch sind stets weitere modale Anteile an der Schwingung beteiligt. Durch die klare Trennung der Eigenfrequenzen bei dem untersuchten Antrieb wird auf die explizite Unterscheidung zwischen Eigen- und Betriebsschwingung verzichtet.

somit die erste Torsionseigenschwingung des Antriebsstranges an. Bei der ebenfalls im Betrieb regelmäßig genutzten halben Schwenkgeschwindigkeit (Motordrehzahl um 490 min^{-1}) trifft die zweite Harmonische des gleichen Zahneingriffes die erste Torsionsmode. Weitere Anregungskomponenten sind in Abb. 3.9 eingezeichnet, wenngleich damit keine beachtenswerten Schwingungseffekte verbunden sind.

Inwiefern die simulativ vorhergesagten Lastüberhöhungen auch an der realen Anlage auftreten, klärt Abs. 3.4.

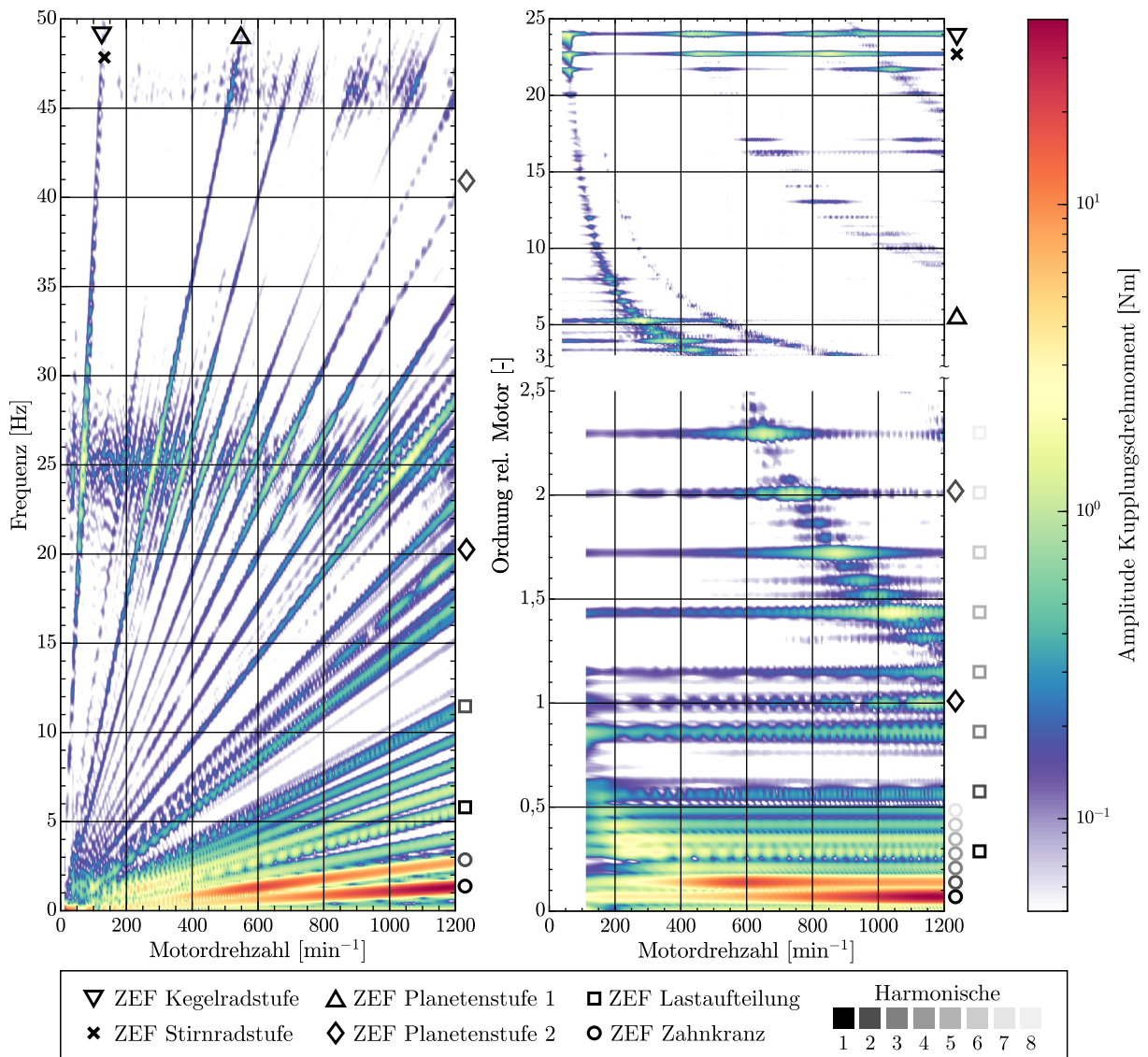


Abbildung 3.9: Zeit-Frequenz-Auswertungen des eingangswellenseitigen Kupplungsdrehmomentes während eines simulierten Hochlaufvorganges: Spektrogramm ($f_S = 2500 \text{ Hz}$, $\Delta f = 0,25 \text{ Hz}$, von-HANN-Fenster mit 10% Überlappung) und Ordnungsdiagramm (920 Samples pro Motorumdrehung, Ordnungsaufösung 0,023 bzw. 0,12, von-HANN-Fenster mit 50% Überlappung). Zusätzlich eingezeichnet sind wesentliche Anregungskomponenten des Getriebes.

3.1.2 Elastische Tragstrukturen am Getriebeausgang

An diesem Punkt steht ein detailliertes Simulationsmodell für die Schwenkantriebe des Mehrmotoren-systems zur Verfügung. Eine entscheidende Vereinfachung betraf die nach dem Antriebsstrang angeordneten Komponenten. Bisher wurden die Tragstrukturen am Getriebeausgang als Starrkörper mit einem Summenträgheitsmoment aufgefasst. Da es sich bei der in Abb. 3.10 dargestellten Stahlbaustruktur selbst um ein elastisches und damit schwingungsfähiges Subsystem handelt, ist die Starrkörpermodellierung zu hinterfragen.

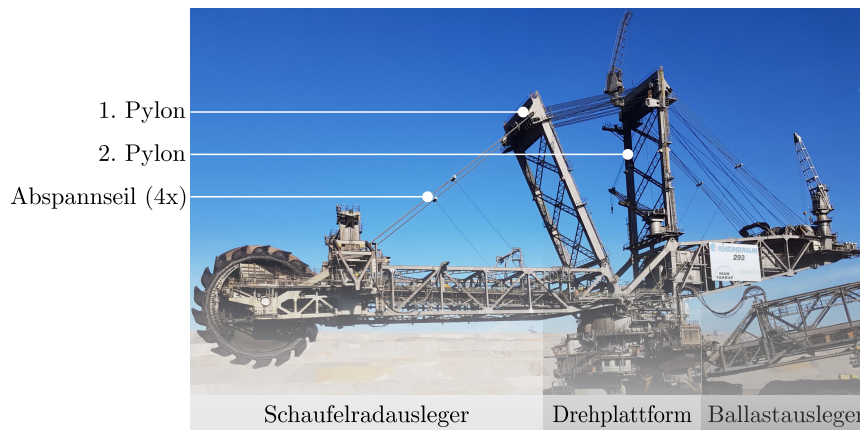


Abbildung 3.10: Übersicht zur schwingungsfähigen Stahlbaustruktur des Baggeroberbaus

Grundsätzlich erfahren die dem Getriebe nachgelagerten Komponenten Beschleunigungsänderungen während Hochlauf-, Reversier- und Bremsvorgängen des Schwenkwerks. Sofern die Dauer der Beschleunigungsvorgänge nicht wesentlich größer als die Periodendauer der niedrigsten Struktureigenschwingung ist, können die Eigenfrequenzen prinzipiell angeregt werden [DH16, S. 10].

Aus Ausschwingversuchen am hier untersuchten Schaufelradbagger 293 [Sie96b] und aus vorherigen theoretischen Arbeiten [Sch14], [Gra18] ist bekannt, dass sich die maßgeblichen Schwingungsphänomene des Baggeroberbaus im Frequenzbereich zwischen 0,3 Hz bis 2 Hz konzentrieren. Somit weisen die korrespondierenden Periodendauern der Eigenschwingungen ($T = 1/f_0$) eine ähnliche Größenordnung auf wie die Ruckdauer (Änderung der Beschleunigung) während des üblichen Schwenkbetriebs. Eine Idealisierung des Oberbaus als Starrkörper entspricht einer unzulässigen Modellvereinfachung, da Wechselwirkungen zwischen den Massenkräften aus den Oberbauschwingungen und den Schwenkantrieben zu erwarten sind.

Gestützt wird dieses Erkenntnis durch eine weitere Besonderheit bei Schaufelradbaggern: Der Grabprozess mit dem periodischen Eingriff der Schaufeln in den Erdstoff stellt einen zusätzlichen niederfrequenten Anregungsmechanismus dar. Die auf das Schaufelrad einwirkenden Grablasten werden auf dem Weg zur Drehplattform und den Schwenkantrieben durch die Wirkung des Oberbaus als mechanisches Filter verfälscht. Um im Zug der geplanten Modellvalidierung Simulation und Messdaten vergleichen zu können, ist die Einbindung eines schwingungsfähigen Oberbaus in ein ganzheitliches Simulationsmodell unabdingbar.

Da ähnliche Wechselwirkungen bereits Untersuchungsgegenstand bei den Antriebssträngen des Schaufelrades [Sch14] und des Raupenfahrwerkes [Gra18] waren, kann auf die Ergebnisse und Modelle der Vorgängervorhaben zurückgegriffen werden. Das Hauptaugenmerk der Arbeit [Sch14] lag auf der modellhaften Erfassung eines einzelnen Schwingungsphänomens (Nickeigenschwingung, siehe Tab. 3.2) durch dessen besondere Relevanz für die Untersuchung des Schaufelradantriebsstranges. Weitere Schwingungsphänomene des Oberbaus sind aus umfangreichen messtechnischen Untersuchungen des Betreibers bekannt. Insbesondere Torsionsschwingungen des Schaufelrad-

auslegers treten in manchen Betriebszuständen mit großer Amplitude auf und verursachen hohe Beanspruchungen in den Stahlbaustrukturen. In Bezug auf das Schwenkwerk sind außerdem die Schwingungen der Ausleger in horizontaler Richtung (Schwenkrichtung) von Interesse. Die Modellierung dieser Effekte bildete bisher keinen Schwerpunkt der numerischen Analysen. Auch ein messdatengestützter Abgleich des Gesamtschwingungsverhaltens verbleibt als offenes Problem.

Deshalb soll zunächst das Vorgehen zur Modellierung der Teilsysteme des Oberbaus beschrieben werden. Anschließend erfolgt die Assemblierung der Teilmodelle zu einem flexiblen Körper, der die elastischen Tragstrukturen in das bisherige MKS-Schwenkwerkmodell integriert (vgl. Topologieplan in Abb. 3.3).

3.1.2.1 Modellbildung von Fachwerk- und Stahlbaustrukturen

Bei Kranen und fördertechnischen Anlagen werden verbreitet räumliche Fachwerke eingesetzt, wenn Kräfte und Momente zwischen entfernten Anbindungspunkten zu übertragen sind [KGJ02]. Die oftmals filigrane Bauweise der Fachwerkträger führt gemeinsam mit den großen räumlichen Ausdehnungen der Konstruktionen dazu, dass unter statischer Belastung signifikante elastische Verformungen auftreten. Bei dynamischen Lasten neigen derartige Strukturen zur einem ausgeprägt niederfrequenten Schwingungsverhalten. [RC01; Guo00; Paw72]

Klassische Fachwerke zeichnen sich durch eine reine Zug-Druck Beanspruchung in den Stäben aus, sodass Stabelemente zur FE-Modellierung eingesetzt werden [Kle15]. Die in Abb. 3.11 dargestellten Stahlbaustrukturen des Baggeroberbaus erlauben eine derartige Idealisierung nur in begrenztem Umfang: Einerseits besitzen einzelne Gurte (z. B. die vertikalen Träger der Pylone) große und damit biegesteife Querschnitte, andererseits sind die Verbindungsstellen der Träger nicht durchweg gelenkig bzw. biegeweich ausgeführt. Aus diesem Grund wurden die beiden Ausleger und Pylone in einem Vorgängervorhaben [Sch14] als Rahmentragwerke aufgefasst. Die basierend auf dieser Annahme erstellten FE-Modelle [Jia12] sind aus 3D-Balkenelementen aufgebaut. Die einzelnen Tragwerksmodelle bilden zunächst die wesentliche Steifigkeit ab, weisen jedoch eine zu geringe Masse auf. Um die räumlich verteilten Zusatzmassen von Bandanlagen samt Fördergut, Maschinenhäusern und Versorgungsleitungen zu berücksichtigen, wurde in einem aufwendigen Prozess eine Massenbelegung der finiten Elemente durch lokale Erhöhung der Dichte vorgenommen. Die so eingestellten Trägheitseigenschaften konnten erfolgreich mit der Konstruktionsdokumentation abgeglichen werden [Sch14]. Durch die beschriebene Modellierung ist die Aussagekraft der Komponentenmodelle auf deren Gesamtträgheit und auf die effektive Steifigkeit zwischen den Anbindungspunkten beschränkt. Lokale Eigenschwingungen in den Komponenten sind nicht Untersuchungsgegenstand.

Eine besondere Bedeutung zur Erreichung der Modellierungsziele kommt der in Abb. 3.12 dargestellten Drehplattform zu. Als statisch hochbelastete Schnittstellenkomponente leitet sie über vier Aufstandspunkte die enormen Gewichtskräfte des Baggeroberbaus in die Kugeldrehverbindung ein. Die Einfederung der Lasteinleitungsstellen wirkt sich auf die Verformung und das Schwingungsverhalten der Oberbaustruktur aus. Darüber hinaus dient die Drehplattform als Stützstruktur für die vier Schwenkantriebe, nimmt die Lagerkräfte der Abtriebswellen auf und leitet die Drehmomente der Schwenkantriebe zum Oberbau.

Bisherige simulative Untersuchungen [Sch14; Gra18] fassten die Drehplattform gemeinsam mit dem Großwälzlager und allen nachgelagerten Baugruppen idealisiert als ein einziges Federelement mit Kipp-, Radial- und Axialsteifigkeit auf. Eine exakte Parametrierung des Kraftelementes war bisher nicht möglich. In der Arbeit [Ulr15] konnte schließlich der Nachweis erbracht werden, dass die Federkennwerte dieses Ersatzkraftelementes einen erheblichen Einfluss auf die Eigenschwingungen des Oberbaus besitzen. Eine derartige Parametersensitivität deutet darauf hin, dass die bisherige Modellierung einen zu geringen Detailgrad aufweist.

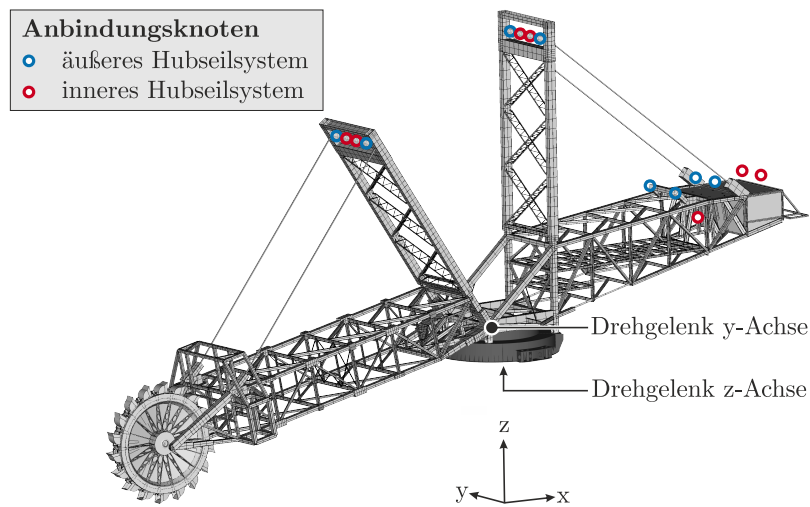


Abbildung 3.11: FE-Modell des Baggeroberbaus, bestehend aus den FE-Komponentenmodellen nach [Sch14], der Drehplattform und den Abspannseilen. Zusätzlich eingezeichnet sind die Anbindungsknoten für die separaten Hubseilsystem-Ersatzmodelle.

Hieraus ergibt sich die Notwendigkeit, die geschweißte Blechkonstruktion der Drehplattform mittels FEM zu modellieren und als flexiblen Körper in das MKS-Modell des Gesamtsystems zu integrieren (siehe Topologieplan auf S. 24). Das grundsätzliche Vorgehen ist identisch zu dem bereits in Abs. 3.1.1.1 vorgestellten. Jedoch ergibt sich ein ungleich höherer Aufwand durch die schiere räumliche Ausdehnung und die konstruktive Ausführung als ringförmiger Hohlkasten mit einer Vielzahl an Versteifungen. Das aus der Zeichnungsdokumentation abgeleitete CAD-Mittelflächenmodell ist in Abb. 3.12 gezeigt. Ebenso dargestellt sind die Vernetzungsdetails des FE-Modells, das unter Nutzung von quadratischen Schalenelementen aufgebaut ist.

Während die Drehplattform als Schnittstellenkomponente nun den unteren Teil des Baggeroberbaus mit den Schwenkantriebseinheiten auch im Modell verbindet, verbleibt noch die modellhafte Abbildung des Seilsystems als Verbindungsglied der Oberbaustrukturen untereinander.

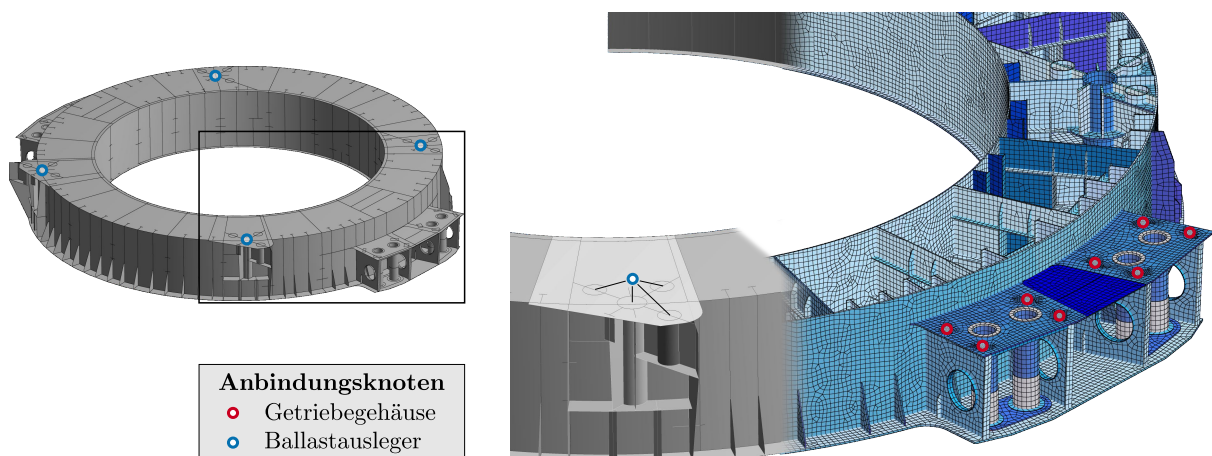


Abbildung 3.12: CAD-Mittelflächenmodell der Drehplattform (links) und Schnittdarstellung des FE-Schalenelementes (rechts). Die Färbung der Schalenelemente repräsentiert die zugewiesene Blechwandstärke.

3.1.2.2 Modellbildung von Seilsystemen

Die Ausleger und Pylone des Baggeroberbaus sind über Drehgelenke, Abspannseile und ein komplexes Hubseilsystem miteinander verbunden. Wie aus Abb. 3.11 hervorgeht, ist sowohl die Relativlage von Schaufelradausleger und erstem Pylon, als auch jene von Ballastausleger und zweitem Pylon über paarweise Abspannseile fest vorgegeben. Der Ballastausleger ruht auf der Drehplattform und besitzt somit nur einen Rotationsfreiheitsgrad um die Hochachse (in Schwenkrichtung). Demgegenüber lässt sich das gedachte Dreieck aus Schaufelradausleger, Pylon 1 und zugehörigen Abspannseilen neigen, um so die Hubposition des Schaufelrades zu variieren. Hierzu werden zwei Hubseilsysteme eingesetzt, die den Abstand der beiden Pylonspitzen verändern.

Eines der beiden redundant ausgeführten Seilsysteme ist in Abb. 3.13 dargestellt, die zugehörigen Anbindungspunkte der Stahlbaustruktur sind in Abb. 3.11 blau gekennzeichnet. Die mehrfache Umlenkung des Seils zwischen beiden Pylonen erlaubt es, den mehr als 1000 t schweren Schaufelradausleger mit akzeptablem Kräfteinsatz und mittels eines nur 75 mm durchmessenden Hubseiles in Bewegung zu versetzen. Gesteuert wird die Hubbewegung beider Seilsysteme über insgesamt vier mechanisch gekoppelte Hubwindenantriebe, die auf der Windenplattform des Ballastauslegers angeordnet sind. Die zwei Seilenden des hier exemplarisch vorgestellten äußeren Seilsystems sind auf separaten Seiltrommeln fixiert. Insgesamt 18 Umlenkrollen führen das Seil zwischen den Pylonen, um eine Kraftübersetzung von 16 zu erreichen. Zwei weitere rückwärtig montierte Umlenkrollen stellen den Lastausgleich zwischen den beiden symmetrischen Hälften des Seilsystems sicher.

Alle Seile sind dauerhaft durch die einwirkenden Gewichtskräfte der Stahlbaustrukturen vorgespannt, sodass sie aus mechanischer Sichtweise Zugfedern darstellen. Die Federsteifigkeit

$$k_{\text{Seil}} = \frac{E_{\text{Seil}} A}{l} \quad (3.4)$$

eines einzelnen, stehenden Seils lässt sich bei Kenntnis der freien Seillänge l , des metallischen Seilquerschnittes A und des Seil-Elastizitätsmoduls E_{Seil} problemlos ermitteln.⁹ [FW18]

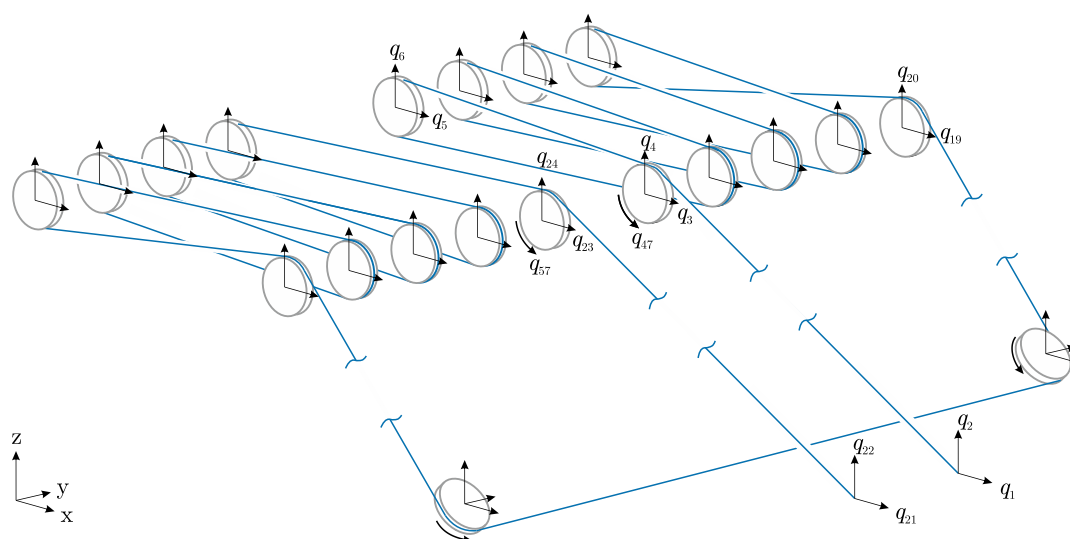


Abbildung 3.13: Äußeres Hubseilsysteme mit Anbindungskoordinaten

⁹Der Spannungs-Dehnungs-Zusammenhang von Drahtseilen ist grundsätzlich nichtlinear. Der Seil-Elastizitätsmodul ist somit nicht konstant, sondern weist eine Abhängigkeit von der wirkenden Seilzugspannung auf. Zahlenwerte können entweder einem Seil-Prüfzeugnis entnommen werden, oder bei Kenntnis des Seilaufbaus näherungsweise berechnet werden. [FW18]

Eine komplexere Situation ergibt sich bei den laufenden Seilen [VDI2358] des Hubseilsystems. Während sich die Axialsteifigkeit der einzelnen Seilabschnitte basierend auf der freien Länge zwischen zwei Seilrollen ebenfalls mit Gl. 3.4 berechnen lässt, ist die Verknüpfung der Einzelsteifigkeiten weniger trivial. Eine Parallelschaltung der Seilabschnitte zwischen den Pylonen würde die Verbindungssteifigkeit signifikant überschätzen. Denn tatsächlich erlaubt der Rotationsfreiheitsgrad der Umlenkrollen einen Längenausgleich zwischen den Seilabschnitten, sodass sich auch der Seilzug in angrenzenden Abschnitten angleicht. Unter der Annahme, dass Reibungseffekte vernachlässigbar sind, führen extern auf das Seilsystem einwirkende Lasten zu einer gleichmäßigen Verteilung der Seilzugkräfte. Folglich bestimmt nicht nur die Steifigkeit der einzelnen Seilabschnitte die Gesamtelastizität des Seilzugsystems, sondern auch dessen Kinematik. Außerdem können Verformungszustände der umgebenden Struktur existieren, die vollständig durch die Ausgleichsbewegungen des Seilsystems ausgeglichen werden können und deshalb keinerlei Zusatzkräfte aus dem Seilsystem in die Struktur einleiten und dessen Bewegung nicht beeinflussen.

Im Sinne der angestrebten Gesamtsystemmodellierung ist es wünschenswert die elastischen Eigenschaften der beiden Seilsysteme in das Oberbau-FE-Modell zu integrieren, ohne zusätzliche Koordinaten einzuführen und die Modellordnung auf diese Weise weiter zu erhöhen. Eine Seilmodellierung über viele gelenkig verbundene, elastische Glieder [WH76; KH01] scheidet aus diesem Grund ebenso aus, wie die Nutzung spezieller nichtlinearer finiter Seilelementtypen [Fri82; GK01]. Sollen nur definierte Betriebskonfigurationen untersucht werden (keine Hubvorgänge), sind zudem transversale Seilschwingungen nicht von Interesse und können auch Reibungseffekte vernachlässigt werden, lässt sich das gesamte Seilsystem als linear-elastisches Kraftelement auffassen [JC05]. Jede Umlenkrolle in Abb. 3.13 mit den zugeordneten Koordinatenrichtungen definiert einen Anbindungspunkt des Seilsystems an die umgebende FE-Oberbaustruktur. In Abhängigkeit der Knotenverschiebungen des zu koppelnden FE-Modells stellen sich an den Anbindungspunkten Reaktionskräfte aus dem Seilsystem ein. Das Seilsystemmodell beschreibt somit einen linearen Kraft-Verformungs-Zusammenhang und lässt sich als Superelement (Steifigkeitsmatrix) in gängige FE-Programme einbinden. Das genaue Vorgehen zur allgemeingültigen Erstellung kinematisch korrekter Seilsystemmodelle ohne die Einführung von Zusatzkoordinaten in übergeordnete FE-Modelle wird vom Autor in der Veröffentlichung [SS21b] unter Nutzung von Energiemethoden beschrieben.

Das auf diese Weise erstellte Seilsystemmodell koppelt die FE-Teilmodelle des Oberbaus. Die hieraus entstehende elastische Gesamtstruktur ist als flexibler Körper im MKS-Modell des Schwenkwerks eingebunden (vgl. Topologieplan auf S. 24).

3.1.2.3 Modellbildung von Großwälzlagern

Dadurch, dass die zu schwenkenden Stahlbaustrukturen als schwingungsfähig aufgefasst werden und auch entsprechend als elastische Körper modelliert sind, gilt es zu hinterfragen, ob auch die elastischen Eigenschaften des Schwenklagers berücksichtigenswert sind. Funktional stattet das Schwenklager den Oberbau mit dem erforderlichen Rotationsfreiheitsgrad um die Hochachse aus. Ebenso wie die Wälzlager des Schwenkantriebes zeichnet sich auch das Wälzlager der Drehverbindung durch eine belastungsabhängige Lagereinfederung aus. Von besonderer Bedeutung für das Schwingungsverhalten des Gesamtsystems erweist sich die Kippsteifigkeit des Lagers.

Bei Baumaschinen, Turmdrehkränen und Windkraftanlagen wird die Drehverbindung konstruktiv durch einbaufertige Großwälzlager realisiert. Oftmals ist einer der beiden Lagerringe direkt mit dem Zahnkranz des Schwenkantriebes ausgestattet [KGJ02]. Das in dieser Arbeit untersuchte Großgerät besitzt abweichend davon einen zweireihigen Kugellauftring mit einem Durchmesser von 20 m. Die Dimension des Wälzlagers ergibt sich aus der Notwendigkeit, das Kippen des Oberbaus bei allen Lastzuständen zu vermeiden, da einseitig wirkende Axiallager selbst keine

Abhebesicherheit aufweisen [Sch94]. Die Lasten des Oberbaus werden über die 155, bzw. 124 Wälzkörper der beiden Laufbahnen in den Unterwagen geleitet. Der Wälzkörperdurchmesser beträgt 320 mm.

Eine Besonderheit sind die segmentierten Kugellaufringe aus vergütetem Stahl, die durch die rauen Umgebungsbedingungen starkem Verschleiß unterworfen sind. Deshalb ist nach 15 bis 25 Jahren ein Tausch der Laufbahnsegmente erforderlich [Dra07]. Direkt mit dem Verschleiß verknüpft ist die fortwährende Änderung der Radienverhältnisse der Wälzkörper zu den Laufbahnen. Das auf den Wälzkörperradius bezogene Übermaß der Laufbahn wird als Schmiegunng bezeichnet. Jene Schmiegunng beeinflusst die Steifigkeit von Kugellagern ganz besonders [Sch19]. Dies erschwert die exakte Ermittlung der Axial- und Kippsteifigkeit des Lagers. Jede diesbezügliche Berechnung kann nur den verschleißfreien Idealzustand oder eine begrenzt gültige Momentaufnahme wiedergeben. Zudem ist insbesondere bei einem Großwälzlager zu beachten, dass sich nicht nur das Lager selbst, sondern auch die angrenzenden Strukturen unter Last verformen. Mit zunehmender Lagergröße gewinnt die Nachgiebigkeit der Umgebungsstruktur gegenüber der des Lagers umso mehr an Bedeutung [Sch09], [Sok20, S. 61].

Gemäß Abb. 3.14 besteht die Modellvorstellung des Großwälzlagers aus einer Reihenschaltung von Federelementen, die beide Anschlussstrukturen und die Kontaktsteifigkeiten der Wälzkörper beinhalten. Fraglich ist, welchen Einfluss die aus der Wälzkontaktsteifigkeit resultierende Kippsteifigkeit des Wälzlagers gegenüber der Anschlussstruktur besitzt.

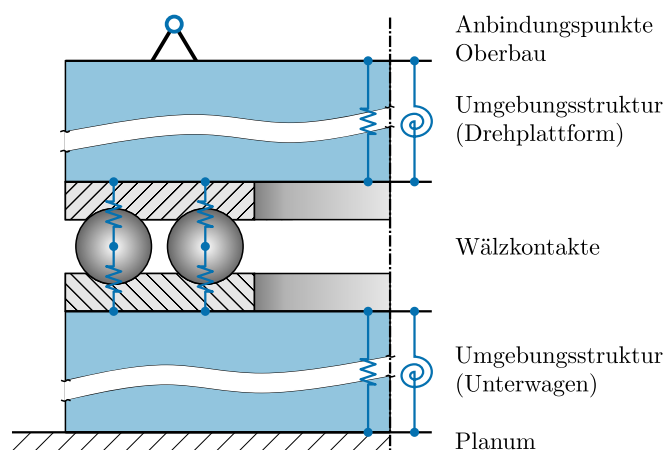


Abbildung 3.14: Schematische Darstellung der Drehverbindung samt Modellvorstellung zur vereinfachten Berücksichtigung der Kippsteifigkeit

In einem ersten Schritt lässt sich hierzu die Lagersteifigkeit inklusive Koppeltermen unter Nutzung von [ISO16281] berechnen. Die Gewichtskraft der Oberbaustrukturen (5500 t) und die durch Wägung ermittelten Kippmomente [Kow04] bestimmen die benötigte äquivalente Lagerlast. Die so ermittelte Steifigkeitsmatrix basiert ausschließlich auf den HERTZschen Kontakteinsenkungen und den Nachgiebigkeiten der Wälzkörper und Laufbahnen. In einem zweiten Schritt kann die als FE-Komponente vorliegende Drehplattform genutzt werden, um die Umgebungssteifigkeit abzuschätzen. Durch eine separate statische FE-Analyse lässt sich die infolge einer Einheitslast resultierende Verkippung der Lageranschlussgeometrie relativ zu den Koppelstellen des Baggeroberbaus ermitteln. Der Vergleich von Lagersteifigkeit ($1 \cdot 10^{13} \text{ Nm rad}^{-1}$) und Umgebungssteifigkeit ($1 \cdot 10^{12} \text{ Nm rad}^{-1}$) offenbart einen Unterschied von etwa einer Größenordnung. Damit ist zu erwarten, dass auch die konstruktiv ähnlich aufgebaute untere Lagerstützstruktur eine vergleichbar niedrige Steifigkeit aufweist. Als sinnvoller Kompromiss erscheint deshalb die gemeinsame Modellierung von Wälzlagersteifigkeit und unterer Anbindungssteifigkeit in einem Kraftelement, das gleichzeitig die Systemgrenze des Schwenkwerksmodells darstellt. Die obere

Anbindungssteifigkeit ist bereits durch die flexibel modellierte Drehplattform im MKS-Modell berücksichtigt. Die aus der FE-Analyse ermittelte Kippsteifigkeit kann als oberer Grenzwert für die Parametrierung des Kraftelementes dienen.

Der Erfassung der ebenfalls interessierenden Reibung in der Drehverbindung, die zu einer quasi-statischen Belastung des Schwenkantriebes führt, widmet sich Abs. 3.3.1.

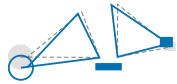


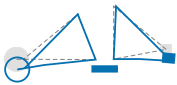
3.1.2.4 Modellverifizierung – Eigenverhalten der elastischen Tragstruktur

Mit den Stahlbaustrukturen des Baggeroberbaus, dem koppelnden Seilsystem, der Drehplattform als Schnittstellenkomponente, dem Schwenklager und den Schwenkantrieben stehen nun alle Submodelle bereit, um ein mechanisches Gesamtmodell des Schwenkwerks mit elastischer Tragstruktur zu assemblieren. Zur Vorabprüfung der Modellgüte wird hier das Eigenverhalten herangezogen. Im Gegensatz zum Schwenkantrieb ist bei dem Baggeroberbau ein Grundverständnis des Schwingungsverhaltens durch umfangreiche Messungen [Sie96b] und abgeschlossene Forschungsvorhaben [Sch14; Gra18] vorhanden. Speziell die Frequenzen der dynamischen Strukturantworten während des Anlagenbetriebes und bei Ausschwingversuchen¹⁰ sind hinlänglich bekannt.

Jenen messtechnisch abgesicherten Erfahrungswerten sind die Modell-Eigenfrequenzen im Frequenzbereich bis 1,5 Hz in Tab. 3.2 gegenübergestellt. Als zusätzliche Vergleichsbasis sind die im Rahmen dieses Projektes unter repräsentativen Betriebsbedingungen erfassten Schwingungsmessergebnisse aufgeführt. Das Vorgehen zur Extraktion der Frequenzinformationen aus den Messdaten ist im Detail in Abs. 3.4.2 dokumentiert.

Eine grundsätzliche Eigenschaft des untersuchten dynamischen Systems ist die betriebsbedingte Schwankung der Eigenfrequenzen. Zu den Ursachen gehören u.a. die variierende Massebelegung von Bandanlagen und Schaufelrad, unterschiedliche Hubpositionen der Ausleger oder auch die wechselnden elastischen Eigenschaften von Planum und Abbaustoß.

Tabelle 3.2: Eigenverhalten des Baggeroberbaus im Vergleich mit experimentell identifizierten Betriebs-schwingungen

Mode	Eigenfrequenz [Hz]			Beschreibung der Schwingform	
	MKS-Modell	Betriebsmessdaten	Ausschwingversuche [Sie96b]		
1	0,35	0,33 ... 0,37	≈0,36	Nickschwingung	
2	0,64	0,64 ... 0,66	≈0,60	Querschwingung	
3	0,73	nicht erfasst	nicht erfasst	Schwenkantrieb gegen Ballast	
4	1,00	0,96 ... 1,00	<1,05	Nickschwingung (gegenläufig)	
5	1,08	nicht angeregt	nicht angeregt	Torsion beider Ausleger (gegenläufig)	
6	1,21	1,16 ... 1,23	≈1,25	Torsion des Schaufelradauslegers	

¹⁰Hierbei wurde die Fahrruhe des Raupenfahrwerkes gezielt als Weganregung für die Oberbauschwingungen genutzt. Die Messung der Schwingung der Stahlstrukturen erfolgte bei verschiedenen Schwenkpositionen der Ausleger (längs und quer zur Verfahrriichtung) während das Gerät mittels Raupenfahrwerk verfahren wurde. [Sie96b]

Um die Schwingungen des Oberbaus in der Schwenkebene (Mode 2 und 3) verlässlich beschreiben zu können, ist die Einbeziehung aller Schwenkantriebe in das Simulationsmodell erforderlich. Wie die Darstellung der Schwingformen in Tab. 3.2 unterstreicht, tritt dann eine zweite Querschwingung auf. Diese ersetzt die globale Torsionsschwingung zwischen den Schwenkantrieben und dem bis dato starren Oberbau (dargestellt in Abb. 3.6). Alle Schwenkantriebe schwingen dabei gemeinsam gegen Ballast- und Schaufelradausleger. Abweichend zum starr modellierten Oberbau mit einer Eigenfrequenz der besagten Schwingung von 1,38 Hz sinkt diese nun signifikant ab.

Ungeachtet der guten Übereinstimmung zwischen Modell und Realität in Bezug auf die Lage der Frequenzen kann das Simulationsmodell nicht als validiert angesehen werden. Erst ein Vergleich der Schwingformen würde dies erlauben. Da jedoch nicht genug räumlich verteilte Messstellen vorliegen, um mittels experimenteller Modalanalyse die Eigenschwingformen des realen Systems identifizieren zu können, muss die Validierung stattdessen durch Zeitbereichssimulationen vorgenommen werden (siehe Abs. 3.4.4).

3.1.3 Weitere Antriebsstränge des Gesamtsystems

Die bisherige detaillierte Modellbildung des Schwenkwerks und der elastischen Umgebung vernachlässigt die weiteren Antriebe des Schaufelradbaggers. Eine isolierte Betrachtung des Schwenkantriebsstranges ist im Sinne einer ganzheitlichen dynamischen Analyse jedoch nur dann gerechtfertigt, wenn Wechselwirkungen mit anderen Antriebssystemen ausgeschlossen werden können. Trotz der räumlichen Distanz, kann je nach Zielstellung eine vereinfachte Berücksichtigung der Hubwindenantriebe, des Raupenfahrwerkes oder des Schaufelradantriebes erforderlich sein.¹¹

Für die angestrebten transienten Simulationen eines Grab-Schwenk-Vorganges erwächst die Notwendigkeit, den Schaufelradantriebsstrang in das Gesamtsystemmodell zu integrieren. Zunächst ist der Schaufelradantrieb Teil des Übertragungspfades vom Angriffspunkt der zeitlich veränderlichen Grablasten zum Schwenkwerk. Durch die Wirkung als mechanisches Filter ist zu erwarten, dass der Antrieb den Frequenzgehalt der Grablasten verändert und damit auch die mechanische Belastung der Schwenkantriebe. Zudem gelang SCHULZ im Rahmen umfangreicher MKS-Simulationen und Messungen [Sch14] der Nachweis, dass durch den Grabprozess Drehschwingungen des Schaufelradantriebsstranges angeregt werden. Durch die Lagerung des Schaufelrades in dem flexiblen Baggeroberbau besteht eine signifikante Wechselwirkung zwischen den Schaufelradtorsionsschwingungen und den Vibrationen der Stahlbaustrukturen. Dies liefert zwei weitere Gründe, den Antrieb nicht aus dem Modell auszuklammern: Einerseits ist nicht auszuschließen, dass die Oberbauschwingungen ebenfalls einen Einfluss auf die Belastung des Schwenkwerkes besitzt. Andererseits ist zur messdatengestützten Validierung des Gesamtsystems die Modellierung aller wesentlichen Schwingungsphänomene im Zielfrequenzbereich erstrebenswert.

Konstruktiv ist der Schaufelradantrieb entsprechend Abb. 3.15 aus drei Motor-Getriebe-Modulen aufgebaut. Der Abtrieb erfolgt pro Antriebsstrang über zwei Ritzel, die in ein gemeinsames Großrad eingreifen. Die gleichmäßige Lastaufteilung zwischen den beiden Abtriebsritzeln einer Getriebeeinheit wird durch eine vorgeschaltete Ausgleichsgetriebestufe – analog zum Schwenkantrieb – sichergestellt. Eine Hohlwelle überträgt das Drehmoment schließlich vom Großrad auf das Schaufelrad. Sowohl das Schaufelrad, als auch die gesamte Getriebebaugruppe ist drehbar auf der Schaufelradachse gelagert, welche wiederum kraftschlüssig mit dem Schaufelradausleger verbunden ist (reitendes Getriebe). Um den Antrieb statisch bestimmt zu lagern, ist das Getriebegehäuse mit einer Drehmomentstütze versehen, die das Schaufelraddrehmoment über eine Zuglasche in den Baggeroberbau einleitet.

¹¹Eine vergleichbare Situation ergibt sich bei den Azimutantrieben von Windenergieanlagen oder dem Schwenkwerk eines Turmdrehkranes. Gegebenenfalls ist bei Windenergieanlagen eine vereinfachte Modellierung des Triebstranges samt Rotor und Pitchantrieben der Rotorblätter ratsam. Gleichsam kann sich bei Turmdrehkranen eine Berücksichtigung von Hubwinde und Katzantrieb als notwendig erweisen.

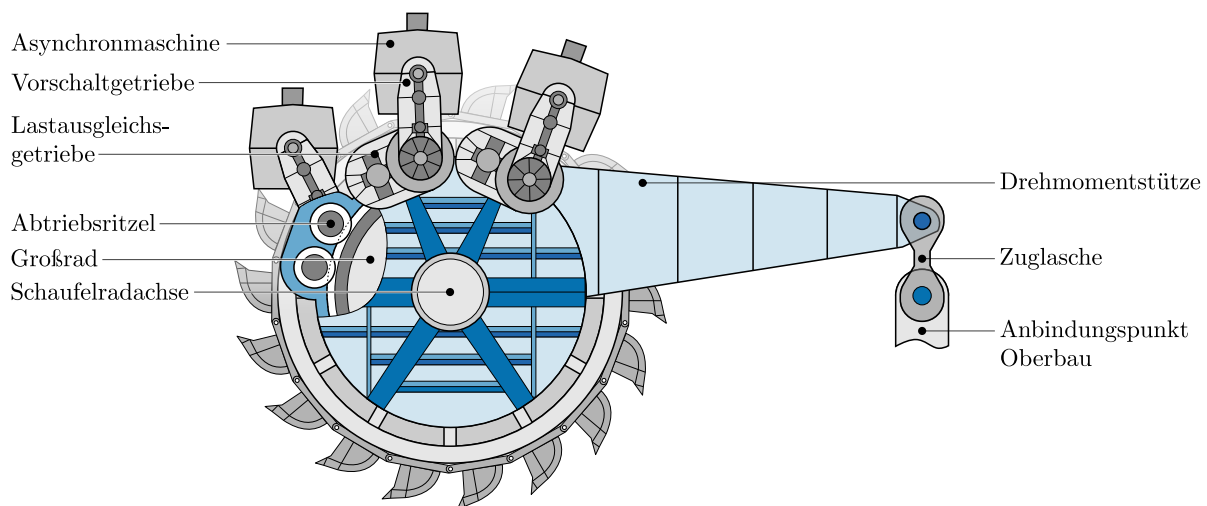


Abbildung 3.15: Schematische Darstellung des Schaufelradantriebes

Das gewünschte Minimalmodell des Antriebsstranges soll dessen frequenzabhängiges Übertragungsverhalten näherungsweise abbilden. Hierzu wird ein vereinfachtes MKS-Simulationsmodell eingesetzt, das neben der rotatorischen Gesamtträgheit auch das tieffrequente Eigenverhalten des realen Systems wiedergibt. Typisch für Mehrmotorenantriebe mit symmetrischen Antriebssträngen ist die aus Abb. 3.6 bekannte Ausprägung der Eigenschwingformen. Aus bisherigen Arbeiten [Sch14; Gra13] ist die Lage der Schaufelradtorsionsfrequenz im Bereich um 1,8 Hz (siehe auch Abs. 3.4) ebenso bekannt, wie die Frequenz der lokalen Motorschwingungen bei 1,70 Hz bis 1,73 Hz.

Ein Minimalmodell des Antriebsstranges als Mehrmassenschwinger wurde bereits in [Gra13] beschrieben. Ziel war die Bereitstellung eines Modellansatzes, der unter Beibehaltung der Gesamtträgheit die Frequenz der Schaufelradeigenschwingung abbildet, um eine aktive Bedämpfung durch die Motorregelung modellbasiert auslegen zu können. Das vorgeschlagene Bildwellenmodell¹² erweist sich dafür als zweckmäßig. Problematisch für die Nutzung in der hier angestrebten Gesamtsystemsimulation ist, dass die umgerechneten Trägheiten der Motoren und die Schaufelradträgheit bei den Eigenschwingungen dynamisch im Gleichgewicht stehen und somit keine Lasten in die Tragstruktur des Schaufelradauslegers einleiten. Die als zentral erachtete Schwingungskopplung zwischen dem Antrieb und der Umgebung kann somit prinzipiell nicht abgebildet werden.

Eine Lösung besteht darin, die Getriebeübersetzung zwischen Motoren und Abtrieb kinematisch im Modell zu hinterlegen und gleichzeitig das Getriebegehäuse (Drehmomentstütze) als Starrkörper zu integrieren. Folgende Zusammenhänge begründen das Vorgehen: Die Schaufelradtorsionsschwingung ist gekennzeichnet durch eine wiederkehrende Verdrillung des Antriebsstranges, bei der die Rotation des Schaufelrades entgegengerichtet zur synchronen Drehung aller Motoren ist. Eine Eigenschwingung entsteht durch den periodischen Energieaustausch zwischen den rotatorischen Trägheiten (kinetische Energie) und dem elastischem Antriebsstrang (potenzielle Energie). Das Getriebe ist hierbei idealisiert als masselose Torsionsfeder aufzufassen. Betrachtet wird nun der Zeitpunkt der Eigenschwingung, in dem die maximale potentielle Energie im Antriebsstrang gespeichert ist. Dies ist bei maximaler elastischer Strangverdrillung und stillstehenden Körpern der

¹²Bei einem Bildwellenmodell wird die Getriebeübersetzung nicht modelliert. Zur Wahrung der kinetischen und potentiellen Energieverteilung im Antriebsstrang müssen im Gegenzug die Trägheiten und Steifigkeiten aller Getriebelemente auf eine gemeinsame Bildwelle – hier die langsamlaufende Welle des Schaufelrades – umgerechnet werden.

Fall. In diesem Augenblick wirkt am Getriebeausgang ein Abtriebsmoment (welches nachfolgend das Schaufelrad wieder beschleunigen wird). Am Getriebeeingang greift ein Gegenmoment an, das jedoch um den Faktor der Getriebeübersetzung vermindert ist. Somit muss zu diesem Zeitpunkt der Eigenschwingung ein Differenzdrehmoment auf das Getriebegehäuse wirken, das über die Getriebeabstützung in die umgebende Konstruktion eingeleitet wird. Durch diesen Mechanismus wird die eigentlich lokal auf den Schaufelradantriebsstrang begrenzte Torsionsschwingung auch in die elastische Umgebung eingekoppelt.¹³

Wie dem Topologieplan des Minimalmodells in Abb. 3.16 zu entnehmen ist, genügen zur Umsetzung des Modellierungsansatzes bereits fünf Starrkörper mit Torsionsfreiheitsgrad. Die elastische Kopplung der Motoren und des Schaufelrades erfolgt unter Berücksichtigung der kinematischen Getriebeübersetzung über ein programmspezifisches Kraftelement (Simpack Force-Element 14: Gearbox Torque), das gleichzeitig das wirksame Differenzmoment in das Getriebegehäuse einleitet. Ein separates uniaxiales Kraftelement bildet die Elastizität von Drehmomentstütze und Zuglasche ab.

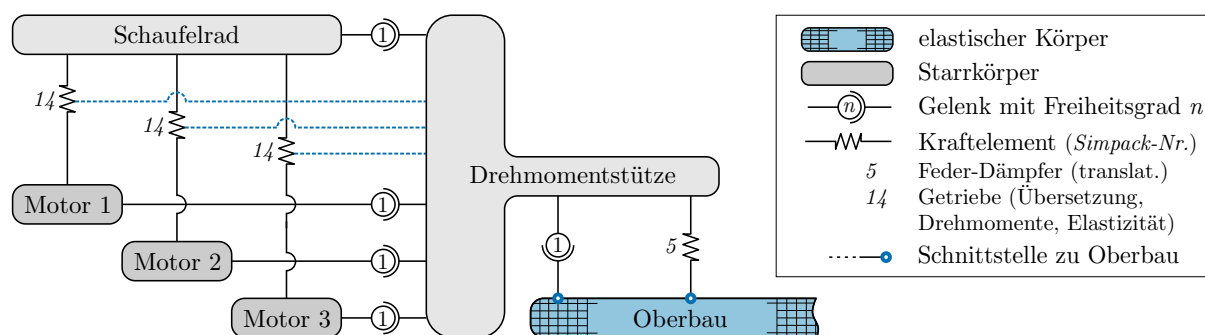


Abbildung 3.16: Schematischer Topologieplan des Schaufelradantriebes

3.2 Elektrische und informationsverarbeitende Domäne

Neben der Modellbildung der mechanischen Domäne im vorherigen Abschnitt werden nachfolgend schrittweise die statischen und dynamischen Eigenschaften der Aktorik, der informationsverarbeitenden Komponenten und der Sensorik für ein umfassendes Gesamtsystemmodell vorgestellt.

3.2.1 Aktorik – Elektrische Antriebsmaschine

Die elektrische Antriebsmaschine repräsentiert eine wesentliche Schnittstellenkomponente des Antriebssystems. Als Stellglied kommt dem Elektromotor die Aufgabe zu, die technologische Drehmomentforderung aus dem Digitalrechner der Antriebsregelung in ein physisches Drehmoment zu wandeln. Wirkungsort des Motordrehmomentes ist der Luftspalt zwischen Stator und Rotor der elektrischen Maschine.

Das Luftspaltpmoment wird durch das elektrische Teilsystem – bestehend aus Motor, Stromrichter und Netz – über eine unterlagerte Strom- bzw. Drehmomentregelung eingepreßt. Sowohl das eingesetzte Stromregelverfahren, als auch die elektrische Antriebstechnik variiert je nach untersuchtem Antriebssystem. Für den im industriellen Umfeld weit verbreiteten Drehstrom-

¹³Im Umkehrschluss lässt sich hieraus die allgemeingültige Erkenntnis gewinnen, dass Trägheit und (Anbindungs-) Steifigkeit des Getriebegehäuses auch die Frequenz und die Schwingform von Antriebs-Eigenschwingungen beeinflussen können. Die hierdurch steigende Modellgüte kann den erforderlichen zusätzlichen Modellierungsaufwand rechtfertigen.

Asynchronmotor mit Kurzschlussläufer wurden die Funktionsweise und das Prinzip der eingesetzten feldorientierten Regelung zur hochdynamischen Drehmomentbereitstellung bereits in einem Vorgängervorhaben [Gra18, S. 33 f.] unter Mitwirkung des Autors [Spi16] erarbeitet.

Im Sinne einer generellen Betrachtungsweise soll hier nur davon ausgegangen werden, dass eine stromrichtergeführte elektrische Antriebsmaschine mit unterlagerte Drehmomentregelung vorliegt. Ob es sich um eine Asynchron-, Synchron- oder Gleichstrommaschine handelt, ist zweitrangig, wenn nur die Dynamik der Drehmomentbereitstellung abzubilden ist [Sch13; Sch15].

Einem breiten Konsens folgend [Gos98, S. 4], [Sch00, S. 14], [Tur02, S. 23], [Tho13, S. 13], [Sch15, S. 1193], lässt sich das dynamische Verhalten derartiger Regelantriebe in guter Näherung als Verzögerungsglied erster Ordnung

$$T_{VC} \dot{M}_1(t) + M_1(t) = M_{1,\text{ref}}(t) \quad \xrightarrow{\mathcal{L}\{\}} \quad G_{VC}(p) = \frac{M_1(p)}{M_{1,\text{ref}}(p)} = \frac{1}{1 + p T_{VC}} \quad (3.5)$$

mit einer Ersatz-Zeitkonstanten T_{VC} abbilden. Eine Rechtfertigung für den Modellansatz ergibt sich daraus, dass die mechanischen Ausgleichsvorgänge des Antriebsstranges trägheitsbedingt um Größenordnungen langsamer ablaufen, als die Regelvorgänge einer hochdynamischen Stromregelung mit hochfrequent angesteuerten Halbleiterventilen als Aktoren.

Entsprechend dieser Modellvorstellung setzt die unterlagerte Stromregelung die externe Drehmomentanforderung ohne bleibende Regelabweichung um, erzeugt jedoch eine zeitliche Verzögerung. Die tatsächliche Charakteristik des Drehmoment-Anregelvorganges bei Sollwertänderungen wird somit nur vereinfacht wiedergegeben. Zudem beruht die Modellierung auf der Annahme, dass keine beachtenswerte Rückwirkung zwischen mechanischem und elektrischem Teilsystem auftritt. Im Detail wird einerseits davon ausgegangen, dass die mechanische Drehmomentbelastung der elektrischen Maschine als Störgröße des Stromregelkreises die Drehmomentbereitstellung nicht beeinflusst (»Drehmomenteinprägung«). Andererseits wird vernachlässigt, dass die hochfrequenten Stromüberschwingungen, welche aus den Schaltvorgängen der Leistungshalbleiter des Umrichters resultierenden, eine Auswirkung auf das Gesamtsystem besitzen können. Insbesondere letztere Annahme kann bei Untersuchungen der Antriebsakustik [Wol21] nicht zutreffend sein und eine detaillierte Abbildung des elektrischen Teilsystems erfordern.

Die grundsätzliche Gültigkeit der vorgestellten Näherung kann für einen spezifischen Antriebsstrang überschlägig geprüft werden [Sch93, S. 36]. Hierzu wird das Produkt aus der Ersatzzeitkonstante der Stromregelung und der höchsten maßgeblichen mechanischen Torsionseigenfrequenz betrachtet:

- $f_0 \cdot T_{VC} < \frac{1}{10\pi}$: Das mechanische Schwingungsverhalten ist im Vergleich zur Drehmomentregelung derart niederfrequent und dominant, dass die Dynamik der Stromregelung komplett vernachlässigbar ist.
- $\frac{1}{10\pi} \leq f_0 \cdot T_{VC} \leq \frac{1}{2\pi}$: Zur Erzielung einer stabilen Regelung und einer guten Bedämpfung der Mechanik sollte der Drehmomentregelkreis in der beschriebenen Weise durch ein Verzögerungsglied approximiert werden.
- $f_0 \cdot T_{VC} > \frac{1}{2\pi}$: Die Stromregelung ist in Bezug auf das schwingungsfähige mechanische System so langsam, dass eine regelungstechnische Bedämpfung der Mechanik nicht mehr in optimaler Weise erfolgen kann. Eine genauere Modellierung des Stromregelkreises ist erforderlich.

Mit den in Tab. 3.3 aufgelisteten technischen Daten des elektrischen Teilsystems ergibt sich eine Ersatzzeitkonstante der Stromregelung im Bereich von $T_{VC} = 5$ ms. Der Vergleich mit der maßgeblichen mechanischen Eigenfrequenz $f_0 = 1,12$ Hz führt zu dem Schluss, dass eine Vernachlässigung des elektrischen Teilsystems für Gesamtsystemanalysen gerechtfertigt wäre.

Da die obige Einordnung die Bandbreite des Reglers nicht einbezieht und eine konservative Herangehensweise angestrebt ist, soll für folgende Simulationen und Analysen die Stellglieddynamik trotzdem durch ein PT_1 -Glied mit der entsprechenden Zeitkonstante berücksichtigt werden.

Tabelle 3.3: Ausgewählte technische Daten der umrichter gespeisten Drehstrom-Asynchronmaschine des untersuchten Schwenkwerkes

Anlagenparameter	Zahlenwert
Nennleistung (S1)	110 kW
Polpaarzahl	3
Nenndrehzahl	995 min^{-1}
Nenndrehmoment	1050 Nm
Pulsfrequenz des Umrichters	3,6 kHz
Drehmomentanstiegszeit	2 ms (closed loop)
(Ersatzzeitkonstante Stromregelung)	5 ms (open loop)

3.2.2 Informationsverarbeitung – Antriebsregelung

Der Drehmomentsollwert, welcher von der geregelten Antriebsmaschine umzusetzen ist, entstammt einer übergeordneten Antriebsregelung, deren Aufbau kurz umrissen werden soll.

3.2.2.1 Struktur der derzeitigen Antriebsregelung

Die eingesetzte Antriebsregelung [Sie96a] entspricht einer etablierten Standardlösung für Mehrmotorensysteme mit drehmomentgeregelten elektrischen Maschinen.

Der technologische Hauptpfad ist anhand eines Signalflussplans in Abb. 3.17 schematisch dargestellt. Zentrales Element ist ein Haupt-Drehzahlregler. Dieser wird mit dem arithmetischen Mittelwert \bar{n} aller gemessenen Motordrehzahlen beaufschlagt und vergleicht diesen Drehzahlmittelwert fortwährend mit dem Sollwert n_{ref} der Motordrehzahl.

Die Schwenkgeschwindigkeitsvorgabe des Anlagenfahrers wird dem Regelkreis nicht direkt als Sollwert der Motordrehzahl übergeben. Zur Vermeidung von abrupten Betriebszustandsänderungen und resultierenden Überlasten ist ein FührungsgröÙengeber zwischengeschaltet. Durch linear anwachsende Beschleunigungen unmittelbar nach der Sollwertänderung und vor dem Erreichen des Zielwertes soll ein schonender Anlagenbetrieb sichergestellt werden. Während der Phasen mit

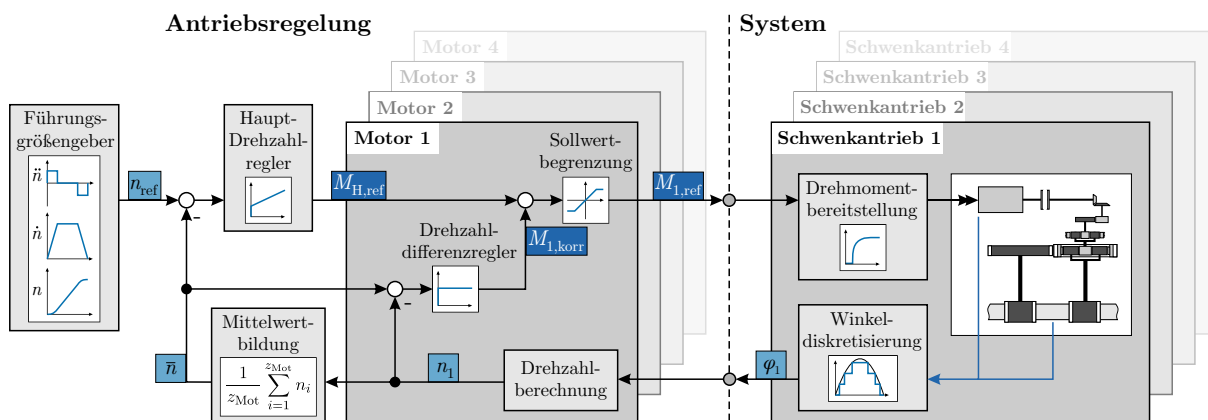


Abbildung 3.17: Struktur der Antriebsregelung im Kontext des mechatronischen Gesamt-Antriebssystems

Beschleunigungsänderungen ist der Ruck auf einen konstanten Wert begrenzt. Ruck, Beschleunigung und Drehgeschwindigkeit sind für einen Anlagenhochlauf schematisch im entsprechenden Block in Abb. 3.17 veranschaulicht. Infolge des Sanfthochlaufgebers und der defensiv gewählten Ruck- und Beschleunigungsgrenzen ergeben sich ein langsames Führungsverhalten und eine hohe Reversierdauer von 16,5 s.

Die Bildung des Haupt-Drehmomentsollwertes $M_{H,ref}$ erfolgt durch zwei überlagerte Berechnungsgänge in dem als PI-Regler ausgeführten Funktionsbaustein der Haupt-Drehzahlregelung. Hierin wird mit einem proportionalen Verstärkungsfaktor K_P ein Drehmomentanteil berechnet, der proportional zur Regelabweichung wächst. Ein zweiter Drehmomentanteil ergibt sich durch die Verstärkung der zeitlich integrierten Regelabweichung mit dem Integral-Verstärkungsfaktor K_I . Der auf diese Weise ermittelte Haupt-Drehmomentsollwert wird von einem weiteren Baustein durch motorspezifische Korrekturdrehmomente $M_{i,korr}$ ergänzt.

Diese Aufgabe übernimmt ein unterlagerter Drehzahldifferenzregler. Ziel ist die aktive Dämpfung der bei Mehrmotorensystemen häufig auftretenden gegenphasigen Schwingungen der Antriebsstränge (lokale Motorschwingung in Abb. 3.6). Abweichungen der individuellen Motordrehzahl vom Drehzahlmittelwert werden durch den P-Anteil des Drehzahldifferenzreglers in ein proportionales Gegenmoment gewandelt. Somit repräsentiert der Drehzahldifferenzregler das regelungstechnische Äquivalent zu einem viskosen (geschwindigkeitsproportionalen) mechanischen Dämpfer. Das Prinzip wird standardmäßig in Mehrmotorensystemen eingesetzt [Rau03; Sch14] und ist bereits seit den 70er-Jahren des vorigen Jahrhunderts bekannt [Kli74].

Alle derzeit eingesetzten Reglerparameter wurden empirisch bei der Anlageninbetriebnahme [Sie96a], bzw. während experimenteller Optimierungsmaßnahmen [Sie96b] ermittelt. Durch eine Normierung der Eingangsdrehzahlen auf die Motornendrehzahl und der Ausgangs-Drehmomente auf das Motornennmoment ergeben sich folgende Parameter der Antriebsregelung

$$K_P = 5 \quad K_I = \frac{K_P}{T_N} = \frac{5}{0,75 \text{ s}} = 6,67 \text{ s}^{-1} \quad K_{\Delta n} = 4. \quad (3.6)$$

Das für jeden Motor individuell berechnete Gesamtdrehmoment $M_{i,ref}$ wird bereits in der Antriebsregelung auf definierte Maximalwerte limitiert.

Zusätzlich zu den beschriebenen technologischen Zentralbausteinen der Regelung ist eine Reihe von Sicherheitseinrichtungen und automatischen Funktionen hinterlegt, die jederzeit eine Reduktion der Schwenkgeschwindigkeit vornehmen können, um bspw. eine konstante Fördermenge oder eine gleichbleibende Bandbelegung zu gewährleisten oder einer Überlastung des Schaufelradantriebsstranges vorzubeugen. Da diese Zusatzmechanismen nur den Sollwert der Regelgröße betreffen und keine Auswirkung auf die Dynamik des rückgekoppelten Regelsystems besitzen, ist eine Vernachlässigung an dieser Stelle statthaft.

Der in Abb. 3.17 gezeigte Signalflussplan der Antriebsregelung ist für die Antriebssimulation in MATLAB/SIMULINK hinterlegt. Den Austausch der Simulationsdaten (Regel- und Stellgrößen) zwischen der Antriebsregelung und dem MKS-Simulationsmodell im Takt der Rechenzeitschrittweite übernimmt eine programmspezifische Co-Simulationsschnittstelle (SIMAT) [Sim19].

3.2.2.2 Zeitdiskrete Digitalregler

In der Realität ist das beschriebene Regelgesetz als Algorithmus in der speicherprogrammierbaren Anlagensteuerung implementiert. Die eingesetzte Digitaltechnik bedingt einige Besonderheiten [Lun14b, S. 425 f.].

So kann die Abtastung der Messgrößen im Zuge der Analog-Digitalwandlung nur zu diskreten Zeitpunkten mit nicht beliebig geringem Abstand erfolgen. Außerdem ist die Ausführung der Rechenoperationen des Regelalgorithmus im Prozessrechner mit einem – wenn auch sehr geringen –

Zeitbedarf verbunden. Konsequenterweise gelangen auch die Stellgrößenanforderungen nur zu diskreten Zeitpunkten an den Aktor. Aus diesen Randbedingungen ergibt sich ein technisch realisierbares Abtastintervall als feste Zeitdauer T_S zwischen den diskreten Mess- und Stellaktionen. Die Abtastrate $f_S = T_S^{-1}$ des digitalen Regelkreises beeinflusst somit den Informationsfluss zwischen Regler und Regelstrecke. Mit sinkender Abtastrate verringert sich die ausgetauschte Informationsmenge. Ab wann sich eine Beeinflussung der Regelkreisdynamik ergibt und deshalb eine Berücksichtigung bei der Systemsimulation und bei der Reglerauslegung vorzunehmen ist, wird von verschiedenen Autoren thematisiert:

- Laut [Sch93, S. 37] ist eine zeitkontinuierliche Betrachtung der Digitalregelung angebracht, wenn die Abtastrate f_S die dominante Torsionseigenfrequenz des Antriebes um mindestens den Faktor 10 übersteigt. Um die zeitliche Verzögerung durch die Abtastung näherungsweise zu erfassen, wird die Totzeit des Abtasthaltegliedes (Sample-and-Hold-Schaltung) dann in ein Verzögerungsglied erster Ordnung mit der Zeitkonstante $T_S/2$ überführt. Eine Integration in das Gesamtsystemmodell kann derart erfolgen, dass die Verzögerung T_{VC} aus der Drehmomentbereitstellung durch die elektrische Antriebsmaschine um die Zusatzverzögerung erweitert wird. Für die resultierende »kleine Summenzeitkonstante« T_σ gilt damit $T_\sigma = T_{VC} + T_S/2$.
- Wird ein Regler zeitkontinuierlich ausgelegt, aber zeitdiskret realisiert, empfiehlt es sich, die Abtastrate um den Faktor 20 [Lun14a, S. 437], idealerweise aber um den Faktor 100 [Pre18, S. 336] oberhalb der größten im Regelkreis auftretenden Frequenz zu wählen. Die größte auftretende Frequenz bestimmt sich entweder aus der Reglerbandbreite, den zu kompensierenden Störgrößen oder dem zu erzielenden Führungsverhalten [Lun14a]. Durch diese Festlegung bleiben die Eigenschaften des zeitkontinuierlichen Reglerentwurfes erhalten. Die Reglerparametrierung ist somit ohne Änderungen im zeitdiskreten Regelkreis zu übernehmen. Die prinzipielle Abhängigkeit der Reglerparameter von der Abtastzeit muss dann keine Berücksichtigung erfahren.

Die vorliegende Antriebsregelung ist mit der Abtastrate $f_S = 100$ Hz realisiert. Im Vergleich zur dominierenden mechanischen Eigenfrequenz der lokalen Motorschwingung (1,12 Hz) und den maßgeblichen Anregungsmechanismen auf Gesamtsystemebene (vgl. Abb. 3.30) wird deutlich, dass eine zeitdiskrete Betrachtungsweise nicht erforderlich ist. Zur Berücksichtigung des verzögerten Informationsflusses kann die Abtastzeit in der beschriebenen Weise der kleinen Summenzeitkonstante T_σ zugeschlagen – wenn keine eigenständige Modellierung der zeitdiskreten Winkelmessung erfolgt.

3.2.3 Informationserfassung – Winkelmesssysteme

Grundvoraussetzung einer Antriebsregelung ist die Kenntnis der Winkellage bzw. der Winkelgeschwindigkeit ausgewählter Komponenten des Antriebsstranges.

Die verbreitet eingesetzten Inkrementalgeber bestehen gemäß Abb. 3.18 aus einem feststehenden Detektor, der über ein optisches Messprinzip die Rotation einer Geberscheibe detektiert. Auf der Geberscheibe ist in Umfangsrichtung ein Strichgitter mit feiner Teilung aufgebracht. Zwei minimal versetzte fotoelektrische Sensoren erfassen den Schattenwurf einer Lichtquelle durch das Strichgitter. Das Passieren einer Teilungsperiode des Gitters entspricht einem Hell-Dunkel-Zyklus des Schattenwurfes. Eine interne Signalaufbereitung extrahiert aus dem rohen Sensorsignal ein rechteckförmiges Signal mit definierten steigenden und fallenden Flanken. Durch den Versatz der Sensorelemente entstehen zwei phasenverschobene Signale (Spur A und B). Aus der Phasenlage der Signale lässt sich die Drehrichtung der Geberscheibe rekonstruieren.

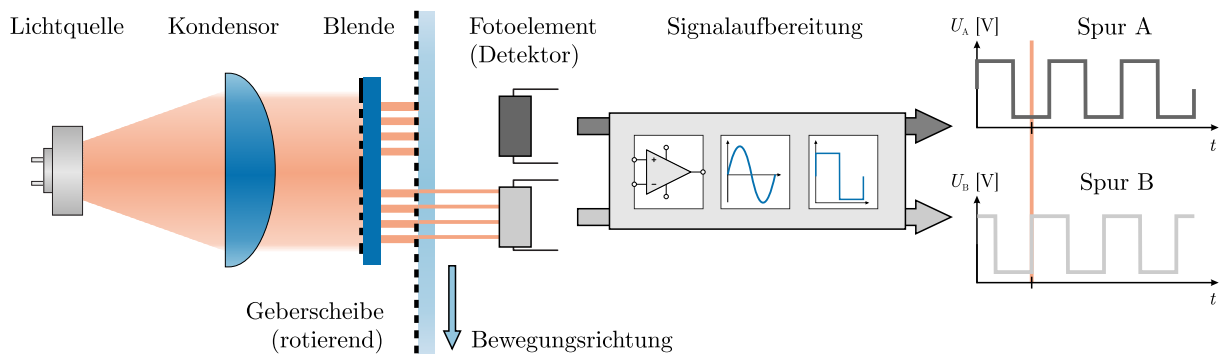


Abbildung 3.18: Funktionsprinzip von inkrementellen Winkelmesssystemen mit optischer Abtastung

Auch Drehwinkel und Drehzahl müssen durch Signalverarbeitungsmethoden aus dem Rechtecksignal des Inkrementalgebers separat berechnet werden. Unbedingte Notwendigkeit dafür ist die Erfassung aller Impulse, d. h. aller Änderungen des Signalpegels. Die Drehzahl der Geberscheibe und die Inkrementanzahl in Umfangsrichtung bestimmen die auftretende Pulsfrequenz und damit die erforderliche Abtastrate des Detektorausganges. Selbst bei den hier eingesetzten Inkrementalgebern mit einer Teilung von $z_{\text{Ink}} = 1024$ und den moderaten Motordrehzahlen bis zu 1000 min^{-1} genügt die Abtastrate der Antriebsregelung nicht, um jeden Hell-Dunkel-Zyklus des Sensors zu erfassen. Deshalb besitzen Inkrementalgeber für antriebstechnische Anwendungen eigene Elektronikbausteine zur Signalauswertung. Alternativ erfolgt der Anschluss des Sensors an spezielle Zählerkarten (Incremental Encoder Interface) des Prozessrechners. Neben der erforderlichen hohen Abtastrate der Sensorsignale bieten die Auswerteelektroniken auch Algorithmen zur Winkel- und Winkelgeschwindigkeitsberechnung.

Eine *Winkelberechnung* lässt sich realisieren, indem eine Zählvariable inkrementell erhöht oder verringert wird, je nachdem welche Signalspur vor- oder nacheilt. Durch die bekannte Teilung der Geberscheibe entspricht jede Pegeländerung der Rechtecksignale und damit jedes Zählereignis einer definierten Winkeländerung. Der Prozessrechner der Antriebsregelung kann zu einem beliebigen Zeitpunkt den Positionszähler des Inkrementalgebers auslesen. Der so ermittelte Winkelmesswert weist einen inhärent diskreten Charakter auf. Die Winkelauflösung ergibt sich aus der Teilung des Strichgitters zu $\Delta\varphi = 360^\circ/z_{\text{Ink}}$, wenn entweder die steigenden oder die fallenden Signalfanken einer Signalspur ausgewertet werden. Durch Auswertung der steigenden und fallenden Signalfanken beider Spuren lässt sich die Auflösung um den Faktor 4 erhöhen. Auf mechanischem Weg ist eine Erhöhung der Sensorauflösung möglich, wenn zwischen Messobjekt und Sensor eine übersetzende Zahnradtriebstufe vorgesehen wird.¹⁴

Tatsächlich stellt die physische Sensorauflösung nur eine untere Schranke der effektiv in der Regelung wirkenden Winkelauflösung dar. Die tatsächliche Auflösung kann größer – und damit schlechter – sein. Ursache hierfür ist die zeitdiskrete Arbeitsweise der nachgeschalteten digitalen Antriebsregelung mit einer vergleichsweise geringen Abtastrate. Ab einer Grenzdrehzahl von

$$n_{\text{lim}} = \frac{\Delta\varphi}{T_S} \cdot \left[\frac{60 \text{ s min}^{-1}}{360^\circ} \right] \quad (3.7)$$

stehen schneller neue Winkelinformationen aus dem Drehgeber bereit, als die Abfrage durch die Digitalregelung erfolgt. In diesem Fall limitiert die Abtastrate der Antriebsregelung die

¹⁴Dieser Ansatz wird bei dem untersuchten Antriebssystem zur Messung des Oberbau-Schwenkwinkels verfolgt: Der Inkrementalgeber ist mit einem Ritzel ausgestattet, das sich im Eingriff mit dem Zahnkranz befindet. Ein Federmechanismus eliminiert das Zahnflankenspiel der Getriebestufe und verringert somit eine Fehlerquelle der Winkelmessung.

wirksame Winkelauflösung. Den Zusammenhang zwischen Quantisierung eines Drehwinkels durch den Inkrementalgeber und anschließender Abtastung durch eine langsamere Antriebsregelung veranschaulicht Abb. 3.19

Die Winkelinformation des Inkrementalgebers wird von der derzeitigen Antriebsregelung des Beispielschwenkwerkes nicht genutzt. Mit Blick auf die in Kapitel 4 thematisierte Regelstrategie ist eine Nachbildung der diskreten Winkelerfassung jedoch erforderlich. Die Simulation kann durch Quantisierung eines hinreichend hochabgetasteten Ausgangssignales (z. B. aus einer MKS-Simulation) mit der physischen Winkelauflösung des Sensors, gefolgt von einer Abtastung zu den diskreten Zeitpunkten der Antriebsregelung mit einer Sample-and-Hold-Schaltung umgesetzt werden.

Die im vorigen Abschnitt behandelte PI-Drehzahlregelung nutzt die *Drehgeschwindigkeit* der Motorwelle als Regelgröße. Aus den Messdaten eines Inkrementalgebers lässt sich die Winkelgeschwindigkeit durch Auswertung des in einem gewissen Zeitintervall zurückgelegten Drehwinkels bestimmen. Konkret müssen dazu die Zählereignisse N_φ des Inkrementalgebers mit der Winkelauflösung $\Delta\varphi$ während einer festgelegten Zeitdauer ausgewertet werden. Allgemein resultiert die Auswerte-Zeitdauer aus der Zählung der Zeitschritte N_t , die ein Taktgeber mit der Zeitauflösung Δt vorgibt. [Koc+20]

$$\omega = \frac{\Delta\varphi N_\varphi}{\Delta t N_t} \quad (3.8)$$

Es liegt nahe, eine Zählung der Winkelinkremente pro Abtastperiodendauer der Antriebsregelung vorzunehmen. Aus dem Inkrementalgeber wird dabei der Pulszähler zum Zeitschritt t_k ausgelesen und mit dem Wert zum nächsten Zeitpunkt t_{k+1} verglichen. Als Zeitbasis für die Berechnung fungiert die Abtastperiodendauer T_S der Regelung, sodass $N_t = 1$ gilt.

$$\omega = \frac{\Delta\varphi N_\varphi}{T_S} = \frac{\Delta\varphi (N_{\varphi,k+1} - N_{\varphi,k})}{t_{k+1} - t_k} \quad (3.9)$$

Das Vorgehen setzt voraus, dass im ausgewerteten Zeitintervall überhaupt Zählereignisse stattfinden. Dies ist erfüllt, wenn die bereits in Gl. 3.7 eingeführte Grenzdrehzahl überschritten ist. Interessanterweise stellt jene Grenzdrehzahl gleichzeitig die erreichbare Geschwindigkeitsauflösung dar [Pet+07]. Der Mechanismus, welcher der abweichenden Drehzahlberechnung zugrunde liegt ist in Abb. 3.20 veranschaulicht.

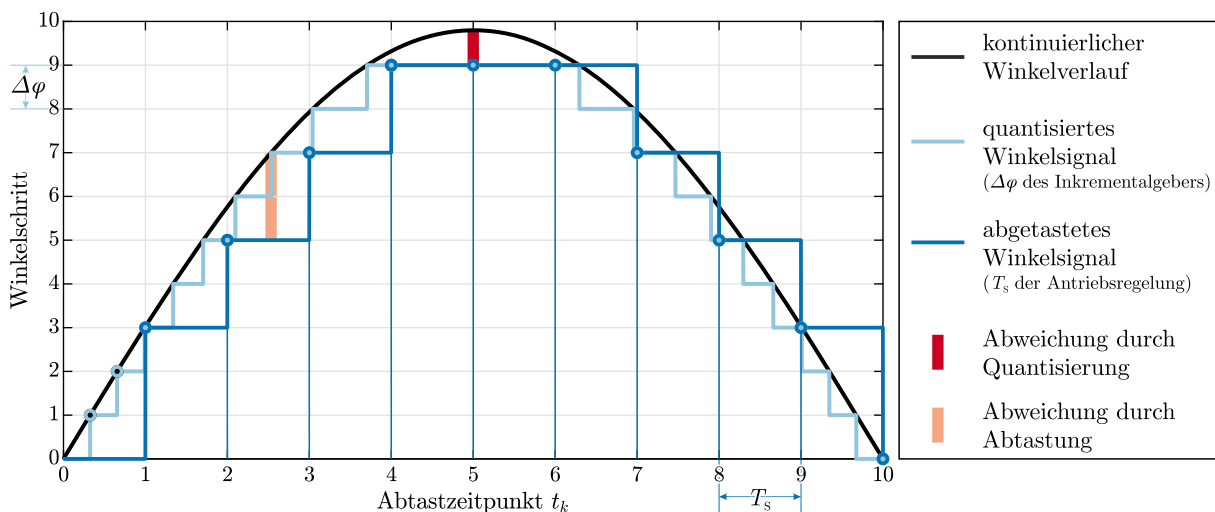


Abbildung 3.19: Prinzipieller Ablauf der Signalverarbeitung bei der Drehwinkelmessung mit Inkrementalgebern

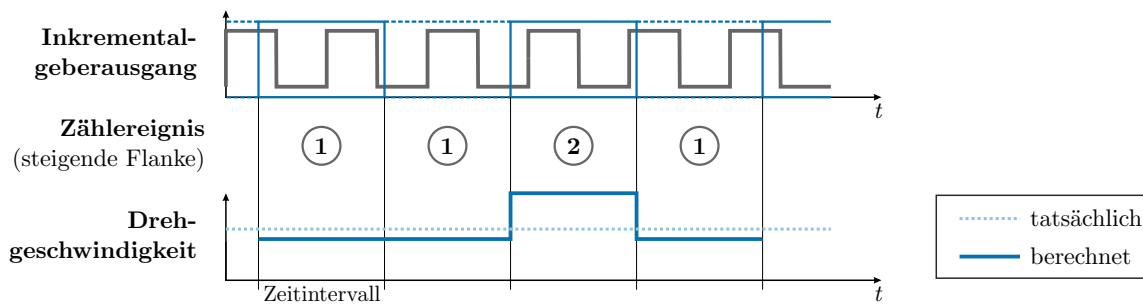


Abbildung 3.20: Geschwindigkeitsberechnung durch Zählung der Inkremente in einem festen Zeitintervall. Durch die fehlende Synchronisierung zwischen dem Ausgangssignal des Drehgebers und dem Auswerte-Zeitfenster entsteht eine Unsicherheit des Zählereignisses von eins. Trotz konstanter tatsächlicher Drehzahl schwankt die aus den Zählereignissen berechnete Drehgeschwindigkeit. Das führt zu dem paradoxen Ergebnis, dass eine geringere Abtastrate die Geschwindigkeitsauflösung verbessert, da hierdurch mehr Zählereignisse im Zeitfenster ausgewertet werden und somit die synchronisierungsbedingte Unsicherheit eine geringere relative Auswirkung nach sich zieht.

Unterhalb der erwähnten Grenzdrehzahl erfolgt die Drehzahlberechnung durch Messung der Zeitdauer zwischen zwei benachbarten Inkrementen mit einem hochfrequenten Taktgeber.

$$\omega = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t N_t} = \frac{\Delta\varphi}{t_{\varphi+1} - t_{\varphi}} \quad (3.10)$$

In diesem Fall stehen nicht zu jedem Rechenschritt der Antriebsregelung neue Drehzahlinformationen bereit. Zusätzlich ist hervorzuheben, dass beide Berechnungsverfahren nur die mittlere Drehzahl im ausgewerteten Zeitintervall berechnen und darin stattfindende transiente Drehzahländerungen nicht verlässlich detektiert werden können.

Praktisch wird ein hybrides Vorgehen unter Nutzung beider Berechnungsmöglichkeiten verfolgt: Unterhalb der durch Gl. 3.7 festgelegten Drehzahlschwelle wird das Prinzip der Zeitmessung zwischen benachbarten Inkrementen angewendet, oberhalb die Inkrementzählung im fixen Zeitintervall. Ein Algorithmus zur Emulation dieses »Mixed Mode Frequency/Period Measurement«-Verfahrens ist in [Koc+20, S. 200] beschrieben.

3.3 Betriebslasten

Die Realitätsnähe einer Simulation wird neben dem mathematischen Modell des Systems auch durch die Treffsicherheit der Lastannahmen festgelegt. Elektromechanische Antriebssysteme erfahren während des Betriebes sowohl statische als auch dynamische Kraft- und Momentenwirkungen. Statische Lasten lassen sich vergleichsweise einfach abschätzen und erlauben eine Grobdimensionierung von Maschinenelementen und Antriebsmaschine. Zeitveränderliche Lasten können bei schwingungsfähigen Systemen zu besonders hohen dynamischen Beanspruchungen führen. Die damit einhergehende werkstoffmechanische Bauteilschädigung bildet die Motivation für schwingungsdämpfende Maßnahmen. Während der Entwurfs- und Auslegungsphase sind dynamische Lasten üblicherweise nicht exakt bekannt. Behelfsmäßig erfolgt deshalb die Dimensionierung über empirische Dynamikfaktoren und die statischen Lastannahmen. Im Gegensatz dazu stehen bei der hier zu praktizierenden Optimierung eines bestehenden Systems Messdaten zur Verfügung. Anhand dieser ist eine Identifikation der wesentlichen Belastungsmechanismen möglich. Um die Kausalität zu wahren, werden die Messdaten jedoch nicht direkt als Eingangsgrößen für die Simulation genutzt. Vielmehr sollen die relevanten Phänomene modellhaft abgebildet werden.

3.3.1 Quasistatische Lasten

Das von einem Schwenkwerk zu überwindende statische Lastmoment $M_{2,\text{stat}}$ setzt sich in Anlehnung an [SJ83]

$$M_{2,\text{stat}} = M_r + M_w + M_\alpha \quad (3.11)$$

aus einem Reibungsanteil M_r , einer Windkomponente M_w , einem Drehmoment aus der Geräte- neigung M_α und ggf. weiteren, anwendungsspezifischen Lastmomenten zusammen.

Für diese am Getriebeausgang wirkenden Lastanteile sollen im Folgenden vereinfachte Mo- dellansätze vorgestellt werden. Anhand derer ist eine Abschätzung der Größenordnung möglich, um eine Entscheidung zur Berücksichtigung im Simulationsmodell treffen zu können. Beschleuni- gungsmomente, die bei nicht gleichförmiger Bewegung auftreten und ebenfalls relevant für die Dimensionierung des Antriebsstranges sind, werden bereits durch die Trägheitseigenschaften der Körper des MKS-Modelles abgebildet.

Die getriebeausgangsseitige Reibung ergibt sich hauptsächlich aus den dissipativen Effekten im Schwenklager. Für Wälzlager kleinerer Baugröße existieren empirische Zusammenhänge [HK06, S. 203 f.] zur überschlägigen Berechnung des Reibmomentes. Bei den in Großwälzlagern vor- herrschenden Betriebsbedingungen mit hoher Lagerbelastung und geringer Drehzahl ist mit dem Auftreten von schwer quantifizierbaren Mischreibungseffekten zu rechnen. Zudem ist der Schmierzustand des Lagers durch wechselnde Umgebungstemperaturen, Schmutzeintrag in das Schmiermedium und mögliche lokale Mangelschmierung unbestimmt.

Eine pragmatische Abschätzung des Reibmomentes

$$M_r(\psi) = - \underbrace{\mu_r m_{\text{OB}} g}_{F_r} \frac{d_L}{2} \cdot \text{sgn}(\dot{\psi}) \quad (3.12)$$

basiert auf der Umrechnung einer lastabhängigen Reibkraft F_r in ein Drehmoment unter Nutzung des Laufbahndurchmessers d_L . Hierbei wird die Geschwindigkeitsabhängigkeit der tribologischen Phänomene vernachlässigt. Der Reibungskoeffizient $\mu_r = 0,005 \dots 0,01$ für Kugeldrehverbindungen ergibt sich aus den Erfahrungen [GR15b, S. 104] speziell bei förder-technischen Anwendungen.¹⁵ Kennzeichnend für das Reibmoment ist, dass es der Bewegungsrichtung entgegenwirkt. Die Lastrichtung wird durch das Vorzeichen der Schwenkgeschwindigkeit $\dot{\psi}$ festgelegt. Bei dem vorliegenden Schwenkwerk mit vier Einzelantrieben erreicht das Reibmoment pro Motor eine Größenordnung von ca. 10 % des Motornennmomentes.

Ein weiterer Belastungsanteil bei Schwenkwerken resultiert aus der Windanströmung der exponierten, schwenkbaren Tragstrukturen. In größtmöglicher Vereinfachung lässt sich das windin- duzierte Lastmoment unter Nutzung von [DIN22261] abschätzen.

$$M_w(\psi) = \underbrace{c_w A_u p_w}_{F_w} r_{A_u} \cdot \cos \psi \quad (3.13)$$

Der Berechnungsansatz beruht auf der Annahme einer konstant angeströmten Umrissfläche A_u . Infolge der Windgeschwindigkeit wirkt auf diese ein geschwindigkeitsabhängiger Staudruck p_w . Mit der Berücksichtigung eines aerodynamischen Kraftbeiwertes $c_w = \{1,2; 1,6\}$ nach [DIN22261] ergibt sich schließlich eine Windlast F_w . Ist die angeströmte Fläche unsymmetrisch um die Schwenkachse verteilt (Radius $r_{A_u} \neq 0$) oder liegt eine ungleichmäßige Anströmung vor, ergibt sich im Schwenkwerk eine Drehmomentbelastung. Kennzeichnend für Windlasten ist, dass eine

¹⁵Durch die Berücksichtigung von Fettschmierung, Laufbahnrauheit und -geometrie sowie den Zusatzreibanteilen aus Berührungsdichtungen liegt der Wert über den Angaben ($\mu_{r,\text{th}} = 0,0015$) der Lagerhersteller [HK06] für zweireihige Axialrillenkugellager unter Laborbedingungen.

Abhängigkeit vom Schwenkwinkel ψ vorliegt. Folglich verschiebt sich die mittlere Schwenkantriebsbelastung während des Schwenkvorganges. Darüber hinaus kann Böenwind als stochastische Kraftanregung wirken. Mit dem Auftreten signifikanter winderregter Schwingungen ist jedoch nur bei sehr filigranen Stahlbaustrukturen von Turmdrehkränen oder Absetzern zu rechnen [Paw72].

Der letzte Lastanteil in Gl. 3.11 betrifft die Geräteneigung. Eine Schrägstellung des gesamten Gerätes, beispielsweise durch ein um den Winkel α geneigtes Planum, erzeugt ein statisches Lastmoment in dem Schwenkwerk, wenn der Massenmittelpunkt des schwenkbaren Anlagenteils exzentrisch zur Drehachse liegt.

$$M_{\alpha}(\psi) = m_{\text{OB}} g \sin \alpha \cdot r_{\text{OB}} \cos \psi \quad (3.14)$$

[DIN22261] gibt für Tagebaugroßgeräte mit Raupenfahrwerken eine maximale Neigung von 1:30 in Längs und Querrichtung an, die für Auslegungszwecke zu berücksichtigen ist. Im Zuge des Standsicherheitsnachweises für den Schaufelradbagger 293 [Kow04] wurde eine maximale Planumsneigung von 1:18 angenommen. Bei normalem Gerätebetrieb werden weitaus geringere Werte angestrebt. Zudem ist der Baggeroberbau durch die konstruktive Ausführung mit Ballast- und Schaufelradausleger nahezu austariert, sodass infolge der geringen Exzentrizität r_{OB} des Oberbau-Massenmittelpunktes nur vernachlässigbare Drehmomente von den Schwenkantrieben bereitzustellen sind.

Im Zuge der Geräteauslegung wurde das ungünstigste Zusammenwirken von maximaler Windlast und größtmöglicher Geräteneigung betrachtet. Selbst bei diesem Extremfall verursachen die Lastanteile M_w und M_{α} pro Motor eine kumulierte Belastung in Höhe von ca. 25 % des Motornennmomentes. Den Ergebnissen der Betriebsmessung in Abs. 3.4 vorgehend, kann festgehalten werden, dass eine modellhafte Berücksichtigung der Geräteneigung und der Windlasten hier nicht notwendig ist.

Erwähnenswert ist, dass der Wirkungsgrad des Antriebsstranges infolge der hohen Getriebeübersetzung oftmals nur im Bereich zwischen 60 bis 80 % liegt [GR15b]. Im Gegensatz zum Lastmoment $M_{2,\text{stat}}$ ist durch den Motor (bei motorischer Betriebsweise) ein entsprechend höheres Motordrehmoment aufzubringen. Bei generatorischer Betriebsweise (Motorbremsung) verringert sich das Motormoment demnach.

3.3.2 Simulation der bodenmechanischen Interaktion bei Schaufelradbaggern

Der größte Belastungsanteil der Schwenkwerke von Schaufelradbaggern resultiert aus dem Grabprozess, d. h. den Vorgängen am Schaufelrad, die mit dem Lösen und Heben des Grabgutes verknüpft sind. Das Schwenkwerk muss hierbei die Seitenkräfte aus dem Grabvorgang überwinden, um das Schaufelrad entlang der Böschung zu bewegen und so eine kontinuierliche Förderung zu gewährleisten. Durch den periodischen Schaufeleingriff in den Abbaustoß und die lokal schwankende Festigkeit und Dichte des Erdstoffes weisen die Lasten aus dem Grabprozess starke Schwankungen auf. Infolge der fluktuierenden Grabkräfte werden die elastischen Stahlbaustrukturen und die Antriebsstränge des Großgerätes zum Schwingen angeregt. Bedingt durch die sehr geringen Frequenzen der angeregten Schwingformen (vgl. Tab. 3.2 und Abs. 3.4) ergeben sich zwangsläufig große Schwingwege des Schaufelrades im Bereich einiger Zentimeter.

Die Reaktion des Systems auf den Grabprozess wirkt deshalb auf die Ausprägung der Grabkräfte und damit die Anregungsmechanismen zurück. Jene Verkettung von Ursache (Anregung) und Wirkung (Strukturschwingung) wird von SCHULZ [Sch14] am Beispiel der Nickschwingung des Schaufelradauslegers beschrieben: Die zeitvariablen, vertikal gerichteten Anteile der Grabkraft regen die Nickschwingung des gesamten Baggeroberbaus an. Durch die schwingungsinduzierte vertikale Auslegerbewegung verändert sich die Spandicke am Schaufelrad, was wiederum die Grabkraft moduliert und auf die Oberbauschwingungen rückwirkt.

Messdaten belegen weiterhin, dass neben der Auslegernickschwingung zusätzlich noch Torsions- und Seitwärtsbiegeschwingungen des Schaufelradauslegers mit nicht vernachlässigbaren Schwingungsamplituden auftreten. Eine aussagekräftige Analyse des dynamischen Verhaltens von Baggeroberbau, Schwenkantrieb oder Schaufelradantrieb losgelöst vom Grabprozess ist deshalb nicht aussichtsreich. Ebenso würde eine statische Betrachtung der Vorgänge – bspw. durch konstante Mittellasten – eine unzulässige Vereinfachung darstellen.

Für die angestrebten Gesamtsystem-Simulationen soll deswegen ein semi-analytisches Grabkraftmodell erstellt werden, das die Rückwirkungen von elastischen Verformungen der Stahlbaustruktur auf die Grabkräfte abbildet und die mittlere Belastung von Schwenkwerk und Schaufelradantriebsstrang wiedergibt. Somit werden die Effekte des Grab-Schwenk-Prozesses einer dynamischen Gesamtsystems simulation zugänglich gemacht. Umfangreiche Vorarbeiten zur Thematik leistete SCHULZ [SSK11]. Das von ihm erstellte Grabkraftmodell kann die Interaktion zwischen Grabprozess und einem MKS-Simulationsmodell des elastischen Schaufelradantriebsstranges und des flexiblen Baggeroberbaus abbilden.

3.3.2.1 Grundlagen zum Grabprozess

Die Beschreibung der Betriebslasten an Schaufelrädern ist seit der Mitte des vorigen Jahrhunderts immer wieder Gegenstand von Forschungsvorhaben gewesen. Gestützt auf geometrische Überlegungen [Paj60] sowie Messungen an realen Schaufelradbaggern [May87; KD10] und miniaturisierten Versuchsständen [HL73; Sau82] wurden empirische Zusammenhänge abgeleitet. Als Ergebnis liegt ein einfaches Formelwerk [SJ83] vor, das hinreichend genau ist, um eine Dimensionierung der Antriebsstränge des Schaufelrades und des Schwenkwerkes [Kra75] vornehmen zu können.

Die Belastung am Schaufelrad entsteht hauptsächlich durch zwei Mechanismen [SJ83]. Während des Grabens ergibt sich ein Kraftbedarf, der zum Lösen des Erdstoffes erforderlich ist. Bei festem Abbaugut kann diese Kraft an jeder Schaufel aus dem Produkt eines bodenspezifisch zu ermittelnden flächenbezogenen Grabwiderstandes k_A und der Fläche des geschnittenen Spanes abgeschätzt werden. Mittels geometrischer Überlegungen lässt sich die momentane Spanfläche einer jeden im Eingriff befindlichen Schaufel durch den Momentanwert von Spandicke h_r und Spanbreite b beschreiben. Der entstehende sichelförmige Schraubenspan ist in Abb. 3.21 in zwei Ansichten dargestellt. Die Spangeometrie ergibt sich aus Prozessparametern wie dem Momentanvorschub und dem Verhältnis aus Schwenkgeschwindigkeit v_S zu Schaufelrad-Umfangsgeschwindigkeit v_U . Auf diese Weise liegt eine Abschätzung der Umfangs-Schnittkraft am Schaufelrad vor. Die für das Schwenkwerk relevante Seitenkraft wird üblicherweise aus der Umfangskraft u.a. über einen empirischen Seitenkraftfaktor überschlägig berechnet. Neben dem Aufwand zum Lösen des Grabgutes besitzt die Arbeit zum Füllen der Schaufel und Heben des gelösten Grabgutes bis zum Bereich der Schaufelentleerung einen zweiten Hauptanteil an der bereitzustellenden Gesamtenergie. Aus dem Spanvolumen, das in den einzelnen Schaufeln gefördert wird, kann unter Nutzung der Dichte des Erdstoffes eine Hubkraft pro Schaufel ermittelt werden.

Auf dieser Grundlage lassen sich die Mittelwerte von Seitenkraft und Schaufelraddrehmoment für Auslegungszwecke hinreichend genau beschreiben. Ebenso wird damit die deterministische Kraftanregung durch den periodischen Schaufeleingriff in den Abbaustoß beschrieben. Gleichwohl entziehen sich die messtechnisch nachweisbaren höherfrequenten Schwankungen um den Mittelwert der umfassenden analytischen Beschreibbarkeit. Konsens ist deshalb die Auffassung des Grabvorganges als Kombination aus dem beschriebenen deterministischen Vorgang, dem ein Zufallsprozess der »Spanbrockenbildung« überlagert ist. Im Detail wird damit die Inhomogenität des Erdstoffes mit schwankenden Festigkeitswerten und unterschiedlichen Bodenschichten sowie der instationäre Charakter des Grabvorganges zusammengefasst. [Pod78; Sau82]

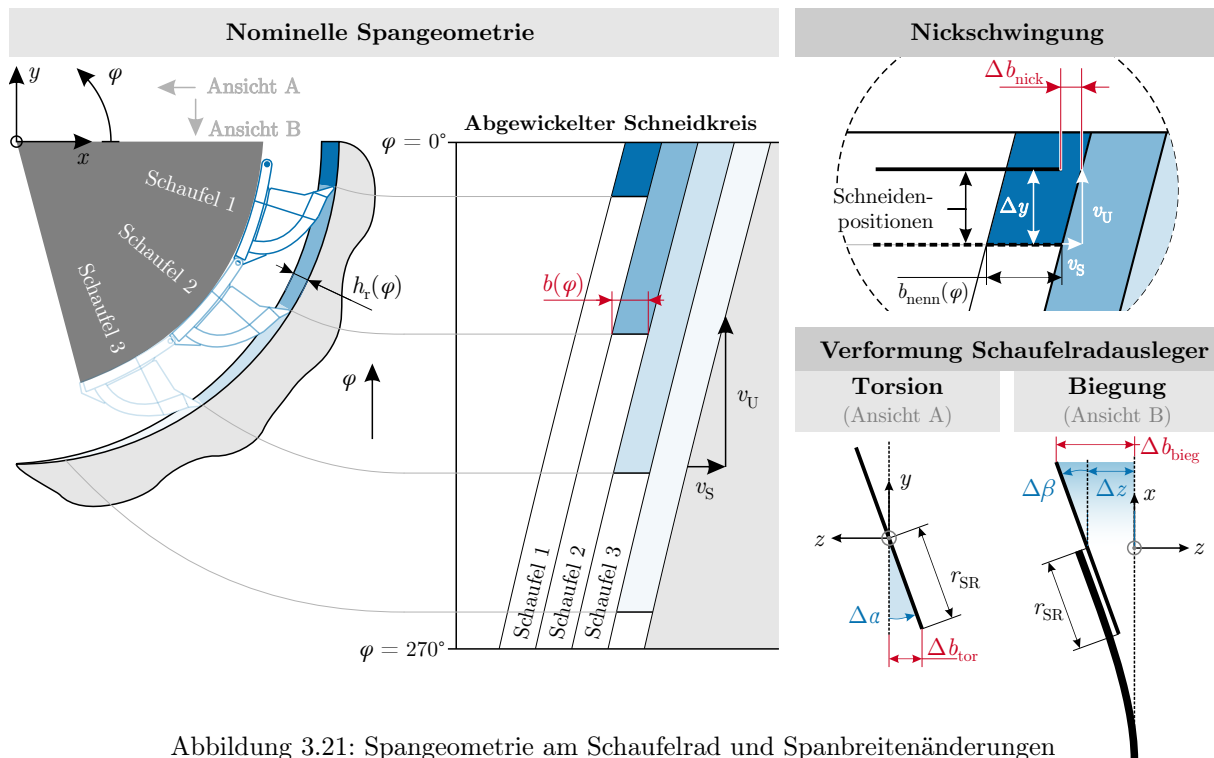


Abbildung 3.21: Spangeometrie am Schaufelrad und Spanbreitenänderungen

Ebenfalls bekannt ist die eingangs beschriebene dynamische Interaktion zwischen den Oberbauschwingungen und dem Grabprozess [Pod77].

Einen besonderen Stellenwert unter den bisherigen Arbeiten nimmt das in [SSK11] vorgestellte Grabwiderstandsmodell ein. Im Gegensatz zu den bis dato bekannten Berechnungsansätzen wird das Zusammenwirken zwischen dem Graben und den Schwingungen der mechanischen Struktur erstmals für ganzheitliche dynamische Simulationen nutzbar bereitgestellt.

3.3.2.2 Grabwiderstandsmodell

Jenes Modell des Grabprozesses bildet jedoch ausschließlich die Spandickenvariation infolge von Nickschwingungen des Baggeroberbaus ab. Für die simulative Nachbildung des Grab-Schwenk-Prozess gilt es deshalb einige Erweiterungen vorzunehmen:

- Auch die Spanbreite ändert sich bei Auslegernickschwingungen. Gleichsam variiert die Spanbreite bei Schwingungen des Schaufelrades in Axialrichtung (Auslegerbiegung) und bei Torsionsschwingungen des Auslegers. Die geometrischen Zusammenhänge zeigt Abb. 3.21.
- Die Schwenkgeschwindigkeit ist nicht mehr als konstant angenommen und beeinflusst nun den Grabprozess als dynamische Zustandsgröße.
- Die schwingungsbedingte tatsächliche Schaufelfüllung wird gespeichert, um eine exakte Hublastberechnung zu ermöglichen.
- Eine allgemeingültige Formulierung der Schnittgrößen zwischen dem Grabwiderstandsmodell und der MKS-Simulation gewährleistet bei verschiedenen Hubpositionen und verschwenktem Schaufelrad¹⁶ eine realistische Lasteinleitung in den Schaufelradausleger.

¹⁶Für einen besseren Massenausgleich und die Erzielung eines vorteilhaften Freiwinkels ist am untersuchten Schaufelradbagger 293 das Schaufelrad 6° um die Vertikale verkippt. Infolgedessen bewirken die Umfangskräfte am Schaufelrad u. a. auch eine Torsion des Schaufelradauslegers.

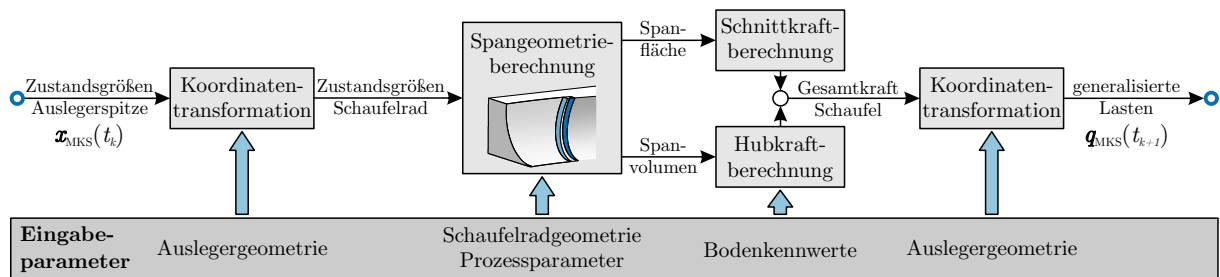


Abbildung 3.22: Funktionsbausteine des Grabwiderstandsmodells

Einen grundlegenden Überblick zum Berechnungsablauf des Grabwiderstandsmodells bietet Abb. 3.22. Ziel ist die Bereitstellung eines Schaufelradlastvektors mit sechs Komponenten zu jedem Simulationszeitschritt. Die Schnittstelle zwischen dem Grabwiderstandsmodell und dem MKS-Simulationsmodell des Gesamtsystems befindet sich auf der Schaufelradachse des elastischen Baggeroberbaus. Hier werden zu jedem Simulationszeitschritt die benötigten Bewegungs-Zustandsgrößen der MKS-Simulation ausgelesen (Schaufelradrehwinkel, Auslegerdeformation, etc.). Auf dieser Grundlage erfolgt durch das Grabwiderstandsmodell die Berechnung der Schnittkräfte und -momente in allen drei Raumrichtungen für den nächsten Zeitschritt der MKS-Simulation. Details zu den Berechnungsmodulen sowie das umfangreiche Formelwerk sind in Anhang B ab S. 169 dokumentiert. Zur rechentechnischen Umsetzung der Co-Simulation ist das Grabkraftmodell – wie auch die Antriebsregelung – in MATLAB/SIMULINK implementiert.

3.4 Messdatengestützte Validierung der Systemmodelle

Alle nun erstellten Teilmodelle des Systems wurden im Zuge der Modellerstellung auf physikalische Plausibilität geprüft. Objektive Bewertungskriterien stellten hierbei das statische und dynamische Verhalten bei Zeitbereichssimulationen oder die Modaleigenschaften dar. Durch diesen Verifizierungsprozess konnte sichergestellt werden, dass die *Modelle richtig erstellt* wurden und keine groben Modellierungsfehler vorliegen. Im nächsten Schritt gilt es zu prüfen, ob auch das *richtige Modell erstellt* worden ist, das die interessierenden Phänomene des zugrundeliegenden realen Systems hinreichend genau wiedergibt. Dieser als Validierung bezeichnete Prozess stützt sich im Idealfall auf den Abgleich mit Messdaten des Originalsystems. [FVA1172]

Deshalb wurde am Schaufelradbagger 293 eine aufwendige Messkampagne umgesetzt. Die folgenden Abschnitte widmen sich zunächst der technischen Umsetzung der Betriebsmessungen sowie der Datenauswertung und -interpretation. Der Betrieb des vorliegenden Schwenkwerks ist hauptsächlich durch zwei Lastfälle gekennzeichnet: Während des Grabprozesses schwenkt der Baggeroberbau mit konstanter Geschwindigkeit. Zwischen den Grab-Schwenk-Vorgängen muss eine Drehrichtungsumkehr des Baggeroberbaus erfolgen. Dieses Reversieren stellt einen instationären Lastfall dar. Beide Lastfälle sollen hier mithilfe der vorhandenen Simulationsmodelle nachgebildet werden, um eine Modellvalidierung vornehmen zu können.

3.4.1 Beschreibung des Messaufbaus

Für die Modellvalidierung wurden seitens des Betreibers mehrere Messstellen an verschiedenen Komponenten des Gesamtsystems während planmäßiger Stillstandszeiten neu eingerichtet oder instandgesetzt. Mithilfe der nachfolgend beschriebenen Sensorik war die Aufzeichnung ausgewählter physikalischer Größen während des normalen Förderbetriebs möglich. Alle Messdaten wurden zeitsynchron erfasst. Die Abtastrate ist auf 1000 Hz beschränkt.

3.4.1.1 Messstelle Schwenkantrieb

An einem Schwenkantrieb wurde die Messung einer Kraftgröße (Motorwellendrehmoment) und einer Bewegungsgröße (Drehzahl) umgesetzt. Eine akzeptable Zugänglichkeit für die Instrumentierung war nur an der schnell laufenden Getriebeeingangswelle gegeben. In Vorab-Simulationen konnte nachgewiesen werden, dass eine Erfassung der maßgeblichen dynamischen Effekte aussichtsreich war. Abb. 3.23 zeigt die Eingangswellenbaugruppe samt Sensorik.

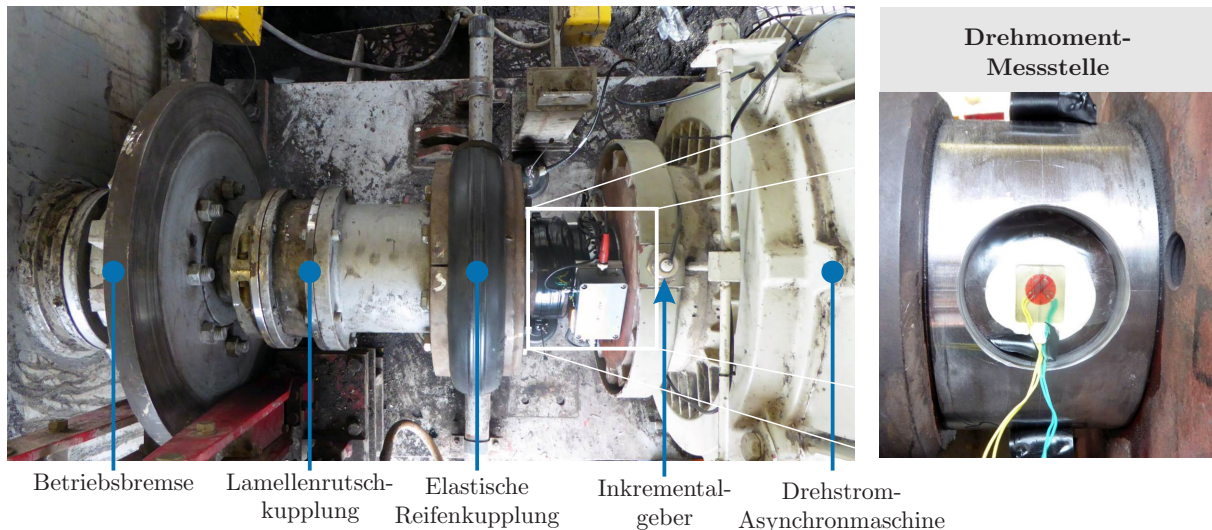


Abbildung 3.23: Eingangswelle des Schwenkantriebes mit Messstelle zur Erfassung von Drehmoment und Motordrehzahl. Die freie Oberfläche eines torsionsbeanspruchten Querschnitts wird durch den dargestellten Ausschnitt in einer Distanzhülse zugänglich gemacht.

Die Drehmomentmessung an der Motorwelle beruht auf der Erfassung der lastbedingten Verformungen einer Bauteiloberfläche mittels Dehnungsmessstreifen (DMS). Jede Drehmomentbelastung der Welle erzeugt Schubspannungen im tordierten Querschnitt. An der freien Wellenoberfläche liegt hierbei ein ebener Spannungszustand mit bekannten Hauptrichtungen vor: Die ersten beiden Hauptnormalspannungen und die zugeordneten (messbaren) Hauptdehnungen treten jeweils um $\pm 45^\circ$ versetzt zur Wellenmittellinie auf. Deckungsgleich zu diesen Hauptdehnungsrichtungen lässt sich eine DMS-Rosette mit zwei um 90° versetzten Messgittern applizieren. Eine Dehnungsänderung ruft eine Änderung des elektrischen Widerstands im Messgitter hervor, welche über eine WHEATSTONEsche Brückenschaltung in eine Spannungsänderung gewandelt, anschließend verstärkt und digital aufgezeichnet werden kann [Kei17]. Der Übertragungsfaktor zwischen gesuchter Bauteilbelastung und gemessener Spannungsänderung lässt sich durch Kalibrierung ermitteln. Die Übertragung des Messsignals von der rotierenden Welle erfolgt per Telemetrie.

Beide Messgitter der DMS-Rosette erfassen die Dehnungen aus der Schubverformung mit unterschiedlichen Vorzeichen. Mögliche parasitäre Zusatzdehnungen aus Zug- und Druckkräften, Biegemomenten oder Temperatureinflüsse wirken auf die eng beieinanderliegenden Messgitter betragsgleich und vorzeichengleich. Die eingesetzte Halbbrückenschaltung erlaubt damit eine Kompensation der genannten Störeinflüsse und erfasst nur die tatsächlichen, dem Drehmoment proportionalen Dehnungsanteile.

Zur Drehzahlmessung konnte auf bereits installierte Messtechnik zurückgegriffen werden. Um Überlastsituationen zu erkennen, ist die auf der Eingangswelle angeordnete Lamellenrutschkupplung beidseitig von Drehwinkelnehmern flankiert. Überschreitet die Antriebsstrangbelastung einen eingestellten Wert, wird die Haftreibung im Lamellenpaket der Kupplung überwunden und die Last effektiv begrenzt. Die zusätzlich installierte Sensorik erkennt das Rutschen der

Kupplung in Form einer Drehzahldifferenz und kann weitere Maßnahmen in der Anlagensteuerung auslösen. Das Messsignal des motorseitigen Sensors wird zusätzlich für die Validierungsmessungen abgegriffen. Es handelt sich dabei um einen Drehgeber, bestehend aus einem feststehenden Sensor und einer mit der Welle verbundenen verzahnten Geberscheibe. Der Inkrementalgeber detektiert das Passieren eines ferromagnetischen Zahnes unter Nutzung des HALL-Effektes [KR19]. Die zwölf Zähne der Geberscheibe ermöglichen die Auswertung von 24 Impulsen pro Umdrehung. Über die Zeitdauer zwischen zwei Impulsen und die bekannte Winkelteilung $\Delta\varphi$ der Geberscheibe berechnet eine Auswertelektronik direkt die mittlere Winkelgeschwindigkeit $\bar{\omega}$ anhand von Gl. 3.10 im Auswertintervall [Ran11]. Die beschriebene einfache Signalauswertung liefert keine Informationen zur Drehrichtung der Welle.

Durch das eingesetzte diskrete Messprinzip erfolgt die Digitalwandlung der Messgröße bereits im Sensor. Eine Tiefpassfilterung vor der Analog-Digitalwandlung ist deshalb nicht möglich. Diese Besonderheit bringt eine Einschränkung bei Auswertungen im Frequenzbereich mit sich: Gemäß des Abtasttheorems sind bei 24 detektierten Ereignissen pro Umdrehungen nur Signalanteile bis zur 12. Wellenordnung überhaupt erfassbar. Enthält das Signal höherfrequente Anteile (z. B. aus den Zahneingriffen der schnelllaufenden Getriebestufen), werden diese nicht korrekt abgetastet, sodass Spiegelfrequenzen (Aliasing) in Frequenzspektren der Drehzahl auftreten würden [VDI2039]. Aus diesem Grund eignet sich das Drehzahlsignal nur für Auswertungen im Zeitbereich.

3.4.1.2 Messstelle Baggeroberbau

Für den Abgleich des Gesamtsystemmodells muss an einer weiteren Messstelle das Schwingungsverhalten des Baggeroberbaus erfasst werden.

Obwohl die größten Schwingwege an der Spitze des Schaufelradauslegers zu erwarten sind, verhindern die extremen Umgebungsbedingungen die Einrichtung einer Messstelle, die den geplanten Messzeitraum überdauert. Ein ausreichender Schutz der Messtechnik lässt sich an einer weniger exponierten Position am Auslegerkopf in der Nähe der linken Abspannseilanbindung gewährleisten (siehe Abb. 3.24). Erfasst werden die Schwingbeschleunigungen in Schwenkrichtung (Querschwingung) und in Vertikalrichtung (Nickschwingung).

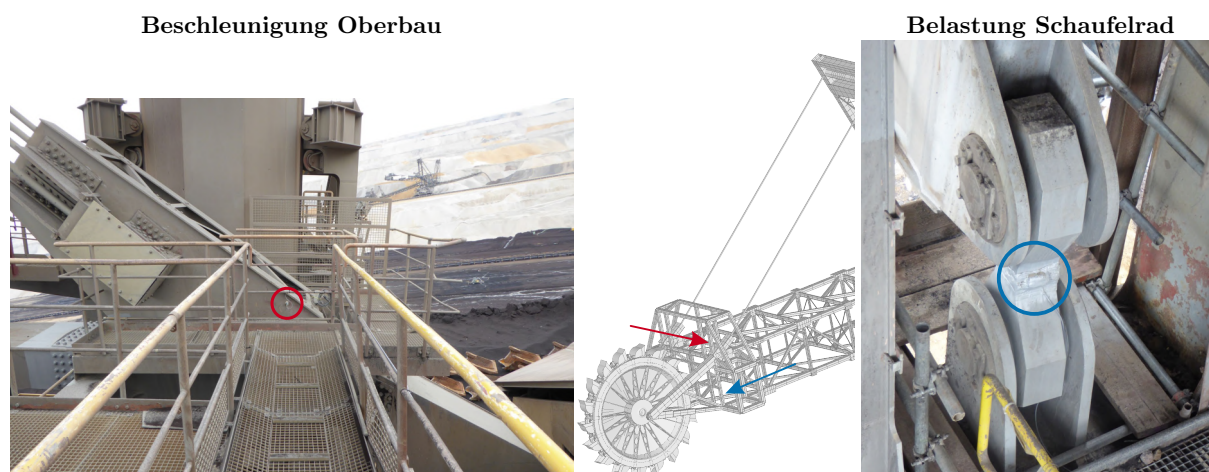


Abbildung 3.24: Messstellen am Schaufelradausleger und an der Zuglasche der Drehmomentstütze des Schaufelradgetriebes

Piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer gelten als Industriestandard für Schwingungsmessungen. Das zugrundeliegende physikalische Messprinzip bedingt jedoch eine untere Grenzfrequenz größer als null Hertz, sodass statische Beschleunigungen nicht und tieffrequente Schwingungseffekte nur verfälscht erfasst werden können [Ran11]. Da die interessierenden Schwingungsphänomene der Stahlbaustrukturen durchweg unterhalb von zwei Hertz auftreten und mit der Schaufelrad-drehfrequenz von max. 0,07 Hz eine quasistatische Anregungskomponente vorliegt, bietet sich die Nutzung spezieller Sensoren für Strukturüberwachungen an [CN18]. Der installierte multiaxiale Aufnehmer in MEMS-Bauweise¹⁷ gestattet durch ein kapazitives Messprinzip auch statische Messungen.

3.4.1.3 Messstelle Schaufelrad

Neben der Belastung des Schwenkwerks ist für die Charakterisierung der Einsatzbedingungen auch die Belastung des Schaufelradantriebsstranges von großer Bedeutung. Weiterhin lassen sich die dynamischen Reaktionen im Gesamtsystem (Oberbauschwingungen und zeitvariable Belastung des Schwenkwerks) nur verlässlich einordnen, wenn auch die Hauptanregung des Großgerätes durch den Grabprozess bekannt ist. Aus diesen Gründen ist an einer dritten Messstelle die Messung des Schaufelraddrehmomentes umgesetzt worden.

Die in Abs. 3.1.3 vorgestellte konstruktive Ausführung des Schaufelradantriebes eröffnet die Möglichkeit der eleganten Belastungserfassung. Eine Zuglasche fesselt hierbei das Schaufelradgetriebe am Baggeroberbau. Bei rein statischer Belastung des Schaufelrades stellt sich in der Zuglasche eine Kraft ein, die dem Schaufelraddrehmoment proportional ist. Es liegt nahe, die Zuglasche als deformatoreischen Kraftaufnehmer zu nutzen, indem die Zugdehnung des rechteckigen Laschenquerschnittes mit DMS erfasst wird (siehe Abb. 3.24). Dadurch, dass sowohl die Geometrie, als auch die Werkstoffparameter der Zuglasche bekannt sind, kann von der gemessenen Dehnung auf die einwirkende Last geschlossen werden. Hervorzuheben ist dennoch, dass Massenkräfte und Reibungseffekte das Schaufelraddrehmoment im Signalpfad zur Zuglasche beeinflussen und somit statische und dynamische Messungen verfälschen. Trotzdem eignet sich die Messstelle hervorragend, um die Größenordnung der Belastung abzuschätzen und Anregung und Systemreaktion im Frequenzbereich zu beurteilen.

3.4.2 Betriebsschwingungsanalyse

Die aufgezeichneten Betriebsmessdaten an den vorgestellten Messstellen bilden die Datenbasis für die Modellvalidierung. Von grundlegender Bedeutung ist deshalb ein prinzipielles Verständnis des Systemverhaltens. Eine Auswertung der Messdaten im Zeit- und Frequenzbereich stellt hierzu eine geeignete Methode dar. Ziel ist dabei vor allem die Lokalisierung der Frequenzen der energiereichsten Betriebsschwingformen. Da die vorhandene Anzahl an (Beschleunigungs-)Messstellen nicht für die Durchführung einer Betriebsmodalanalyse (Operational Modal Analysis¹⁸) genügt,

¹⁷MEMS = micro electro mechanical system. Mikromechanische Sensoren mit integrierter Signalverarbeitung, die mit Halbleiter-Fertigungsverfahren hergestellt werden.

¹⁸Zur Grundidee der Betriebsmodalanalyse [BV15]: Die Bestimmung der Modalparameter (Eigenfrequenzen, modale Dämpfungen, Eigenschwingformen) ist bei Großstrukturen und Ingenieurbauwerken mit unvertretbarem Aufwand verbunden, wenn klassische künstliche Anregungsmechanismen (Shaker, Impulsanregung durch Modalhammer) genutzt werden sollen. Jedoch treten oftmals geeignete Anregungsmechanismen im normalen Betrieb auf (Luft- und Flüssigkeitsströmungen, Verkehr). Am Beispiel des Schaufelradbaggers stellt der Schaufelradeingriff in das Gestein eine energiereiche Breitbandanregung des gesamten Systems dar. Es ist zu erwarten, dass durch diese Anregung die wesentlichen Eigenschwingformen angesprochen werden. Bei einer ausreichenden Messstellenanzahl lassen sich mit geeigneten Identifikationsverfahren die gesuchten Modalparameter rekonstruieren. Ein Vergleich der gemessenen Modalparameter mit denen eines Simulationsmodells stellt eine hervorragende Möglichkeit zur Modellvalidierung weitgehend linearer Systeme dar.

können keine Schwingformen experimentell identifiziert und mit den Eigenschwingformen des Modells verglichen werden.

Aus den aufgezeichneten Messdaten der ca. einwöchigen Messkampagne wurde seitens des Anlagenbetreibers zunächst eine Vorauswahl getroffen. Ziel war die Bereitstellung von längeren zusammenhängenden Abschnitten mit gleichbleibenden Betriebsbedingungen für die Modellvalidierung. Hieraus sind in Abb. 3.25 zunächst exemplarische Messsignale aller beschriebenen Sensoren im Zeitbereich dargestellt. Abgedeckt wird ein vollständiger Schwenk-Zyklus, bestehend aus zwei Schnittvorgängen mit unterschiedlicher Schwenkrichtung und grabendem Schaufelrad. Zwischen den Schnitten erfolgt ein Reversieren des Oberbaus, indem die Drehrichtung des Schwenkwerks umgekehrt wird. Neben einem Eindruck zur Belastungshöhe und zu den Spitzenbeschleunigungen geben die Messdaten weitere Informationen preis:

- *Motordrehzahlverlauf eines Schwenkantriebes*: Während des Fördervorganges arbeitet das Schwenkwerk mit konstanter Soll-Drehzahl. Die Schutzmechanismen des Antriebssystems (Schaufelradstrombegrenzung, Bandbelegungsautomatik) greifen nicht ein. Die schwankende Belastung des Schwenkwerks durch die Schaufelrad-Seitenkraft und zusätzliche Drehschwingungen des Antriebsstranges bewirken eine überlagerte Drehzahlfluktuation. Obwohl in der Mitte des Messschriebes eine Drehrichtungsumkehr stattfindet, ist durch das Messprinzip keine Vorzeicheninformation in dem Drehzahlsignal enthalten.
- *Motorwellendrehmoment eines Schwenkantriebes*: Beim Umsteuern des Antriebes tritt die Maximalbelastung auf. Sie liegt in der Größenordnung des Antriebs-Nennmomentes. Im Verlauf des Grabvorganges schwankt das Drehmoment signifikant, jedoch um ein geringeres mittleres Lastniveau. Im Zeitraum zwischen 530 s und 590 s greifen keine Seitenkräfte am Schaufelrad an. Folglich reversiert der Antrieb schnittlastfrei. Die unterschiedlichen, von null verschiedenen Lastniveaus unmittelbar vor und nach der Drehrichtungsumkehr sind auf die Reibung im Antrieb und im Großwälzlager zurückzuführen.
- *Vertikalbeschleunigung am Auslegerkopf*: Der zeitliche Mittelwert der Absolutbeschleunigung verrät im Vergleich mit der Fallbeschleunigung die Orientierung des Sensors im Schwerfeld der Erde. Auf diese Weise ist eine grobe Abschätzung der Hubposition des Schaufelrades möglich. Aus dem hier konstanten Mittelwert lässt sich schlussfolgern, dass während des Messzeitraumes keine Änderung der Schaufelradhubposition – und damit auch keine Modifikation der Systemdynamik – vorgenommen wurde.
- *Querbeschleunigung am Auslegerkopf*: Die seitliche Beschleunigungskomponente zeigt eine geringfügige Abhängigkeit vom Schwenkwinkel, welche auf die Neigung des gesamten Gerätes zurückzuführen ist. Sobald der Bagger auf keinem horizontalen Planum operiert, variiert der Angriff des Erdbeschleunigungsvektors relativ zum Sensor, sobald der Oberbau geschwenkt wird. Die überlagerten Schwingbeschleunigungen in Quer- und Vertikalrichtung besitzen eine vergleichbare Größenordnung.
- *Schaufelraddrehmoment*: Das aus der Zugkraft der Getriebestütze umgerechnete Schaufelraddrehmoment offenbart den instationären und regellosen Charakter der torsionalen Schaufelradbelastung. Die mittlere Belastung liegt im untersuchten Zeitraum bei maximal 25 % des Antriebsnennmomentes, was auf schonende Betriebsbedingungen des Gerätes hinweist. In anderen Fördersituationen mit höherer Belastung des Schaufelradantriebes ist deshalb auch mit einer stärkeren Schwingungsneigung des Tragwerkes zu rechnen und mit größeren Lastschwankungen im Schwenkwerk. Die hier erkennbare bereits beträchtliche Dynamik des Gesamtsystems stellt somit den Regelfall und keine Extremsituation dar.

Aus der alleinigen Betrachtung im Zeitbereich lassen sich noch keine Rückschlüsse zu den Ursachen der auftretenden Schwingungen und zu deren Wirkungen an den einzelnen Messstellen ableiten. Deshalb schließt sich nun eine Analyse im Frequenzbereich an.

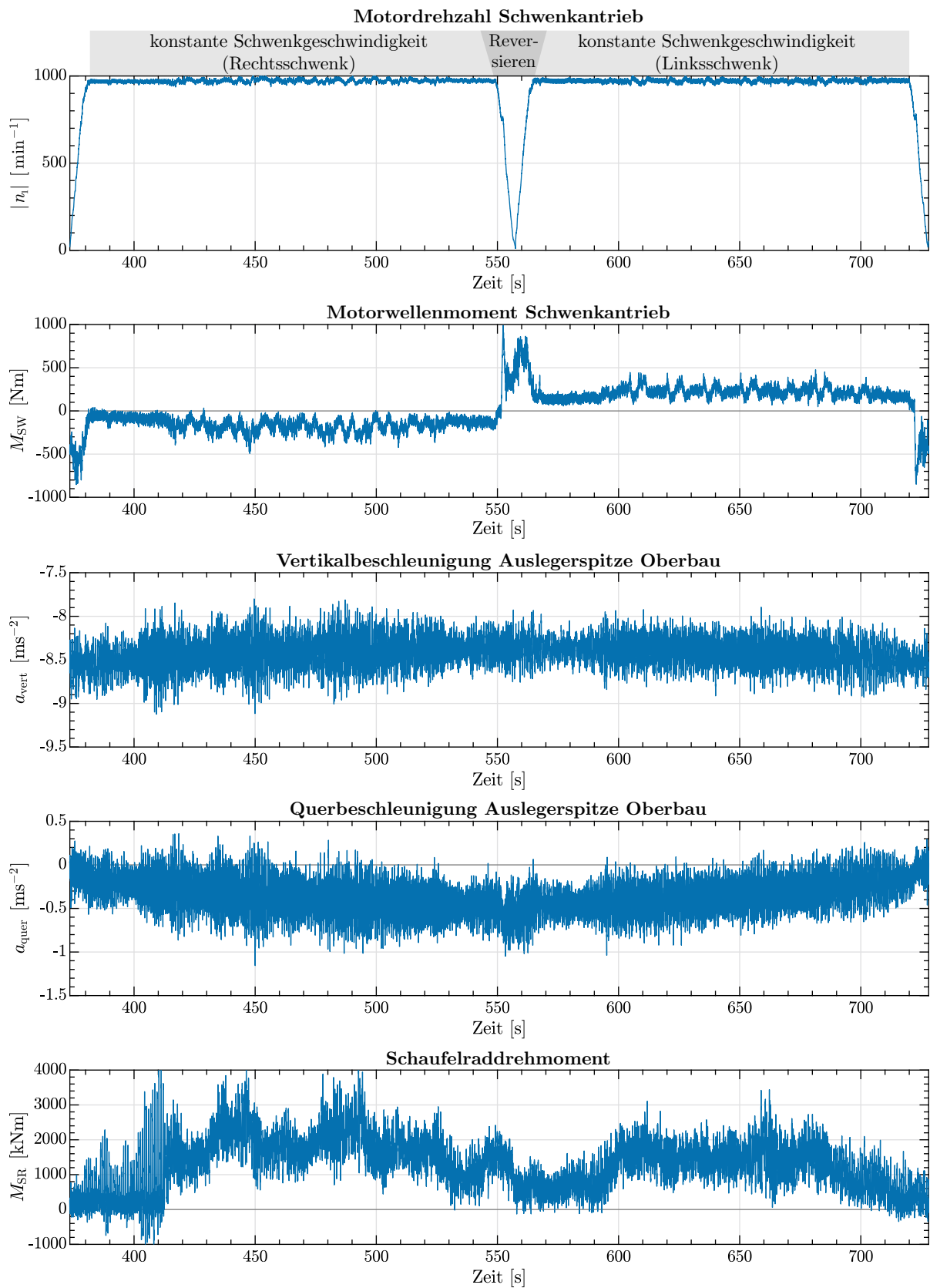


Abbildung 3.25: Messdaten eines kompletten Arbeitsspiels, bestehend aus zwei Schwenkvorgängen in unterschiedliche Richtungen und einer Drehrichtungsumkehr

Als vorteilhaft erweist sich jetzt, dass Messdaten vorliegen, bei denen die Schwenk- und Schaufelradrehzahlen nur geringfügig schwanken und auch die Auslegerneigung unverändert bleibt. Deshalb ist es möglich, aus sechs aufeinanderfolgenden Grab-Zyklen jeweils gleich lange Zeitabschnitte zu extrahieren und mittels DFT in den Frequenzbereich zu überführen. Abb. 3.26 zeigt neben den Amplitudenspektren der sechs einzelnen Grab-Zyklen auch ein gemittelttes Gesamtspektrum, das einen vorteilhafteren Signal-Rausch-Abstand bietet.

Trotz der eingangs erwähnten geringen Sensoranzahl fügt sich die Vielfalt der räumlich verteilten erfassten Größen zu einem stimmigen Gesamtbild des Schwingungsverhaltens. Die Amplitudenfrequenzspektren lassen folgende Interpretation – aufsteigend nach der Frequenz – zu:

- Alle Spektren zeigen mehr oder minder stark ausgeprägte Ausschläge bei Vielfachen der Schaufelradrehfrequenz ($0,065\text{ Hz}$ bei einer Schaufelradnenndrehzahl von knapp 4 min^{-1}). Besonders ausgeprägt sind die Signalkomponenten im Schwenkantrieb. Die Regelmäßigkeit des Phänomens deutet auf einen Anregungsmechanismus hin. Als Ursache sind die unterschiedlichen Schnittkräfte pro Schaufel zu vermuten, die sich durch das Gestein und den Verschleißzustand der Schneiden ergeben.
- In der Vertikalbeschleunigung zeigt sich zwischen den Grabkraftharmonischen im Intervall von $0,33\text{ Hz}$ bis $0,37\text{ Hz}$ eine Systemreaktion. Mit dem Vorwissen aus [Sie96b; Sch14] ist diese eindeutig der Nickschwingung des Schaufelradauslegers zuzuordnen. Die Schwingung tritt nicht in Auslegerquerrichtung auf. Allerdings ist eine schwache Rückwirkung zwischen der Auslegernickschwingung und dem Grabprozess im Spektrum des Schaufelradrehmomentes zu erkennen. Dies bestätigt die Erkenntnisse von SCHULZ. Die geringe Amplitude lässt sich mit den moderaten Schnittbedingungen im vorliegenden Lastfall erklären.
- Das Spektrum der Querschleunigung offenbart eine starke Reaktion im Bereich zwischen $0,64\text{ Hz}$ und $0,66\text{ Hz}$. Die zugehörige Schwingung des Auslegerkopfes in Schwenkrichtung wird durch den Grabprozess angeregt. Gemäß [Sie96b] und übereinstimmend mit der Modalanalyse des Oberbaumodells in Tab. 3.2 weist das System in diesem Frequenzbereich eine seitliche Oberbauschwingung auf. Dass der Signalanteil nicht im Spektrum des Schwenkantriebes registrierbar ist, stützt die These, dass die zugehörige Schwingform einen Schwingungsknoten nahe der Drehplattform aufweist.
- Knapp unter 1 Hz zeigt die Vertikalbeschleunigung einen Ausschlag, der durch die gegenläufige Nickschwingung von Ballast- und Schaufelradausleger hervorgerufen wird [Sie96b].
- Lokal auf den Schwenkantrieb beschränkt ist eine starke Reaktion bei $1,12\text{ Hz}$. Oberhalb dieser Frequenz sind im Drehmomentspektrum der Motorwelle keine Schwingungen aus dem Grabprozess oder vom Oberbau vorhanden. Diese Filterwirkung des Schwenk-Antriebsstranges und das lokale Auftreten der Schwingung lässt sich durch das Vorliegen einer Torsionseigenfrequenz des Antriebes erklären.
- Alle Spektren mit Ausnahme des Schwenkantriebes enthalten die Schaufeleingriffsfrequenz als eine der Hauptanregungen des Gesamtsystems. Bei der vorliegenden mittleren Schaufelradrehfrequenz von $0,065\text{ Hz}$ und einem Schaufelrad mit 18 Grabgefäßen erfolgt der Schaufeleingriff periodisch mit einer Frequenz von $1,17\text{ Hz}$. Der Baggeroberbau reagiert auf diese Anregung mit einer Torsionsschwingung des Schaufelradauslegers. Da der multiaxiale Beschleunigungsaufnehmer einen Abstand zur Torsionsachse des Auslegers aufweist, registriert er in Vertikal- und Querrichtung die entsprechende Eigenschwingung.
- Der Bereich zwischen $1,8\text{ Hz}$ und 2 Hz wird im Spektrum des Schaufelradrehmomentes von der in [Sch14] beschriebenen Schaufelradtorsionsschwingung dominiert. Da die rotatorische Trägheit durch die Masse des momentan im Schaufelrad befindlichen Grabgutes schwankt, variiert auch die Eigenfrequenz. Gleichzeitig modulieren Drehzahlschwankungen des Schaufelradantriebes die Schwingung, sodass Seitenbänder auftreten. Die breitbandige Reaktion des Antriebes zeigt sich ebenfalls in der vertikalen Schwingbeschleunigung.

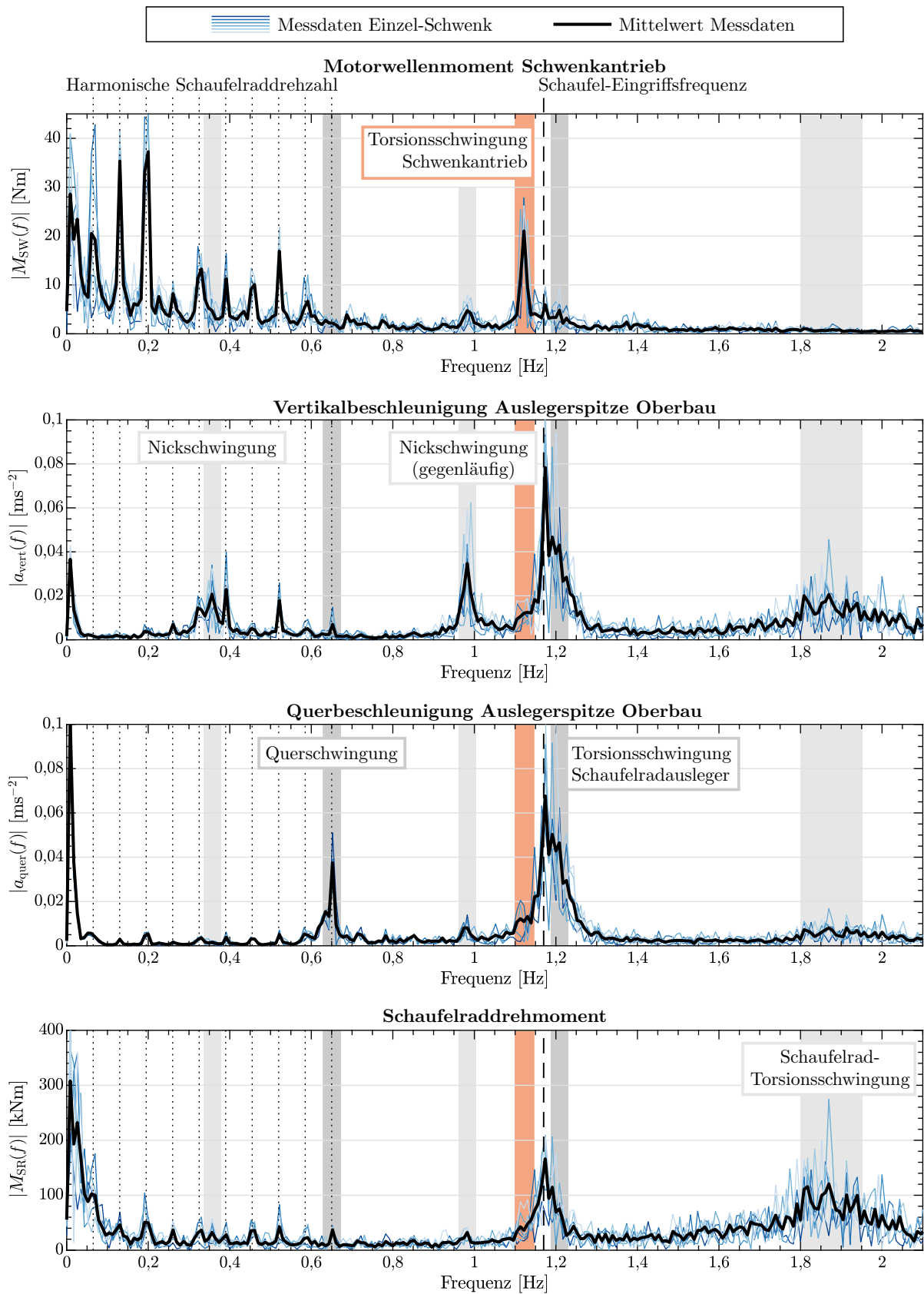


Abbildung 3.26: DFT der Messdaten mit hervorgehobenen Systemreaktionen und Anregungskomponenten ($f_S = 1000$ Hz, $\Delta f = 0,009$ Hz, TUKEY-Fenster mit 25 % Anschnitt)

Es gilt zu beachten, dass die DFT zur Erstellung der gezeigten Amplitudenfrequenzspektren eine Mittelung über den zugrundeliegenden Zeithorizont vornimmt. Nur kurzzeitig auftretende Phänomene sind ebenso wenig auflösbar, wie der transiente Reversiervorgang des Schwenkwerkes. Da hier ein besonderes Augenmerk auf der Belastung des Schwenkantriebes liegt, soll das zugehörige Drehmoment-Messsignal einer tieferen Analyse unterzogen werden.

Eine Zeit-Frequenz-Auswertung des Motorwellenmomentes ist in Abb. 3.27 gezeigt, woraus sich weitere Erkenntnisse durch Betrachtung des zeitlichen Horizonts ableiten lassen. So ist während des Reversierens mit den höchsten und breitbandigsten Belastungen des Antriebes zu rechnen. Im Bereich um 1,12 Hz zeigt sich bei konstanter Schwenkgeschwindigkeit die erste Torsionseigenfrequenz des Antriebes. Mit den Erkenntnissen aus Abs. 3.1.1.4 kann als Anregungsursache der Zahneingriff zwischen Zahnkranz und Abtriebsritzel (1. Harmonische) zugeordnet werden. Auch die zweite Harmonische dieser Zahneingriffsfrequenz ist bei 2,2 Hz mit deutlich geringerer Amplitude erkennbar. Der enorme Unterschied in der Intensität von erster und zweiter Ordnung lässt sich nur über eine Verstärkung der ersten Ordnung durch eine Eigenschwingung des Antriebes erklären. Die in Abb. 3.8 auf S. 30 gegenübergestellten Drehwegabweichungen – als Maß für die Anregungsstärke – weisen nur einen Unterschied von Faktor zwei auf.

Weiterhin ist als drehzahlveränderlicher Signalbestandteil die Drehfrequenz der Motorwelle (oberhalb von 16 Hz bei konstanter Schwenkgeschwindigkeit) präsent. Sobald Stöße den Antriebsstrang zusätzlich belasten, wird auch die zweite Torsionseigenfrequenz kurzzeitig angeregt. Die starke Dämpfung des Elastomer-Kupplungsreifens bewirkt ein schnelles Abklingen. Für eine exakte Lokalisierung im Frequenzbereich steht deswegen nur eine zu geringe Auswertedauer zur Verfügung.

Zusammenfassend gilt es festzuhalten, dass das niederfrequente Schwingungsverhalten des Schwenkantriebes maßgeblich durch eine torsionsdominierte Antriebsstrang-Eigenfrequenz charakterisiert ist. Es findet eine zweifache Entkopplung des Antriebsmotors statt: Oberhalb der ersten Torsionseigenfrequenz sind keine Signalanteile mehr aus dem Oberbau an der Motorwelle registrierbar. Oberhalb der zweiten Torsionseigenfrequenz entkoppelt die elastische Reifenkupplung den Antriebsstrang vom Motor, sodass keine höherfrequenten Schwingungen aus dem Getriebe den Motor und die Messstelle erreichen.

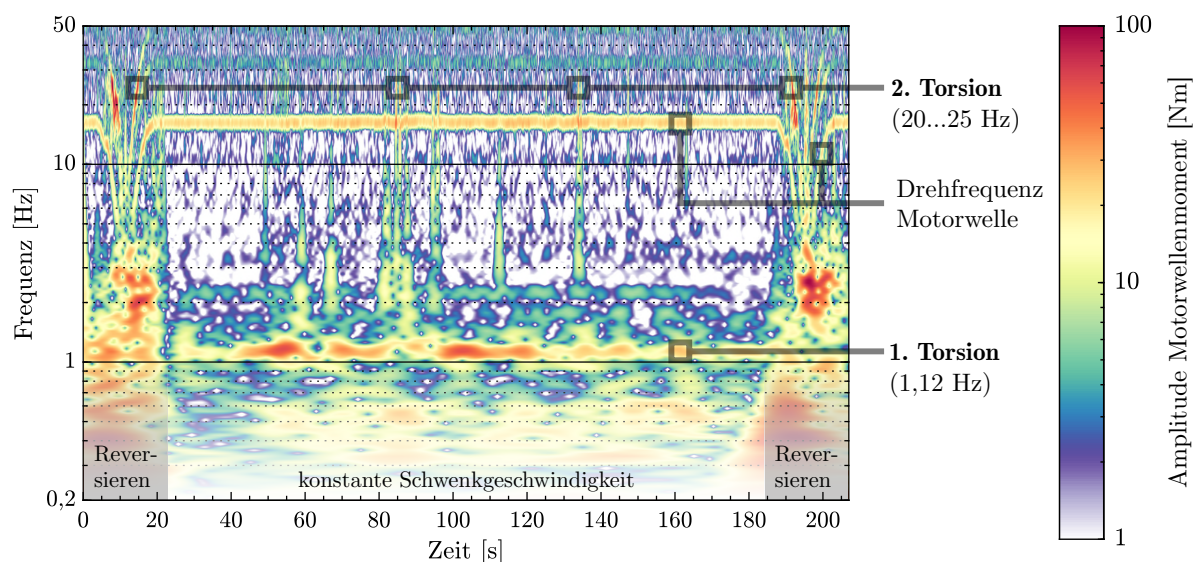


Abbildung 3.27: Zeit-Frequenz-Auswertung des gemessenen Motordrehmomentes während des Normalbetriebs: Schwenken mit konstanter Motordrehzahl und zwei vor- und nachgelagerte Reversiervorgänge. Kontinuierliche Wavelet-Transformation zur Erzielung eines vorteilhaften Kompromisses aus Zeit- und Frequenzauflösung über einen breiten Frequenzbereich.

3.4.3 Validierung Schwenkwerk – Reversiervorgang

Der erste Schritt der Modellvalidierung stützt sich auf die simulative Nachbildung einer Drehrichtungsumkehr des Schwenkantriebes. Wie aus dem vorigen Abschnitt bekannt ist, wirken keine Grabkräfte während der aufgezeichneten Reversiervorgänge. Die Eigenschwingungen des Oberbaus werden kaum angeregt. Somit muss die Grabkraftanregung des Gesamtsystems ebenso wenig modelliert werden, wie der Schaufelradantriebsstrang. Der Lastfall eignet sich deshalb hervorragend für eine isolierte Subsystemvalidierung des Schwenkwerks.

Das Simulationsmodell setzt sich zusammen aus dem MKS-Modell des Schwenkwerks mit vier Einzelantrieben und dem elastischen Baggeroberbau. Ergänzt wird das mechanische Teilsystem um die elektrische und informationsverarbeitende Domäne, indem die nachgebildete Antriebsregelung des realen Systems inklusive der originalen Regelungsparameter und Sollwertvorgaben implementiert ist.

In Abb. 3.28 sind die gemessenen Signale der Motordrehzahl und des Motorwellendrehmomentes von 14 aufeinanderfolgenden Drehrichtungswechseln übereinandergelegt. Diese große Datenbasis beweist, dass reproduzierbare Drehzahl- und Drehmomentverläufe auftreten. Es fällt auf, dass die mittlere Getriebebelastung von starken Drehmomentschwankungen in den Zeitabschnitten ③ und ④ überlagert ist, die sich bei jedem der 14 dargestellten Reversiervorgänge unterscheiden. Eine Ursache sind die Haftreibungseffekte in den Zahnkontakten und Lagerungen, welche bei den sehr geringen Relativgeschwindigkeiten um den Drehzahl-Nulldurchgang wirksam werden. Zudem wird in den Zeitabschnitten um 5 s und 11 s die zweite Torsionseigenfrequenz des Antriebes durch einen unbekanntem Anregungsmechanismus mit der dritten Motorordnung angeregt (vgl. auch Abb. 3.27).

Für den Vergleich zwischen Simulation und Messung ist deshalb hervorzuheben, dass das Modell einen Idealzustand des Systems wiedergibt. Insbesondere sind die Verschleißzustände des Zahnkranzes und der Laufbahn des Schwenklagers unbekannt. Außerdem bildet das MKS-Modell des Getriebes weder Unwuchten (Ausnahme: Eingangswelle), noch Fluchtungsfehler von Wellen oder schadhafte Maschinenelemente ab. Aus diesen Gründen muss das Simulationsmodell das Anregungsverhalten deutlich unterschätzen. Angebracht ist deshalb der Vergleich der Simulationsergebnisse mit dem Mittelwert der Messdaten.

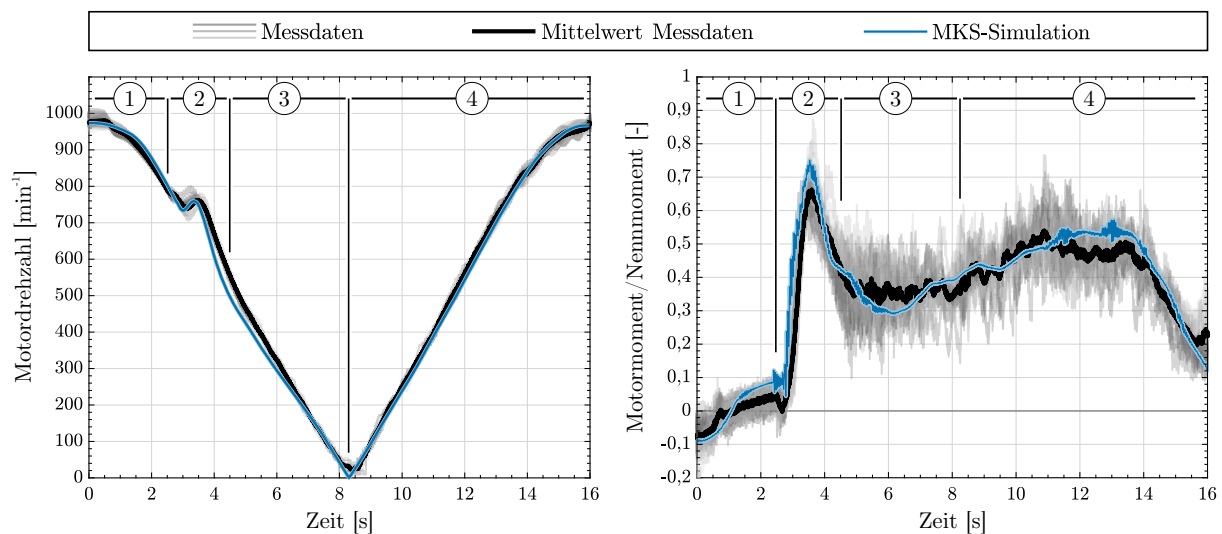


Abbildung 3.28: Messdaten aus mehreren Reversiervorgängen im Vergleich mit den Ergebnissen der MKS-Simulation. Die gemessenen Motordrehzahlverläufe enthalten keine Vorzeicheninformation, weshalb auch für das simulierte Drehzahlprofil der Betrag aufgetragen ist.

Wenngleich die Gegenüberstellung von Messdaten und Simulationsergebnissen an der Motorwelle eines Schwenkantriebes erfolgt, gestattet das MKS-Modell auch die Auswertung an weiteren Stellen. Durch die Analyse an verschiedenen Punkten des Antriebsstranges lassen sich die Vorgänge im Getriebe während der Drehrichtungsumkehr detailliert nachvollziehen und in vier Phasen unterteilen (siehe Abb. 3.27).

- ① *Entlastung des Antriebsstranges und Spieldurchlauf*: Mit Beginn des Reversiervorganges wird die Motordrehzahl entsprechend des Sollwert-Verlaufes verringert. Durch den Drehzahlunterschied zwischen An- und Abtrieb erfährt der elastische Antriebsstrang zunächst eine Entlastung, bis die Zahnflanken aller Getriebestufen abheben. Motoren und Oberbau sind nun entkoppelt. An der Motorwelle wirkt nur ein geringes Drehmoment, das erforderlich ist, um die Eingangswelle und die Getriebestufen zu verzögern.
- ② *Überschwingen bei Rückflankenkontakt*: Nachdem das Zahnflankenspiel aller Getriebestufen durchquert ist, schlagen die Rückflanken der Verzahnungen mehrfach aneinander. In der Wirkung entspricht der Flankenauflauf einer Impulsanregung, die in einem breiten Frequenzband wirkt. Zu diesem Zeitpunkt liegt eine Geschwindigkeitsdifferenz zwischen dem bereits abgebremsten Motor und dem noch schneller laufenden Baggeroberbau vor. Letzterer erfährt bisher allein durch Reibungseffekte eine Verzögerung. Die enorme Trägheit des abtriebsseitigen Stahltragwerks erklärt die noch vorhandene große Bewegungsenergie. Infolge der Drehzahldifferenz von An- und Abtrieb entsteht eine elastische Verdrillung des Antriebsstranges, sobald der Flankenkontakt wiederhergestellt ist. Dies ist gleichbedeutend mit einer starken Anregung der ersten Torsionseigenfrequenz des Antriebssystems. In der Folge tritt eine hohe Drehmomentbelastung auf. Gleichzeitig erfährt der Baggeroberbau eine abrupte Beschleunigungsänderung. Die Antriebsregelung ist nicht in der Lage, adäquat auf die hochdynamischen Vorgänge zu reagieren, sodass es zu einem deutlichen Überschwingen der Motordrehzahl kommt.
- ③ *Motorbremsung*: Sobald ein dauerhafter Rückflankenkontakt vorliegt, setzen die Antriebsmotoren den Antriebsstrang unter Rückspeisung der Bremsenergie still. Die Antriebsregelung wirkt als Hauptdämpfungsquelle der angeregten Torsionseigenfrequenz. Sie ist in der Lage eine mehrfache Lastpendelung und damit einhergehende Wechsellasten zu vermeiden.
- ④ *Beschleunigung auf Nenndrehzahl*: Die konstante Beschleunigung des Antriebes wird über den Nulldurchgang der Motordrehzahl hinaus beibehalten. Im Zuge des Anlagenhochlaufes werden einzelne Antriebsstrangresonanzen durchfahren, ohne dass kritische Lasten auftreten. Mit abnehmendem Beschleunigungsmoment wird die Nenndrehzahl ohne Überschwingen erreicht. Ein erneuter Verlust des Zahnflankenkontaktes ist somit nicht zu beobachten.

Aus der weitgehenden Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation lässt sich schlussfolgern, dass das gesamte Zahnflankenspiel des realen Antriebes in etwa dem des Modells entsprechen muss (530° Drehwinkel der Motorwelle bis zum vollständigen Spieldurchlauf). Darüber hinaus lassen sich einige Rückschlüsse in Bezug auf die Modelleigenschaften ziehen. Die ähnliche Überschwingweite des Drehmomentes und die Periodendauer der angeregten Eigenschwingung deuten auf ein ähnliches niederfrequentes Eigenschwingungsverhalten hin. Gleichzeitig bestätigt das schnelle Abklingen der Eigenschwingung die korrekte Parametrierung des PI-Drehzahlreglers und des Drehzahldifferenzreglers als Hauptdämpfungsquelle der ersten Torsionseigenfrequenz. Und schließlich lässt sich aus der Größenordnung des mittleren Beschleunigungsmomentes nach dem erfolgten Spieldurchlauf ableiten, dass die rotatorische Gesamtträgheit im MKS-Modell richtig abgebildet sein muss.

Es bleibt festzuhalten, dass das vorliegende Schwenkwerksmodell in der Lage ist, den Vorgang der Drehrichtungsumkehr realitätsnah abzubilden.

3.4.4 Validierung Gesamtsystem – Grab-Schwenk-Prozess

Der zweite Schritt der Modellvalidierung erweitert den Fokus auf das Gesamtsystemmodell. Als Lastfall eignet sich hierzu der Grab-Schwenk-Vorgang mit konstanter Schwenkdrehzahl. Obwohl die Maximallasten während des normalen Anlagenbetriebes bei den Reversiervorgängen auftreten, ist das werkstoffmechanische Schädigungspotenzial des Schwenk-Lastfalles für den Antriebsstrang und die Tragstrukturen nicht vernachlässigbar. Die Grab-Schwenk-Vorgänge haben einen zeitlichen Anteil an der Gesamtbetriebsdauer von ca. 90 %.

Verglichen mit dem Reversieren herrscht dabei eine diametral verschiedene Belastungssituation vor. Anstelle der Kraftstöße durch den Flankenauflauf während der Drehrichtungssumkehr tritt nun eine kontinuierliche Kraftanregung auf. Es wirken die getriebeinternen Anregungsquellen und zusätzlich die fluktuierenden Lasten aus dem Grabprozess. Deshalb ist mit dem Auftreten erzwungener Schwingungen und der Ausbildung von resonanzbedingten Lastüberhöhungen zu rechnen. Mit den bisherigen Erkenntnissen aus der theoretischen Analyse des Antriebes liegt ein besonderes Interesse auf der lokalen Motoreigenschwingung. Bei voller Schwenkgeschwindigkeit ist zu erwarten, dass eine Schwingungsanregung durch die Zahneingriffsfrequenz zwischen den Ritzeln der Getriebe-Abtriebswelle und dem Zahnkranz auftritt.

Die simulative Nachbildung des Grab-Schwenk-Prozesses erfordert eine Erweiterung der Systemgrenze des Simulationsmodells. Zusätzlich zum elastischen MKS-Modell des Schwenkwerkes und der Stahlbaustrukturen ist die Einbindung der Grabkraftfunktion und des Schaufelradantriebsstranges samt Schaufelradzahlregelung erforderlich. Mit dem nun vorliegenden Gesamtsystem-Simulationsmodell soll im Zuge einer Zeitbereichssimulation der in Abb. 3.25 gezeigte, messtechnisch erfasste zweite Referenzlastfall simuliert werden. Das Schaufelrad überstreicht mit einer konstanten Schwenkgeschwindigkeit von 40 m min^{-1} den Abbaustoß. An den Motoren des Schwenkwerkes muss dazu eine Drehzahl von 970 min^{-1} gehalten werden. Es stellt sich ein mittleres Drehmoment von 200 Nm an den Motorwellen ein. Das Schaufelrad wird durch die moderate Spantiefe des Grabvorganges im Mittel mit 1500 kNm belastet. Durch die vergleichsweise geringe Auslastung des Schaufelradantriebes ist ein durchgängiger Betrieb mit Konstantdrehzahl möglich.

Hervorzuheben ist, dass das Ziel der Simulation nicht die exakte Nachbildung der Messsignale im Zeitbereich sein kann. Dies begründet sich dadurch, dass die regellosen bodenmechanischen Prozesse während des Grabens unmöglich durch das vorgestellte rudimentäre Grabwiderstandsmodell abgebildet werden können. Sowohl die lokal variierende Festigkeit und Dichte des Gesteins, als auch die Geometrie des Hangabschnittes – festgelegt durch die vorangegangenen Schnitte – entziehen sich einer genauen Erfassung. Zudem verbleiben die Dämpfungsparameter des Baggeroberbaus als unbekannte Größen.¹⁹ Eine Simulation des Grabvorganges kann somit nur eine Momentaufnahme der Realität im Mittel wiedergeben. Aus dem vorigen Abschnitt ist zudem bekannt, dass auch die getriebeinternen Anregungen durch das MKS-Simulationsmodell unterschätzt werden. Deshalb liegt der Fokus der Grab-Schwenk-Simulation auf der *qualitativen* Abbildung der wesentlichen Anregungs- und Reaktionsmechanismen des mechanischen Systems. Die beabsichtigte Nutzung des Gesamtsystem-Simulationsmodells zur vergleichenden Untersuchung unterschiedlicher Regelungskonzepte rechtfertigt das Vorgehen.

Sinnvoller als eine Darstellung der simulierten und gemessenen Zeitverläufe ist die in Abb. 3.29 gezeigte statistische Auswertung. Als Messdatenbasis dienen dieselben sechs Schwenkvorgänge, die im Zuge der Betriebsschwingungsanalyse auf S. 57 untersucht werden. Trotz scheinbar gleicher Betriebsbedingungen zeigen sich erhebliche Abweichungen zwischen den einzelnen Messschrieben

¹⁹Im Gegensatz zur dominierenden ersten Torsionsschwingung des Schwenkantriebes, die eine maßgebliche Dämpfung durch die Motorregelung erfährt, wirken bei der Vielzahl der Oberbau- und Schaufelradantriebs-Eigenschwingungen nur die betragsmäßig kleinere und schwer erfassbare Kontaktflächen- und Werkstoffdämpfung [VDI3830], sowie dissipative Effekte durch die Schaufelrad-Boden-Interaktion.

in Bezug auf die ausgewerteten Kennwerte. Die Simulationsdaten entstammen einer Zeitbereichsrechnung eines 115-sekündigen Grab-Schwenk-Vorganges. Die geometrischen Schnittparameter wurden während der Messung durch den Betreiber erfasst. Die bodenmechanischen Parameter in Form des spezifischen Grabwiderstandes k_A , des Seitenkraftbeiwertes c und der Dichte ρ des Gesteins sind zur Erzielung vergleichbarer Mittellasten ausgehend von Literaturwerten [SJ83; Kra75] iterativ abgestimmt. Im Vergleich zur Messung bewegen sich die drei in Abb. 3.29 dargestellten statistischen Kennwerte in der Nähe des Streubereichs der Messdaten. Die Unterschätzung der Varianz und die Abweichung des Lastkollektives sind in Anbetracht der Zielstellung und der oben genannten Einschränkungen akzeptabel.

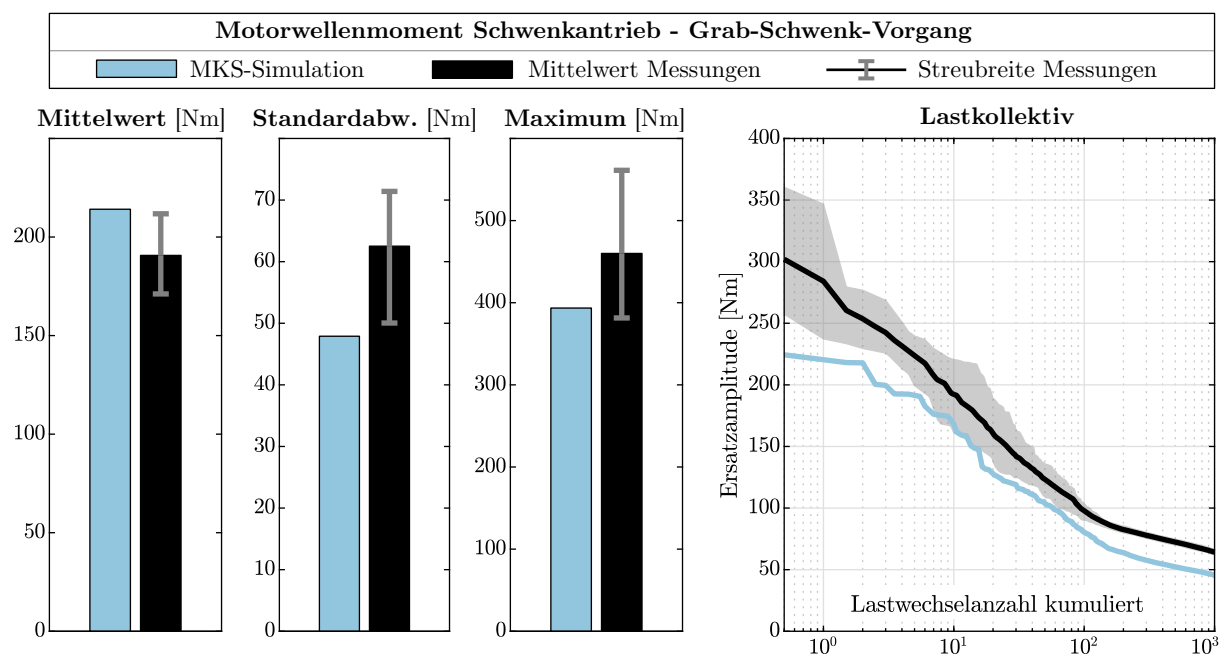


Abbildung 3.29: Zeitbereichssimulation im Vergleich mit Messdaten. Statistische Auswertung und Lastkollektiv (durch Rainflow-Zählung des Last-Zeit-Verlaufes, Berücksichtigung des Mittelspannungseinflusses gemäß [FKM20]-Richtlinie)

Abb. 3.30 stellt die Amplitudenspektren von MKS-Simulation und Messung gegenüber. Das Amplitudenspektrum des Motorwellen-Drehmomentes eines Schwenkantriebes zeigt eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen. Die niederfrequenten Harmonischen der Schaufelradrehzahl lassen sich durch schaufelspezifische Seitenkraftbeiwerte in ähnlicher Intensität reproduzieren. Weiterhin bildet das Simulationsmodell die Anregung der ersten Schwenkantriebs-Torsionseigenfrequenz durch den Zahneingriff zwischen Zahnkranz und Abtriebsritzel mit vergleichbarer Amplitude ab. Die Resonanzamplitude erreicht keine kritischen Größenordnungen. Allein das durch den Drehzahldifferenzregler motorspezifisch aufgeprägte Korrekturdrehmoment verhindert ein unzulässiges Anwachsen der Drehmomentamplitude bei 1,12 Hz. Die Schaufelrad-eingriffsfrequenz tritt in der Simulation stärker hervor. Durch die Wirkung des Schwenkantriebes als mechanisches Filter sind höherfrequente Grabprozess-Anregungen an der Motorwelle nicht erkennbar.

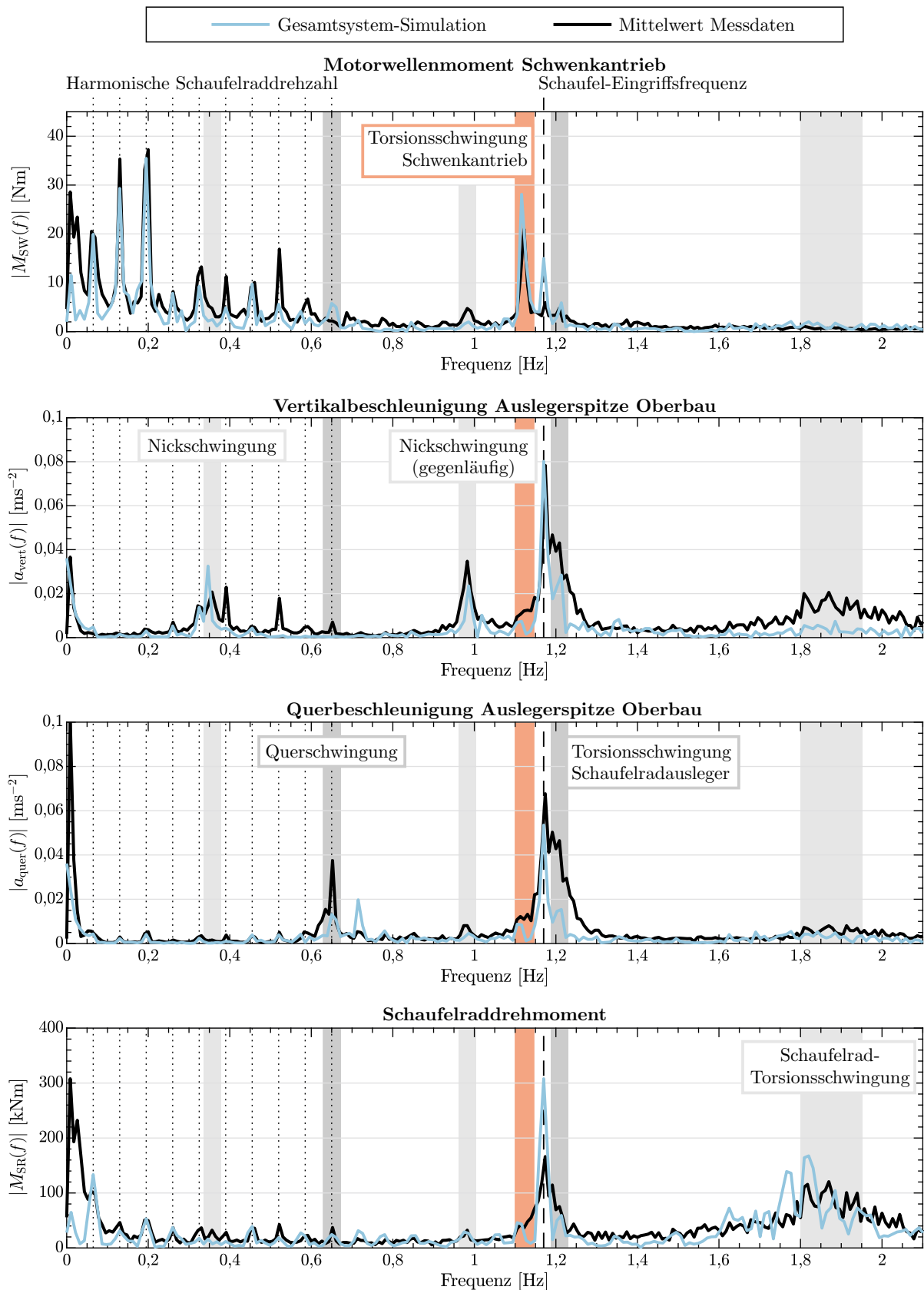


Abbildung 3.30: Zeitbereichssimulation im Vergleich mit Messdaten. DFT mit ($f_S = 1000$ Hz, $\Delta f = 0,009$ Hz, TUKEY-Fenster mit 25 % Anschnitt)

Das Beschleunigungsspektrum des Schaufelradauslegers in Vertikalrichtung lässt sowohl eine Anregung beider Nickschwingungen durch den Grabprozess erkennen, als auch eine Reaktion im Bereich der Torsionseigenfrequenz des Schaufelradauslegers. Im Amplitudenspektrum der Ausleger-Querschleunigung tritt zudem die Querschwingung des Schaufelradauslegers zu Tage.

Das an der Schaufelradabstützung ermittelte Drehmomentspektrum wird in Messung und Simulation gleichermaßen durch die Schaufeleingriffsfrequenz und die breitbandige Schaufelrad-Torsionsschwingung bestimmt. Die Seitenbänder um die Schaufelrad-Torsionseigenfrequenz deuten auf Modulationseffekte hin, die das Simulationsmodell richtigerweise abbildet, wenngleich die Amplituden nicht exakt reproduziert werden.

Aus Sicht des Schwenkwerks gibt das Gesamtsystem-Simulationsmodell die Interaktion der Mechanik mit den Anregungsmechanismen genau genug wieder. Die Reaktionen des Antriebsstranges bewegen sich in ähnlichen Größenordnungen. Für die folgenden Untersuchungen unterschiedlicher Regelungskonzepte in Bezug auf die Schwenkantriebsbelastung eignet sich der Lastfall somit zur relativen Bewertung der erzielbaren Verbesserungen.

3.5 Ableitung eines mechanischen Minimalmodells

In den bisherigen Ausführungen lag der Schwerpunkt auf der möglichst exakten und umfassenden Systembeschreibung mit aufwendig zu erstellenden, nichtlinearen Maximalmodellen. Dies erwies sich für die Erlangung eines grundlegenden Systemverständnisses und die messtechnische Modellvalidierung als notwendig. Mit dem dadurch erlangten Wissen liegt es nahe, ein einfacher handhabbares und schneller lösbares Modell abzuleiten. Ziel ist deshalb die Erarbeitung eines analytischen Minimalmodells, das mit möglichst geringem Freiheitsgrad wesentliche physikalische Vorgänge qualitativ richtig wiedergibt. Ein praxisgerechter Ansatz zur Reduktion der Modellordnung wird nachfolgend vorgestellt.

Das Vorgehen, ausgehend von einem komplexen Vollmodell durch Analyse der Parametereinflüsse ein physikalisch interpretierbares Minimalmodell zu finden, wird nach DRESIG [DF14] als deduktive Modellbildung bezeichnet. Den größtmöglichen Abstraktionsgrad repräsentiert hierbei die Modellvorstellung der *starren Maschine*, bei der jegliche Eigendynamik vernachlässigt wird. Hierzu müssen alle Systemeigenfrequenzen deutlich oberhalb der relevanten Anregungen liegen, sowie die Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge bedeutend langsamer ablaufen, als die niederfrequenteste Eigenschwingung. Beide Bedingungen werden bei dem untersuchten Antrieb verletzt. [DF14]

Zweckmäßiger erscheint die Modellierung als *Drehschwingungssystem*. Gerechtfertigt wird dies durch die in Abb. 3.31 links gezeigte Trägheitsverteilung eines Antriebsstranges des Mehrmotorensystems. Grundlage bildet die Umrechnung der lokalen Massenträgheitsmomente auf eine gemeinsame Bildwelle unter Einbeziehung der jeweiligen Getriebeübersetzungen. Die Darstellung offenbart, dass allein die Eingangswellenbaugruppe und der Baggeroberbau über 99% der rotatorischen Gesamtträgheit vereinen. Die Wellen und Verzahnungen des zwischengeschalteten Getriebes liefern nahezu keinen Beitrag zum Massenträgheitsmoment und kommen der Idealvorstellung einer masselosen Torsionsfeder nahe. Weiterhin lässt sich aus der Verteilung der torsionalen Antriebsstrangsteifigkeit im rechten Bildteil erkennen, dass die Eingangswellenbaugruppe (bestehend aus elektrischer Antriebsmaschine, elastischer Reifenkupplung und Getriebeeingangswelle) eine vergleichsweise hohe Torsionssteifigkeit aufweist. Folglich ist die Unterbaugruppe als einzelner starrer Körper aufzufassen. Auf die Modellierung durch zwei elastisch gekoppelte Teilkörper kann verzichtet werden. Die wesentlichen Elastizitäten befinden sich aufseiten der langsamlaufenden Getriebestufen.

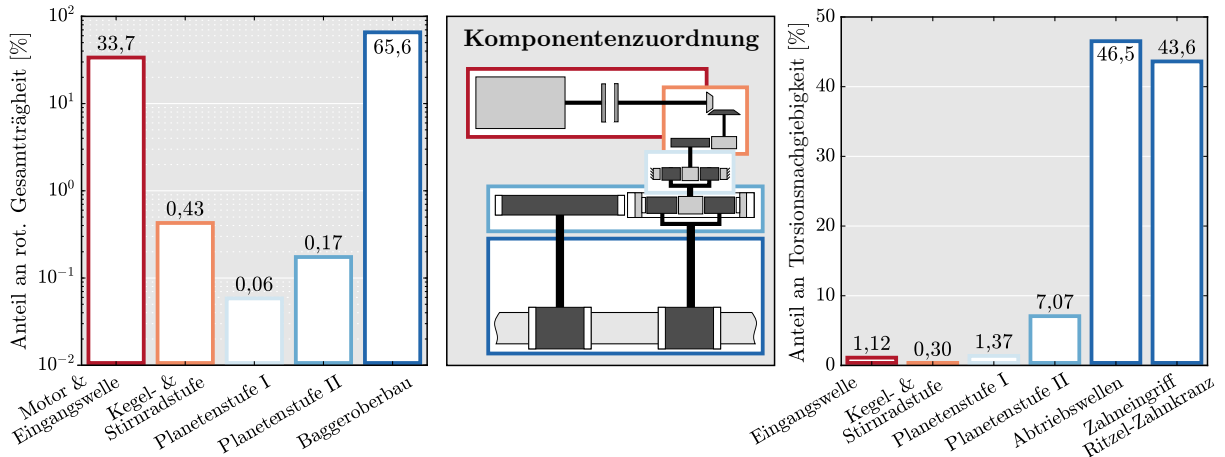


Abbildung 3.31: Verteilung der rotatorischen Gesamt-Massenträgheit und der Torsionssteifigkeit auf die Unterbaugruppen des Schwenkantriebes

Basierend auf diesen Überlegungen ist die Approximation eines Schwenkantriebes durch zwei elastisch verbundene Starrkörper möglich, welche die Massenträgheitsmomente der Eingangswellenbaugruppe und des Baggeroberbaus repräsentieren. Der untersuchte Antriebsstrang ordnet sich somit in eine Reihe von Antriebssystemen ein, die sich über den Modellansatz eines Zweimassen-Torsionsschwingers beschreiben lassen [Sch15; DF14; Lag04; Gos98]. Weitere Triebstränge des Mehrmotorensystems können durch eine Vervielfältigung von motorseitigem Starrkörper und Torsionsfeder einfach ergänzt werden (siehe Abs. 4.4.1).

Im Konfigurationsraum ergibt sich das Bewegungsdifferentialgleichungssystem

$$\underbrace{\begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix}}_{\mathbf{M}} \underbrace{\begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \end{bmatrix}}_{\ddot{\mathbf{q}}} + \underbrace{\begin{bmatrix} d & -d \\ -d & d \end{bmatrix}}_{\mathbf{D}_{\text{visk}}} \underbrace{\begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ \dot{\varphi}_2 \end{bmatrix}}_{\dot{\mathbf{q}}} + \underbrace{\begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix}}_{\mathbf{K}} \underbrace{\begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{bmatrix}}_{\mathbf{q}} = \underbrace{\begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \end{bmatrix}}_{\mathbf{u}} \quad (3.15)$$

mit den Massen-, Dämpfungs-, und Steifigkeitsmatrizen \mathbf{M} , \mathbf{D}_{visk} und \mathbf{K} sowie den generalisierten Koordinaten $q_{1/2}$, die den Drehwinkeln von Motor und Baggeroberbau entsprechen.

Zur Bewertung der Güte des Minimalmodells bietet sich ein Vergleich mit dem detaillierten MKS-Simulationsmodell des Schwenkantriebes an. Im Sinne einer allgemeingültigen und einfach handhabbaren Darstellung wird nur ein Antriebsstrang des Systems betrachtet. Als Vergleichskriterium soll das frequenzabhängige Übertragungsverhalten des linearisierten Systems dienen. Die nichtlinearen Bewegungsgleichungen des MKS-Modells liegen in SIMPACK in einer Form analog zu Gl. 3.1 vor. Eine Linearisierung erfolgt stets um einen Betriebspunkt. Durch das Verspannen des Antriebes auf sein Nenndrehmoment in einer vorgelagerten Zeitbereichsrechnung werden alle nichtlinearen Modellelemente (Verzahnungsspiel, Zahnsteifigkeiten, etc.) in einen definierten, stationären Zustand überführt. Nichtlineare Reibungsmechanismen werden deaktiviert. Anschließend führt die Linearisierung in SIMPACK auf eine Zustandsraumdarstellung zweiter Form²⁰ [Har88].

Die Zustandsgleichung [Lun14a]

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A} \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} \mathbf{u}(t) \quad (3.16)$$

stellt den Zusammenhang zwischen den m Eingangsgrößen (Lasten, Stell- und Störgrößen) des Eingangsvektors \mathbf{u} und den n Zustandsgrößen des Zustandsvektors \mathbf{x} in Form eines Differentialgleichungssystems erster Ordnung her. Dabei enthält der Zustandsvektor physikalische Größen,

²⁰Die Verbreitung der Systembeschreibung im Zustandsraum begründet sich durch die Kompatibilität zu numerischen Integrationsverfahren für die Zeitbereichslösung und durch die Möglichkeit Eigenwertprobleme auch ohne die Annahme modaler Dämpfung lösen zu können.

welche die Energiespeicher des Systemmodells zu jedem Zeitpunkt vollständig beschreiben. Bei mechanischen Systemen sind dies z. B. Positionen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der betrachteten Körper. Die Systemdynamik wird durch die Systemmatrix $\mathbf{A} \in \mathbb{R}^{n,n}$ und die Steuermatrix $\mathbf{B} \in \mathbb{R}^{n,m}$ erfasst.

Über die Ausgabe Gleichung

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C} \mathbf{x}(t) + \mathbf{D} \mathbf{u}(t) \quad (3.17)$$

mit der Messmatrix $\mathbf{C} \in \mathbb{R}^{p,n}$ werden die p Systemausgangsgrößen des Ausgabevektors \mathbf{y} mit den Zustandsgrößen verknüpft. Ein direkter Durchgriff der Eingangsgrößen auf die Systemausgänge tritt bei mechanischen Systemen auf, sobald Beschleunigungen im Vektor $\mathbf{y}(t)$ ausgegeben werden. In diesem Fall ist die Durchgangsmatrix $\mathbf{D} \in \mathbb{R}^{p,m}$ von null verschieden. Das MKS-Zustandsraummodell des Beispielantriebes besitzt die Dimension $n = 490$.

Auch die Bewegungsgleichungen des Minimalmodells nach Gl. 3.15 lassen sich in den Zustandsraum übertragen. Mit dem Zustandsvektor $\mathbf{x} = [\dot{\mathbf{q}} \mid \mathbf{q}]^T$ gilt

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{Bmatrix} -M^{-1} \mathbf{D}_{\text{visk}} & -M^{-1} \mathbf{K} \\ \mathbf{I} & \mathbf{0} \end{Bmatrix} \mathbf{x} + \begin{Bmatrix} M^{-1} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \mathbf{u}. \quad (3.18)$$

Die Zustandsraumdimension des Minimalmodells beträgt $n = 4$.

Um die Parameter des Minimalmodells festzulegen, kann auf die bekannten Informationen zu den Massenträgheitsmomenten der Eingangswellenbaugruppe J_1 und des Baggeroberbaus J_2 aus Abb. 3.31 und dem vorangegangenen MKS-Modellierungsprozess zurückgegriffen werden. Die Torsionssteifigkeit folgt aus der Forderung, die Lage der ersten Torsionseigenfrequenz exakt zu reproduzieren.

$$J_1 = 11,5 \text{ kg m}^2 \quad J_2 = 26,6 \text{ kg m}^2 \quad k = 569 \text{ Nm rad}^{-1} \quad (3.19)$$

Offensichtlich erfordert die Parametrierung stets eine Kompromissfindung. Mit der obigen Annahme zu den Massenträgheitsmomenten wird die Gesamtträgheit geringfügig unterschätzt. Damit die Lage der Torsionseigenfrequenz mit dieser Trägheitsverteilung reproduzierbar ist, liegt die Ersatzmodell-Torsionssteifigkeit zudem um ca. 5% über der tatsächlichen Antriebsstrangsteifigkeit. Je deutlicher in einem beliebigen Antrieb die rotatorische Trägheit auf die Motor- und die Lastseite konzentriert ist, desto besser ist die vorgestellte Approximation. Falls das Minimalmodell auch die oftmals geringe Torsionsdämpfung enthalten soll, bietet sich eine Dämpfungsabstimmung über den modalen Dämpfungsansatz $\mathbf{D}_{\text{visk}} = \beta_{\text{visk}} \mathbf{K}$ an.

Einen umfassenden Überblick zur Approximationsgüte liefern die in Abb. 3.32 gezeigten Amplitudenfrequenzspektren zwischen den motor- und abtriebsseitig angreifenden Drehmomenten $M_{1/2}(j\omega)$ und den Winkelgeschwindigkeiten $\omega_{1/2}(j\omega)$. Aus der Zustandsraumdarstellung in Gl. 3.16 und Gl. 3.17 lässt sich nach FOURIER-Transformation die Frequenzgangmatrix

$$\mathbf{G}(j\omega) = \mathbf{C} (j\omega \mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1} \mathbf{B} + \mathbf{D} \quad (3.20)$$

berechnen. Diese stellt den frequenzabhängigen Zusammenhang $\mathbf{y}(j\omega) = \mathbf{G}(j\omega) \mathbf{u}(j\omega)$ zwischen den genannten Eingangs- und Ausgangsgrößen her.

Bis über die erste Torsionseigenfrequenz ist keine optische Unterscheidung der abgebildeten Kurven möglich. Die gute Übereinstimmung wird auch in der unterhalb dargestellten absoluten Amplitudenabweichung deutlich. Der Fehler zwischen Minimalmodell und MKS-Modell ist ca. zwei Größenordnungen geringer, als der Betrag bei der jeweiligen Frequenz. Abweichungen werden erst ab der zweiten Torsionsmode des MKS-Modells deutlich. Die gesamtsystemdynamische Relevanz der durch das Minimalmodell nicht erfassten Schwingformen ist jedoch als gering einzuschätzen.

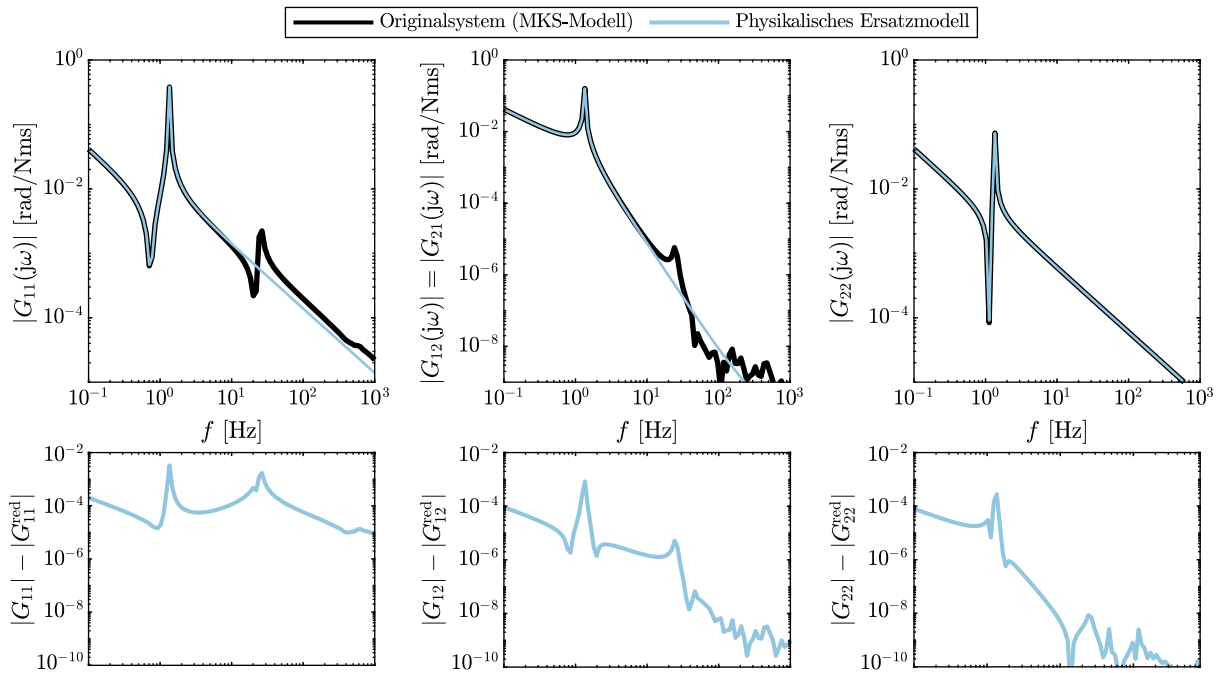


Abbildung 3.32: Vergleich der Frequenzgänge des linearisierten MKS-Modells mit dem freiheitsgradreduzierten Minimalmodell. Winkelgeschwindigkeit infolge Drehmomentanregung (engl. mobility) in den oberen Diagrammen, absolute Abweichung zwischen beiden Modellen jeweils darunter.

Die folgenden Punkte zeichnen das vorgestellte physikalische Minimalmodell aus:

- Alle Zustandsgrößen x_i besitzen eine anschauliche und messbare reale Entsprechung.
- Das Modell ist problemlos um den nichtlinearen Effekt des Verzahnungsspiels erweiterbar (siehe Kap. 5).
- Eine Parameteridentifikation ist auch experimentell an der Regelstrecke möglich. Eine vorherige MKS-Modellierung ist für die untersuchte Klasse von Antrieben nicht erforderlich.
- Die erreichbare Modellgüte ist geringer als bei transformationsbasierten Reduktionsverfahren [WCE17]. Zwei entsprechende Ansätze werden im Anhang C vorgestellt.
- Mit zunehmendem Freiheitsgrad des Minimalmodells steigt der Parametrierungsaufwand. Die beschriebene Kompromissfindung zur genauen Erfassung bestimmter Eigenschaften (Steifigkeit, Eigenfrequenz, Trägheit) wird zunehmend unübersichtlich.

Für erste Zeitbereichssimulationen von Lastfällen mit dem Ziel der Belastungsprognose oder für die Reglersynthese eignet sich der einfache Modellansatz in besonderem Maße.

3.6 Zwischenfazit

Die elastische MKS-Modellierung des mechatronischen Gesamtsystems hat sich als geeignete Methode zur Prognose der Betriebslasten und zur Erfassung der Antriebsdynamik erwiesen. Es kann eine gute Übereinstimmung zwischen Modell und den erfassten Messdaten erreicht werden. Der hier dokumentierte aufwendige Modellierungsprozess zur Findung eines treffsicheren Maximalmodells ist künftig nicht mehr notwendig. Da die relevanten Modellelemente und Phänomene identifiziert wurden, können auf Basis dieser Erkenntnisse Kriterien zur sinnvollen Modellltiefe für einfachere Simulationsmodelle bereitgestellt werden. Die nachfolgend zusammengefassten Ergebnisse erlauben sowohl die einfachere Parametrierung des vorgestellten mechanischen Minimalmodells, als auch die Erstellung recheffizienter MKS-Simulationsmodelle für detailliertere Analysen. Zudem dienen die Erkenntnisse als Anknüpfungspunkt für die Findung konstruktiver Möglichkeiten zur Beeinflussung der Antriebsdynamik. Die Anwendbarkeit der vorgeschlagenen Methodik auf Baureihen-Schwenkantriebe wurde vom Autor in der Veröffentlichung [SS22b] nachgewiesen.

Getriebemodellierung

- Die polaren Massenträgheitsmomente auf der schnellaufenden Getriebeseite (Motorläufer, Kupplung, Bremse, Eingangswelle) sind genau zu erfassen. Die im Vergleich zur Lastseite betragsmäßig klein erscheinenden Trägheitswerte vereinen durch die hohe Getriebeübersetzung einen Großteil der rotatorischen Gesamtenergie.
- Die Torsionssteifigkeit des Antriebes wird maßgeblich durch die Abtriebswelle, die Verzahnung von Ritzel-Zahnkranz und dessen elastisches Umfeld definiert.
- Es tritt eine signifikante Schwingungskopplung zwischen Antriebstonion und Radialverlagerung des Abtriebsritzels durch den Zahneingriff auf, was die Berücksichtigung folgender Steifigkeiten erforderlich macht:
- Mittlere Zahneingriffssteifigkeit zwischen Ritzel- und Zahnkranz unter Berücksichtigung der Flankenmodifikationen (insbesondere Breitenballigkeit und Flankenlinienwinkelmodifikation)
- Torsions- und Biegesteifigkeit der Abtriebswelle
- Radialsteifigkeit des Abtriebswellenlagers und Nachgiebigkeit der Lagerumgebung
- Darüber hinaus muss das Getriebegehäuse ein großes Abstützdrehmoment (Differenz zwischen An- und Abtriebsmoment) aufnehmen. Es ist zu prüfen, ob die Gehäuskonstruktion und -anbindung ein signifikantes Absinken der Torsionssteifigkeit des Antriebsstranges bewirkt.

Elektrische und informationsverarbeitende Domäne

- Eine losgelöste Betrachtung von Mechanik und Antriebsregelung ist nicht ratsam. Die Parameter der Antriebsregelung beeinflussen die Systemdynamik unmittelbar.
- Die Drehmomentbereitstellung durch umrichter gespeiste Asynchronmaschinen mit feldorientierter Stromregelung kann als Verzögerungsglied angenähert werden. Die Zeitkonstante des PT_1 -Glieds bewegt sich im Millisekundenbereich und ist der Umrichterdokumentation zu entnehmen.
- Durch die vereinfachte Modellierung der Winkelsensorik und der Drehzahlberechnungsalgorithmen kann mit geringem Aufwand die Modellgüte weiter gesteigert werden.

Systemdynamik von Schwenkantrieben

- Das niederfrequente Drehschwingungsverhalten von Schwenkantrieben mit mehreren symmetrischen Antriebssträngen wird durch die gegenphasige Eigenschwingung der Motoren charakterisiert.
- Diese Mehrmotorenschwingung kann auch ohne Kenntnis der abtriebsseitigen Komponenten (Ausleger, Gondel, etc.) treffsicher prognostiziert werden, indem die effektive Torsionssteifigkeit des Wellenstranges und die Summenträgheit auf der Motorwelle exakt erfasst werden.
- Die Antriebsregelung fungiert bei korrekter Reglerauslegung als Hauptdämpfungsquelle der niederfrequenten Drehschwingungen.
- Flexible Strukturen am Getriebeabtrieb wirken auf das Drehschwingungsverhalten der Schwenkantriebe zurück. Eine Starrkörperidealisation ist nur unter bestimmten Umständen angebracht.
- Das Verzahnungsspiel des Getriebes stellt eine wesentliche Nichtlinearität des Systems dar und bildet die Ursache für Lastüberhöhungen bei reversierendem Betrieb der Anlage sowie bei Hochlauf- und Verzögerungsvorgängen.
- Anregungen durch die geradverzahnten Getriebestufen rufen bei drehzahlvariablem Betrieb Drehschwingungs-Resonanzen hervor.

4 Drehzahlregelung elastischer Antriebssysteme

Antriebsregelung und mechanischer Antriebsstrang sind nicht als unabhängige Teilsysteme zu verstehen. Die Rückkopplung gemessener Größen über eine elektrische Antriebsmaschine stellt einen fundamentalen Eingriff in die Systemdynamik dar. Folglich erfüllt die Antriebsregelung nicht nur die Funktion der Drehzahlachtführung, sondern es eröffnet sich die Möglichkeit zur gezielten Beeinflussung auftretender Schwingungen, insbesondere deren aktive Bedämpfung.

Eingangs widmet sich dieses Kapitel den systemdynamischen Grundlagen zur Regelung von elastischen Antriebssystemen unter der idealisierten Annahme eines vollständig linearen Verhaltens. Die Einflüsse des Verzahnungsspiels werden unter der Annahme von dauerhaftem Flankenkontakt deshalb zunächst vernachlässigt. Nach der Vorstellung von zwei konträren Regelstrategien erfolgt deren konzeptioneller Vergleich losgelöst von einem speziellen Antriebsstrang. Auf Basis der Ergebnisse kann eine Grundsatzentscheidung zwischen Ein- und Mehrgrößenregelung bereits anhand generalisierter Eigenschaften der Regelstrecke getroffen werden. Durch die Modellvorstellung der Regelstrecke als Zweimassensystem haben die Erkenntnisse allgemeingültigen Charakter für die Klasse der Antriebe mit elastischer Kopplung.

Es schließt sich die konzeptionelle Umsetzung beider Regelstrategien an dem konkreten Beispielschwenkantrieb des Schaufelradbaggers 293 an. Dabei wird ein besonderes Augenmerk auf die Praktikabilität der vorgeschlagenen Mehrgrößenregelung gelegt. Sowohl das Verzahnungsspiel als wesentliche Nichtlinearität, als auch die begrenzte Verfügbarkeit von Systeminformationen durch die Weiternutzung der vorhandenen Sensorik erfahren eine Berücksichtigung.

4.1 Allgemeine Grundlagen

Die Regelung eines Systems verfolgt das Ziel, der Ausgangsgröße y ein gewünschtes Verhalten aufzuprägen, indem eine zu manipulierende Eingangsgröße u fortlaufend vorgegeben wird. Sowohl bei dem Teilproblem, die Ausgangsgröße einem Referenzwert y_{ref} nachzuführen, als auch bei der Kompensation von einwirkenden Störungen d gilt die gleiche Anforderung: Die Regelabweichung $e = y_{\text{ref}} - y$ soll minimal sein. [SP05]

Der Algorithmus, welcher die Stellgröße u anhand der verfügbaren Ausgangswerte y anpasst, heißt Regler K . Neben der Kenntnis der zu erwartenden Störungen und Sollgrößen ist zur Anwendung der Mehrzahl aller Auslegungsverfahren eine Beschreibung des Systemverhaltens durch ein Modell (bspw. in Form von Gl. 3.20) erforderlich. Für ein hier zunächst als linear angenommenes skalares System bietet sich die Nutzung von Übertragungsfunktionen mit der LAPLACE-Variablen p an.¹

$$y = G(p)u + G_d(p)d \quad (4.1)$$

Die Übertragungsfunktionen $G(p)$ und $G_d(p)$ beschreiben die Auswirkungen einer Stellgröße, beziehungsweise einer Störgröße auf den zu regelnden Systemausgang (siehe auch Abb. 4.1).

¹Die LAPLACE-Transformation $F(p) = \int_0^\infty f(t)e^{-pt} dt$ mit $p = \delta + j\omega$ (kurz $\mathcal{L}\{\}$) überführt eine Funktion $f(t)$ aus dem Zeitbereich in den komplexen Bildbereich. Für den Übergang $p \rightarrow j\omega$ geht aus der LAPLACE-Transformation die FOURIER-Transformierte hervor. D. h. aus einer Übertragungsfunktion $G(p) = y(p)/u(p)$ lässt sich der messbare und einfach darstellbare Frequenzgang $G(j\omega) = y(j\omega)/u(j\omega)$ extrahieren. Während der Frequenzgang nur beschreibt, wie ein dynamisches System eine sinusförmige Eingangsgröße im eingeschwungenen (stationären) Zustand überträgt, ist die Übertragungsfunktion auch zur Beschreibung des (transienten) Übergangsverhaltens, für instabile Systeme und bei sprunghörmigen Eingangssignalen anwendbar. [Lun14a, S. 246f]

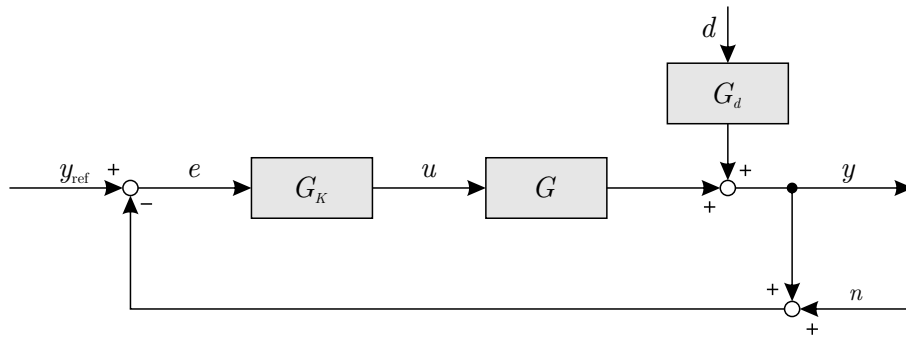


Abbildung 4.1: Allgemeingültiger Signalflussplan eines linearen Regelkreises nach [SP05, S. 23]

Als lineares Regelgesetz wird zunächst die negative Ausgangsrückkopplung

$$u = G_K(p) (y_{\text{ref}} - y - n) \quad (4.2)$$

mit der Regler-Übertragungsfunktion G_K angenommen. Zusätzlich ist ein Rauschen n überlagert, das sowohl nicht-ideale Messungen, als auch unmodellerte Dynamik und daraus resultierende höherfrequente Signalbestandteile repräsentieren kann.

4.1.1 Führungs- und Störungsverhalten

Das Schließen der Rückkopplungsschleife – mathematisch ausgedrückt durch Einsetzen von Gl. 4.2 in Gl. 4.1 – erlaubt die Beschreibung der Ausgangsgröße in Abhängigkeit aller Systemeingänge

$$y = \underbrace{(I + G_K G)^{-1} G_K G}_T y_{\text{ref}} + \underbrace{(I + G_K G)^{-1} G_d}_S d - \underbrace{(I + G_K G)^{-1} G_K G}_T n. \quad (4.3)$$

Die Empfindlichkeitsfunktion (sensitivity function) S tritt als gemeinsamer Vorfaktor aller Summanden auf. Greift die Störung direkt am Streckenausgang an, gilt $G_d = 1$ und die Empfindlichkeitsfunktion entspricht der Störungsübertragungsfunktion. Damit externe Störungen nur geringe Wirkungen auf die Regelgröße ausüben, wäre $|S| \ll 1$ wünschenswert.²

Die komplementäre Empfindlichkeitsfunktion (complementary sensitivity function) T wird auch als Führungsübertragungsfunktion bezeichnet, da sie den Zusammenhang zwischen Führungs- und Regelgröße herstellt. Um eine abweichungsfreie Nachführung der Regelgröße zu ermöglichen, wird $|T| = 1$ gefordert. Es gilt stets $S + T \stackrel{!}{=} 1$.

Offensichtlich wirkt der Regler als Teil des Terms $G_K G$ – bezeichnet als Übertragungsfunktion der offenen Kette – sowohl auf S als auch auf T . Für eine vorgegebene Regelstrecke G lässt sich durch die Wahl von G_K das Regelverhalten verändern. Die erwähnten Forderungen an die Beträge von S und T sind gleichbedeutend mit dem Wunsch nach $|G_K| \rightarrow \infty$. Praktisch ist nur ein endlicher Betrag der Reglerübertragungsfunktion in einem begrenzten Frequenzbereich umsetzbar, was sich durch die Stellgrößengrenzen und die Bandbreitenlimitierung realer Aktoren

²Die Bezeichnung Empfindlichkeitsfunktion geht darauf zurück, dass sie die relative Empfindlichkeit der Führungsübertragungsfunktion des *Regelkreises* gegenüber Änderungen der Übertragungsfunktion der *Regelstrecke* ausdrückt: $S = \frac{dT}{dG} \frac{G}{T}$. Eine betragsmäßig kleine Empfindlichkeitsfunktion ist gleichbedeutend damit, dass Änderungen der Strecke sich nur schwach auf das Führungsverhalten auswirken [Lun14a, S. 381]. Eine weitere Erklärung liefert der Vergleich von Gl. 4.3 mit der *gesteuerten* Strecke (ohne Rückkoppelzweig) $y = G_K G y_{\text{ref}} + G_d d$. Demnach reduziert der bei geschlossenem Regelkreis vor beiden Summanden auftretende Term $(I + G_K G)^{-1}$ die Empfindlichkeit der Regelgröße gegenüber Störungen [SP05, S. 25].

erklärt. Zudem verbessert ein breitbandiger Regler zwar Sollwertfolge und Störungskompensation, verschlechtert nach Gl. 4.2 aber zwangsläufig die Fähigkeit zur Rauschunterdrückung. Der Regler verstärkt sowohl y_{ref} als auch n in gleichem Maße.

Da die mit dem Rauschen n assoziierten Prozesse üblicherweise höherfrequent als die Regelkreisdynamik sind, soll $|T| \ll 1$ bei hohen Frequenzen gelten. Folglich nehmen die Empfindlichkeitsfunktionen Verläufe wie in Abb. 4.2 an. Der erste Durchstoßungspunkt der -3 dB-Grenze von $|S|$ markiert die Bandbreite des Reglers. Bis zu dieser Frequenz verbessert die Rückkopplung die Nachführgüte und limitiert die Auswirkungen externer Störungen (Bereich ①). Bevor die Regelung keinen Einfluss mehr auf das Systemverhalten ausübt (Bereich ③), existiert ein Intervall ②, in dem der Betrag der Empfindlichkeitsfunktion Werte größer eins aufweist. In diesem Intervall verstärkt der Regler Störungen. Es treten größere Regelabweichungen auf, als im unregulierten System.

Es lässt sich festhalten, dass die teils konträren Anforderungen und wechselseitigen Zusammenhänge die Reglerauslegung stets zu einer Kompromissfindung werden lassen.

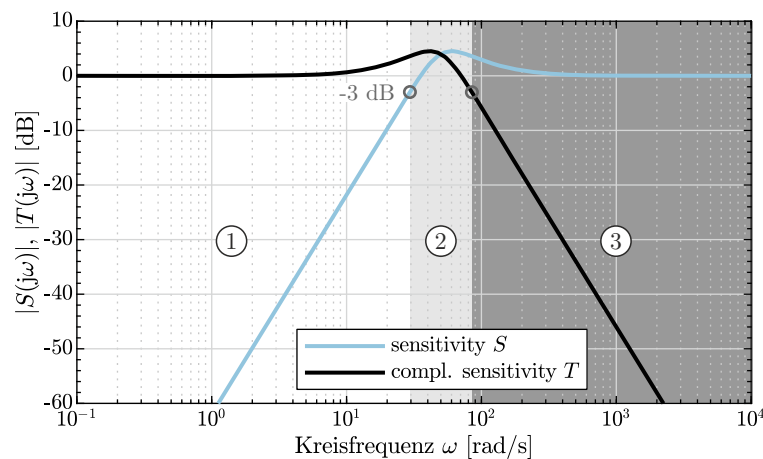


Abbildung 4.2: Empfindlichkeitsfunktionen eines Drehzahlregelkreises, dargestellt als Amplitudenfrequenzgänge mit drei Wirkbereichen des Reglers. Regelstreckenparametrierung und Reglerverstärkungen sind Abs. 4.2.3.1 entnommen.

4.1.2 Stabilität und Performanz

Wesentlich für die Praktikabilität einer Regelung ist die Forderung, dass externe Anregungen, Sollwertänderungen und Störsignale endlicher Größe auch zu endlichen Ausgangssignalen des Regelkreises führen. Schwingungen sollen ein abklingendes (gedämpftes) Verhalten aufweisen. Wenn alle Eingangsgrößen den Wert null annehmen, muss das System in endlicher Zeit wieder in eine Ruhelage zurückkehren. Die Gesamtheit dieser Forderungen wird nach [Lun14a] als Stabilität bezeichnet. Zur Bewertung der Stabilität eines rückgekoppelten geregelten Systems sind zwei Methoden verbreitet [SP05]:

- Der Regelkreis ist stabil, wenn alle Eigenwerte der Systemmatrix \mathbf{A} des geschlossenen Regelkreises einen negativen Realteil besitzen. Die zugehörigen Eigenbewegungen klingen demnach ab.
- Ein zweiter Ansatz beruht auf der grafischen Darstellung der Übertragungsfunktion $G_K G$ der offenen Kette. Das NYQUIST-Stabilitätskriterium besagt vereinfacht, dass ein Regelkreis dann stabil ist, wenn die in der komplexen Ebene dargestellte Ortskurve von $G_K G$ den kritischen Punkt $-1 + j0$ nicht umschlingt (siehe Abb. 4.3 rechts). [Lun14a, S. 433]

Beide Vorgehensweisen werden in Abs. 4.2.1 anhand eines konkreten antriebstechnischen Beispiels angewendet und näher erläutert. Abseits der Stabilität als Grundvoraussetzung für die Funktion der Regelung ist auch die Güte bzw. Performanz zu bewerten. Im hier betrachteten Anwendungsfeld sind die folgenden Eigenschaften von besonderem Interesse:

- *Drehzahlregelgüte*: Der Istwert von Motor- bzw. Schwenkdrehzahl soll dem Referenzwert stationär genau, ohne Überspringen und mit hinreichender Dynamik folgen.
- *Störungsunterdrückung*: Bei mechanischen Antriebssträngen kann die Regelung genutzt werden, um die Auswirkungen externer Anregung (Lastschwankungen) oder getriebeinterner (Verzahnungs-)Anregungen zu limitieren und somit Schwingungen aktiv dämpfen und die Belastung der Maschinenelemente reduzieren.
- *Stelleinsatz*: Die erreichte aktive Schwingungsdämpfung infolge der genannten Anregungsmechanismen sollte im Kontext der mechanischen und thermischen Belastbarkeit des Stellgliedes und des Energiebedarfs abgestimmt werden.

Für lineare Systeme bietet sich zur Prüfung und Bewertung dieser Forderungen die Analyse des Übertragungsverhaltens im Frequenzbereich an. Dies entspricht der Auswertung einzelner Terme aus Gl. 4.3. Die so erhaltenen Frequenzgänge setzen die Amplituden- und Phasenlage von harmonischen Ein- und Ausgangssignalen in Relation und erlauben damit die kompakte Darstellung von stationärem Verhalten, Lastüberhöhungen und Bandbreite.

4.1.3 Singulärwertzerlegung von Frequenzgangmatrizen

Die bisherige Betrachtung umfasste nur Systeme mit einer Ein- und Ausgangsgröße. Mehrmotoren- und Antriebssysteme mit elastischer Kopplung sind demgegenüber gekennzeichnet durch verschiedene kinematische Größen an den Motoren und der flexibel angebundenen Lastseite. Ebenso existieren mehrere Lasteinleitungspunkte. Das frequenzabhängige Übertragungsverhalten zwischen den m Eingangsgrößen im Vektor \mathbf{u} und den n Ausgangssignalen in \mathbf{y} eines derartigen Mehrgrößensystems wird durch Frequenzgangmatrizen der Form

$$\mathbf{y}(j\omega) = \mathbf{G}(j\omega) \mathbf{u}(j\omega) = \begin{bmatrix} G_{1|1}(j\omega) & \cdots & G_{1|m}(j\omega) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ G_{n|1}(j\omega) & \cdots & G_{n|m}(j\omega) \end{bmatrix} \mathbf{u}(j\omega) \quad \text{mit} \quad \mathbf{G}(j\omega) \in \mathbb{C}^{n \times m} \quad (4.4)$$

beschrieben.

Eine bloße Analyse von Betrag und Phase einzelner Frequenzgänge $G_{i|j}(j\omega) = y_i(j\omega)/u_j(j\omega)$ würde vernachlässigen, dass die gleichzeitige Wirkung mehrerer Eingangsgrößen eine stärkere Reaktion des Systems hervorrufen kann, als ein einzeln angreifendes Eingangssignal. Anstelle der skalaren Betrachtungsweise ist demnach ein vektorielles Vorgehen angebracht. Speziell interessiert, wann das geregelte System mit maximaler Amplitudenverstärkung reagiert. Die nachfolgende Beschreibung lehnt sich an die umfangreicheren Darstellungen in [Rai94] und [SP05] an.

Auch für Mehrgrößensysteme lässt sich die Verstärkung zwischen Ein- und Ausgangsgrößen angeben, indem die euklidischen Vektornormen von Ein- und Ausgangsvektor ins Verhältnis gesetzt werden $\frac{\|\mathbf{y}\|}{\|\mathbf{u}\|}$. Die wirksame Verstärkung wird aber durch die Richtung des Eingangsvektors \mathbf{u} beeinflusst. Die maximale Verstärkung zwischen Ein- und Ausgangsvektor

$$\max_{\mathbf{u} \neq \mathbf{0}} \frac{\|\mathbf{y}\|}{\|\mathbf{u}\|} = \max_{\mathbf{u} \neq \mathbf{0}} \frac{\|\mathbf{G} \mathbf{u}\|}{\|\mathbf{u}\|} = \sqrt{\text{eig}_{\max}(\mathbf{G}^H \mathbf{G})} = \bar{\sigma}(\mathbf{G}) \quad (4.5)$$

entspricht dem größten Singulärwert $\bar{\sigma}(\mathbf{G})$ der Matrix \mathbf{G} . Eine Berechnung kann über die Eigenwerte von $\mathbf{G}^H \mathbf{G}$ erfolgen, wobei \mathbf{G}^H die Adjungierte (konjugiert Transponierte) der Frequenzgangmatrix \mathbf{G} ist. [Rai94, S. 166]

Sind zusätzlich die korrespondierenden Richtungen von Ein- und Ausgangsvektor von Belang, kann eine Singulärwertzerlegung

$$\mathbf{G} = \mathbf{U} \mathbf{\Sigma} \mathbf{V}^H \quad (4.6)$$

erfolgen. Die Matrix $\mathbf{\Sigma}$ der Dimension $n \times m$ enthält als Diagonaleinträge die reellen, nichtnegativen Singulärwerte. Zu jedem Singulärwert σ_i existiert eine Eingangsrichtung \mathbf{v}_i und eine Ausgangsrichtung \mathbf{u}_i , die in den Matrizen \mathbf{V} und \mathbf{U} arrangiert sind. Die Matrix \mathbf{V} enthält als Spalten \mathbf{v}_i die zueinander orthogonalen Haupt-Eingangsvektoren. Die Matrix \mathbf{U} enthält als Spalten \mathbf{u}_i die Haupt-Ausgangsvektoren, welche ebenfalls orthogonale Hauptrichtungen darstellen.

Die Hauptvektoren definieren eine Orthonormalbasis, demnach sind die Matrizen \mathbf{U} und \mathbf{V} unitär ($\mathbf{V}^H \mathbf{V} = \mathbf{I}$) Damit lässt sich Gl. 4.6 in $\mathbf{G} \mathbf{V} = \mathbf{U} \mathbf{\Sigma}$ umformen. Der Zusammenhang zur Verstärkung der Matrix lässt sich durch die Betrachtung der i -ten Spalte von \mathbf{U} und \mathbf{V} illustrieren.

$$\mathbf{G} \mathbf{v}_i = \sigma_i \mathbf{u}_i \quad (4.7)$$

Wird das System \mathbf{G} mit einem Signal in Richtung des i -ten Eingangsvektors \mathbf{v}_i beaufschlagt, zieht dies eine Systemantwort in Richtung des i -ten Ausgangsvektors \mathbf{u}_i nach sich. Da $\|\mathbf{v}_i\| = \|\mathbf{u}_i\| = 1$ gilt, ist der Singulärwert σ_i ein Maß für die Verstärkung der Frequenzgangmatrix. [SP05, S. 80]

Wie die zugrundeliegende Frequenzgangmatrix sind auch die Singulärwerte frequenzabhängig. Aus diesem Grund erfolgt die Darstellung ähnlich zu einem Amplitudenfrequenzgang als Verstärkung über der Frequenz. Die Methodik kommt im Zuge des konzeptionellen Regelungsvergleichs auf S. 92 und bei der Bewertung des Verbesserungspotenzials der Zustandsregelung ab S. 106 zur Anwendung.

4.2 Motor mit elastisch gekoppeltem Abtrieb

Für elastische Antriebsstränge wird im Folgenden eine grundlegende Untersuchung verschiedener Drehzahlregelstrategien vorgenommen. Zur Wahrung der Allgemeingültigkeit werden Motor, Getriebe und die zu schwenkenden Strukturen als ein Zweimassen-Torsionsschwinger aufgefasst. Alle zur Veranschaulichung dienenden Simulationen basieren auf Beispielsystemen mit den Parametern $J_1 + J_2 = 40 \text{ kg m}^2$ bei verschiedenen Trägheitsverhältnissen J_1/J_2 und der mechanischen Eigenkreisfrequenz $\omega_0 = 10 \text{ rad s}^{-1}$.

4.2.1 Proportional-Integrale Eingrößenregelung

Der erste näher zu untersuchende Regelalgorithmus gilt als Standardverfahren der Antriebstechnik mit einer überaus weiten Verbreitung [Sch15; NG02]. Die proportional-integrale (PI-) Drehzahlregelung basiert auf dem Regelgesetz

$$M_1(t) = K_P e(t) + K_I \int e(t) dt \quad \xrightarrow{\mathcal{L}\{\}} \quad G_K(p) = \frac{M_1(p)}{e(p)} = K_P + \frac{1}{p} K_I \quad (4.8)$$

mit dem Proportionalverstärkungsfaktor K_P und der Integralverstärkung K_I als Entwurfsfreiheitsgraden. Es sollen die systemdynamischen Auswirkungen auf einen Antriebsstrang und die Grenzen des Verfahrens analysiert werden.

Unter Anwendung der LAPLACE-Transformation auf das elastische Zweimassen-System im Konfigurationsraum (Gl. 3.15) lässt sich das Übertragungsverhalten der Regelstrecke mittels der Übertragungsfunktionsmatrix $\mathbf{G}(p)$ angeben.

$$\mathbf{G}(p) = \left(p\mathbf{M} + \mathbf{D}_{\text{visk}} + \frac{1}{p}\mathbf{K} \right)^{-1} = \begin{bmatrix} G_{1|1}(p) & G_{1|2}(p) \\ G_{2|1}(p) & G_{2|2}(p) \end{bmatrix} \quad \text{mit} \quad G_{i|j}(p) = \frac{\omega_i(p)}{M_j(p)} \quad (4.9)$$

Die Matrixeinträge beschreiben den frequenzabhängigen Zusammenhang zwischen den Drehmomenten an Motor (Index 1) und Last (Index 2) als Eingangsgrößen und den jeweiligen Winkelgeschwindigkeiten als Ausgangsgrößen. Jede der gebrochen-rationalen Übertragungsfunktionen besitzt die gleichen Nullstellen des Nenners p_i (»Pole«). Diese entsprechen den Eigenwerten des mechanischen Systems. Neben der Starrkörperbewegung ($p_0 = 0$) existiert eine abklingende Eigenschwingung, ausgedrückt durch die konjugiert-komplexen Werte $p_{1/2} = -\delta_1 \pm j\omega_1$ mit der (gedämpften) Eigenkreisfrequenz ω_1 und der Abklingkonstante δ_1 . Die Zähler-Nullstellen der Funktionen unterscheiden sich. Hierbei repräsentieren konjugiert-komplexe Nullstellen das Antiresonanzverhalten.

Mit dem Motor als einzigem Aktuator stehen prinzipiell zwei Übertragungsfunktionen aus Gl. 4.9 für die Drehzahlregelung zur Verfügung: $G_{1|1}(p)$ entspricht der Nutzung der Motordrehzahl als Regelgröße und $G_{2|1}(p)$ beschreibt die Rückführung der Lastdrehzahl. Da aus technologischer Sicht in erster Linie der Lastdrehzahl ein gewünschtes Verhalten aufgeprägt werden soll, wird zunächst der Fall der Lastdrehzahlrückführung untersucht.

4.2.1.1 Rückführung der Lastdrehzahl

Für den Fall der Messung und Rückkopplung der lastseitigen Drehzahl ergibt sich die Übertragungsfunktion des mechanischen Antriebsstranges

$$G_{1|2}(p) = G_{2|1}(p) = \underbrace{\frac{1}{(J_1 + J_2)p}}_{\text{Gesamtträgheit}} \underbrace{\frac{1 + \frac{d}{k}p}{1 + \frac{d}{k}p + \frac{J_1 J_2}{(J_1 + J_2)k} p^2}}_{\text{elastische Verbindung}} \quad (4.10)$$

Gemeinsam mit dem PI-Regler nach Gl. 4.8 lässt sich der Frequenzgang der offenen Kette $G_K(j\omega)G_{2|1}(j\omega)$ in Abb. 4.3 als BODE-Diagramm darstellen. Im Bereich der mechanischen Eigenfrequenz ($\omega = 10 \text{ rad s}^{-1}$) fällt der Phasenwinkel unter -180° , während resonanzbedingt noch eine Kreisverstärkung größer eins (0 dB) vorliegt. Hierdurch verstärkt der Regelkreis die mechanische Eigenschwingung.³ Die äquivalente Darstellung als NYQUIST-Diagramm im rechten Teil der Abbildung offenbart eine Umschlingung des kritischen Punktes $-1 + j0$. Aus diesem Grund wäre der geschlossene Regelkreis instabil. Zur Gewährleistung von Stabilität müsste entweder der mechanische Eigenwert stärker gedämpft sein oder die Übertragungsfunktion des Reglers G_K im Bereich der Eigenfrequenz einen geringeren Betrag aufweisen. Mit dieser Bandbreitenverringern würde aber eine deutliche Verlangsamung des transienten Regelverhaltens einhergehen. [Sch15, S. 1190 f.]

Eine anschaulichere Variante der Stabilitätsbetrachtung bietet sich, wenn nun nicht mehr die offene Kette, sondern der geschlossene Regelkreis mit aktiver Rückkopplung der Lastdrehzahl betrachtet wird. Im Fokus der Analyse stehen die Polstellen der Übertragungsfunktion T , d. h. die Eigenwerte des geregelten Systems. Um die Auswirkungen verschiedener Reglerparametrierungen auf die Dynamik des mechanischen Antriebsstranges zu demonstrieren, bietet sich die Darstellung der Pole in der komplexen Zahlenebene in Abhängigkeit der Reglerverstärkung K_P an. Die dabei entstehenden Wurzelortskurven zeigt Abb. 4.4. Da die Polstellen eines Regelkreises als Nullstellen (»Wurzeln«) des Nennerpolynoms einer Übertragungsfunktion berechnet werden, ergibt sich die Bezeichnung der Kurven. Das Hauptaugenmerk liegt auf den beiden Ästen, die ausgehend von den

³Intuitiv lässt sich das Phänomen der Instabilität anhand des Beispiels einer sinusförmigen Störung erklären, die auf den Ausgang einer Regelstrecke wirkt. Im Idealfall prägt der Regler dem System eine Stellgröße auf, die der Störung exakt entgegenwirkt. Die dazu notwendige Phasendrehung um -180° wird bereits durch die negative Ausgangsrückführung erzeugt. Verzögern Regler und Regelstrecke das Störsignal um weitere -180° und liegt die Verstärkung der offenen Kette noch über eins ($|G_K G| \geq 1$), so verstärkt der Regelkreis die Störung. Aus der beabsichtigten Gegenkopplung ist eine unerwünschte Mitkopplung geworden.

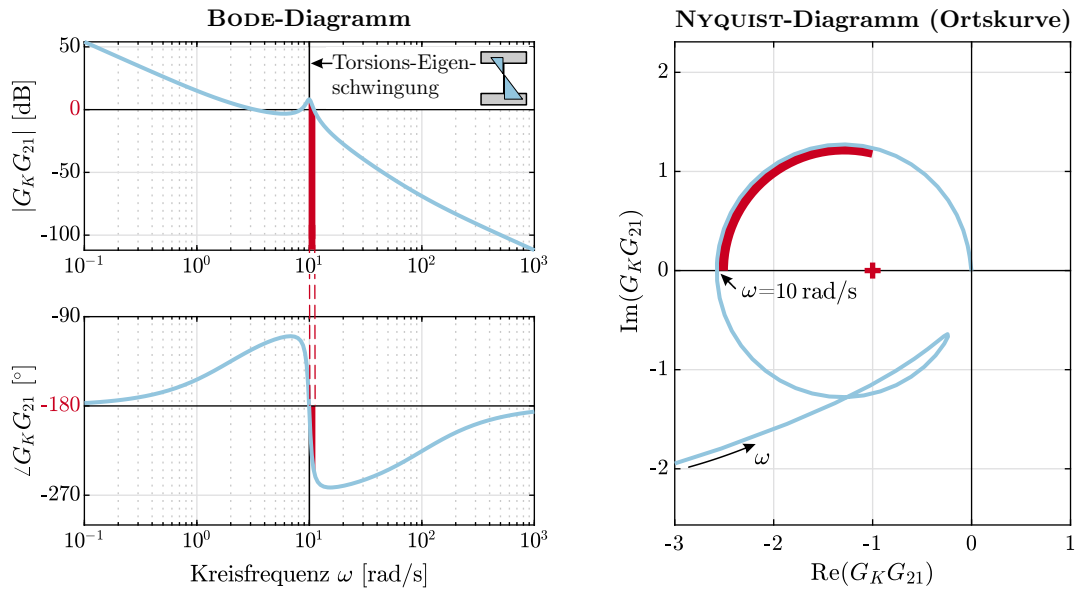


Abbildung 4.3: Übertragungsfunktion des offenen Drehzahlregelkreises bei Wahl der Lastdrehzahl als Systemausgangs- bzw. Regelgröße: Dargestellt als Amplituden- und Phasenfrequenzgang im BODE-Diagramm (links) und als NYQUIST-Diagramm (rechts). Die Ursache der Instabilität dieses Regelkreises ist farblich hervorgehoben.

schwach gedämpften Eigenwerten des mechanischen Antriebsstranges hin zu höheren Frequenzen verlaufen. Eine Erhöhung der Proportionalverstärkung verschiebt den Realteil der Polstelle hin zu größeren Werten. Da allgemein für die i -te konjugiert-komplexe Polstelle $p_i = -\delta_i \pm j\omega_i$ gilt – wobei δ_i die Abklingkonstante der zugehörigen Eigenschwingform ist – findet folglich eine Entdämpfung statt. Sobald der Realteil des mechanischen Polpaares Werte größer null annimmt, wird die Dämpfung negativ. Es sind dann aufklingende Schwingungen zu beobachten – der Regelkreis ist instabil. Im rechten Teil von Abb. 4.4 ist eine Sprungantwort gezeigt, bei der die Reglerparametrierung eine negative Dämpfung der Torsions-Eigenschwingung des Antriebes verursacht.

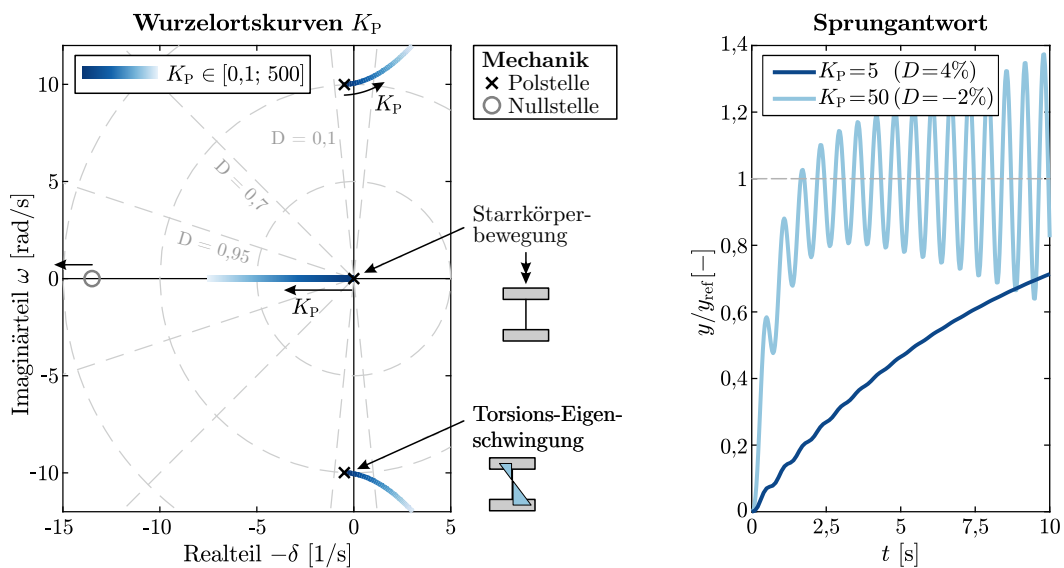


Abbildung 4.4: Wurzelortskurven für K_P bei Rückführung der Lastdrehzahl (links) und Sprungantwort für zwei beispielhafte Verstärkungen (rechts)

Ursache für dieses ungünstige Verhalten ist die nicht-kollokierte Anordnung von Stellort (Motor, Index 1) und Messort der rückgekoppelten Größe (Last, Index 2) [Jan10]. Eine auf den Systemeingang wirkende Stellgröße erfährt somit durch die Regelstrecke eine Verzögerung. Je elastischer der Antriebsstrang ist, desto niedriger findet der resonanzbedingte Phasenabfall von -180° statt und desto geringer muss die Proportionalverstärkung K_P des PI-Reglers gewählt werden. Wie die zweite Sprungantwort in Abb. 4.4 veranschaulicht, resultiert in diesem Fall eine sehr träge Reaktion des Regelkreises auf Sollwertänderungen.

Es bleibt festzuhalten, dass die Rückführung der Lastdrehzahl als Regelgröße nur bei nahezu starrer Kopplung zwischen Motor und Last vorteilhaft anwendbar ist.

4.2.1.2 Rückführung der Motordrehzahl

Aufgrund der mit der Lastdrehzahlrückführung verbundenen Einschränkungen hat sich bei der überwiegenden Mehrheit der drehzahlgeregelten Antriebssysteme die Motordrehzahl als Regelgröße etabliert [Sch15]. In diesem Fall ergibt sich die Streckenübertragungsfunktion

$$G_{1|1}(p) = \underbrace{\frac{1}{(J_1 + J_2)p}}_{\text{Gesamtträgheit}} \underbrace{\frac{1 + \frac{d}{k}p + \frac{J_2}{k}p^2}{1 + \frac{d}{k}p + \frac{J_1 J_2}{(J_1 + J_2)k}p^2}}_{\text{elastische Verbindung}} \quad (4.11)$$

Das BODE-Diagramm der offenen Kette $G_K(j\omega) G_{1|1}(j\omega)$ in Abb. 4.5 offenbart eine Phasenhebung um 180° , sodass trotz des anschließenden resonanzbedingten Phasenabfalles keine kritische Signalverzögerung unter -180° auftreten kann. Die Ursache für die Phasenhebung ist in der kollokierten Anordnung von Mess- und Stellort zu suchen. In dessen Folge besitzt der Zähler der Streckenübertragungsfunktion eine konjugiert-komplexe Nullstelle, die die Antiresonanz des mechanischen Systems beschreibt. Wie auch durch das NYQUIST-Diagramm in Abb. 4.5 verdeutlicht wird, ist diese Regelungsstruktur in Bezug auf die Stabilität unkritisch.

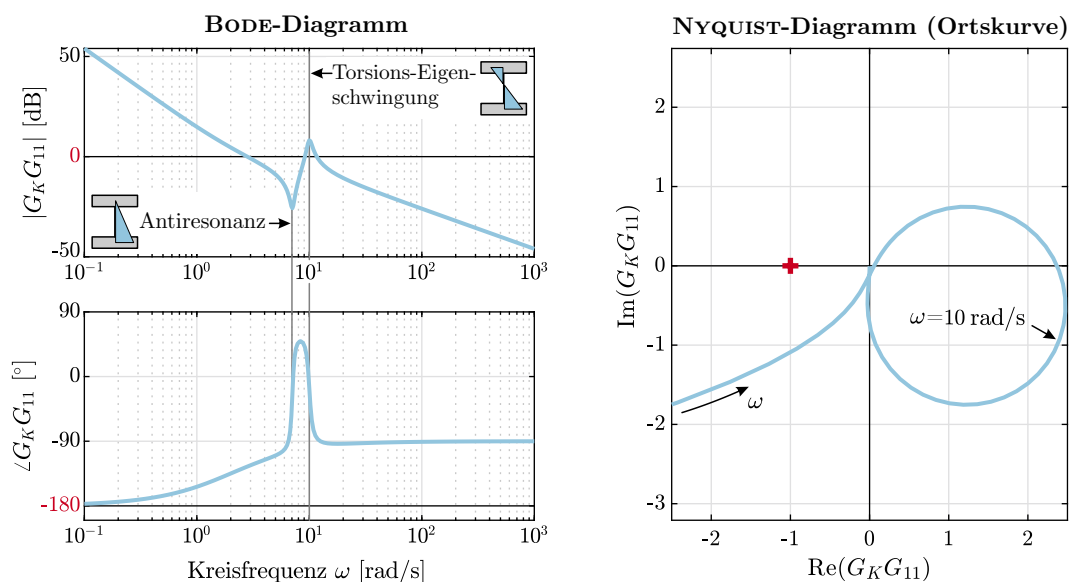


Abbildung 4.5: Übertragungsfunktion des offenen Regelkreises mit der Motordrehzahl als Regelgröße: Dargestellt als Amplituden- und Phasenfrequenzgang im BODE-Diagramm (links) und als NYQUIST-Diagramm (rechts). Eine Instabilität dieses Regelkreises ist nicht möglich.

Analog zum vorherigen Abschnitt soll nun nicht mehr die offene Kette aus Regler und Regelstrecke, sondern der geschlossene Regelkreis mit aktiver Rückkopplung der Motordrehzahl betrachtet werden. Im linken Teil von Abb. 4.6 sind dazu die Positionen der Polstellen des geregelten Systems als Wurzelortskurven dargestellt. Zur Wahrung der Übersichtlichkeit werden zunächst nur die Auswirkungen einer variierenden Proportionalverstärkung (reiner P-Regler) analysiert.

Da keine Polstellen in der rechten Halbebene auftreten, ist keine Instabilität zu erwarten. Die systemdynamischen Konsequenzen des Regelverfahrens zeigen sich mit Blick auf die mechanische Torsions-Eigenschwingung. Ausgehend von den schwach gedämpften Eigenwerten des Antriebsstranges erhöht sich mit zunehmendem K_P zunächst auch die Dämpfung des Polpaares. Folglich ist der Regler in der Lage, die Drehschwingung zu bedämpfen. Dies deckt sich mit den Aussagen von GRANESS [Gra13]. Mit weiter steigender Reglerverstärkung wird ein maximaler Dämpfungsgrad $D \approx 0,2$ erreicht, bevor die beiden Kurven zur konjugiert-komplexen Nullstelle konvergieren. Somit verschiebt der Regler auch die Eigenfrequenz des geregelten mechanischen Systems.

Im theoretischen Grenzfall sehr großer Verstärkungsfaktoren wäre der Regler so schnell eingestellt, dass die motorseitige Trägheit den Sollwertvorgaben unmittelbar folgt. Dem System wird eingangsseitig eine Drehzahl aufgeprägt. Diese motorseitige Drehzahleinprägung ist einer einseitigen Einspannung des Antriebsstranges gleichzusetzen. Als schwingungsfähiger Systemteil verbleibt der elastische Wellenstrang samt lastseitiger Trägheit. Die Eigenfrequenz dieses Einmassenschwingers entspricht exakt der Antiresonanzfrequenz des mechanischen Systems.

Der rechte Teil von Abb. 4.6 veranschaulicht die Wirkung verschiedener Proportional-Verstärkungen anhand des Führungsübertragungsverhaltens und der Sprungantwort im Frequenz- und Zeitbereich. Mit zunehmender Verstärkung steigt die Bandbreite und die Drehzahlregeldynamik verbessert sich. Bei sehr hohen und sehr geringen Werten von K_P ist die überlagerte mechanische Eigenschwingung in der Zeitbereichssimulation nur schwach gedämpft.

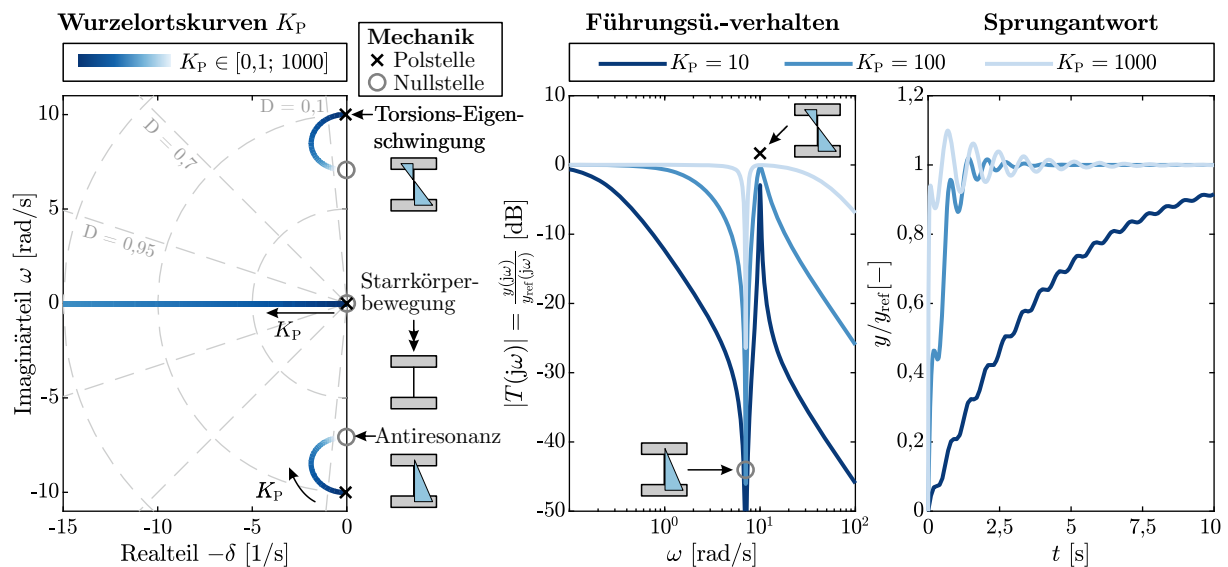


Abbildung 4.6: Wurzelortskurven für K_P bei Rückführung der Motordrehzahl (links) sowie Führungsübertragungsverhalten (mittig) und Sprungantwort (rechts) für drei exemplarische Reglerverstärkungen

Üblicherweise erfolgt zusätzlich zum Proportionalanteil des Reglers der Einsatz eines Integrators mit der Verstärkung K_I , um bleibende Regelabweichungen zu eliminieren. Aus den Wurzelortskurven in der linken Teilabb. 4.7 geht hervor, dass sich mit steigendem K_I ein größerer Spielraum zur Erzielung vorteilhaft hoher Dämpfungswerte ergibt. Gleichzeitig entsteht jedoch ein neues konjugiert-komplexes Polpaar bei niedrigen Frequenzen, repräsentiert durch die von der Starrkörperbewegung ausgehenden Kurven. Phänomenologisch schwingen Motor und Last hierbei gleichphasig gegen die virtuelle Fesselung durch die Antriebsregelung. Wie die Sprungantworten in Abb. 4.7 (rechts) illustrieren, besitzt dieses neue schwingungsfähige Polpaar das Potenzial die Regelgüte signifikant zu verschlechtern, indem ein starkes, niederfrequentes Überschwingen um den Drehzollswert auftritt. In der Darstellung des Führungsübertragungsverhaltens zeigt sich die Wirkung des integralen Regleranteils in einer exakten Führungsfolge bei niedrigen Frequenzen ($|T| = 1 \forall \omega < 1 \text{ rad s}^{-1}$). Das Maximum der Führungsübertragungsfunktion bei 2 rad s^{-1} resultiert aus dem neuen schwingungsfähigen Polpaar.

Größte Einschränkung der PI-Motordrehzahlregelung ist, dass die beiden Polpaare mit den verfügbaren Einstellparametern K_P und K_I nicht unabhängig voneinander verschoben werden können. Eine Kompromissfindung zwischen gut gedämpfter Drehschwingung und überschwingungsarmer Sollwertfolge ist deshalb unumgänglich.

Die bisherigen Aussagen erlauben noch keinerlei Bewertung des Verhaltens der Last. Hierfür sei auf Abs. 4.2.3 verwiesen.

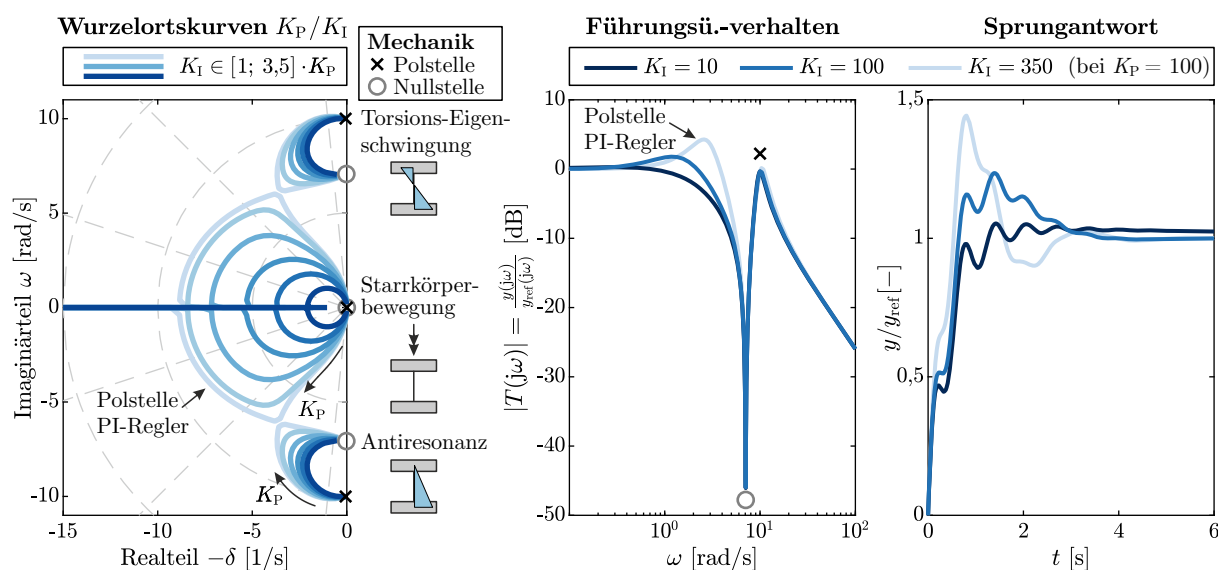


Abbildung 4.7: Wurzelortskurven für K_P und K_I bei Rückführung der Motordrehzahl (links) sowie Führungsübertragungsverhalten (mittig) und Sprungantwort (rechts) für drei exemplarische Reglerverstärkungen

4.2.1.3 Mechanische Interpretation der Reglerparameter

Die zuvor dargestellten Ergebnisse untermauern die Aussage, dass mit Hilfe des Reglers ein Eingriff in die Systemdynamik möglich ist. Der PI-Regler ist in der Lage, die Eigenwerte der mechanischen Regelstrecke in gewissen Grenzen zu verschieben. Für den Fall der Motordrehzahlrückführung lässt sich eine mechanische Analogie der Reglerparameter K_P und K_I finden [Gra13].

Der Proportionalanteil des Reglers liefert per Definition ein geschwindigkeitsproportionales Drehmoment als Ausgangsgröße. Dies entspricht dem Verhalten eines viskosen Dämpfers. Eine Erhöhung der Dämpfungskonstante (K_P) bewirkt eine erwünschte stärkere Dämpfung der mechanischen Eigenfrequenz. Dass der zugehörige Effekt nur begrenzt wirksam ist, begründet sich dadurch, dass jener virtuelle Dämpfer nicht zwischen Motor und Last installiert ist, sondern den Motor an

den Drehzahlsollwert fesselt. Mit steigender Zusatzdämpfung K_P verringert sich somit der freie Bewegungsanteil des Motors, bis hin zum Grenzfall einer durch den Regler relativ zur Solldrehzahl festgebremsten Motorseite. In diesem Fall wirkt die regelungstechnische Zusatzdämpfung nicht mehr auf die mechanische Eigenschwingung des Systems, da jegliche Relativbewegung zwischen Last und Motor ausschließlich durch die geringe Dämpfung des elastischen Antriebsstranges begrenzt wird. Die Analogie zwischen Proportionalanteil und einem Dämpfer erlaubt zudem die anschauliche Erklärung der bei P-Reglern auftretenden bleibenden Regelabweichungen: Nur solange eine Drehzahldifferenz zwischen Motor und Referenzdrehzahl vorliegt, erzeugt der Regler ein Drehmoment. Bei konstanten Störgrößen (z. B. durch Reibung) entsteht somit zwangsläufig eine Drehzahl-Regelabweichung.

Demgegenüber liefert der Integralanteil des Reglers ein drehwinkelproportionales Drehmoment als Ausgangsgröße. Dies entspricht dem Verhalten einer virtuellen Torsionsfeder zwischen Motor und Führungsgröße. Hieraus resultiert das zweite schwingungsfähige Polpaar, dem eine gleichphasige Schwingung von Motor und Last gegen die als Einspannung fungierende Solldrehzahl zuzuordnen ist. Verbunden damit ist eine Verschiebung der mechanischen Eigenfrequenz nach oben und eine Vermeidung bleibender Drehzahldifferenzen.

Aus dieser Betrachtung folgt, dass bei Einsatz eines PI-Reglers keine direkte Beeinflussung der Antriebsstrangdämpfung erreicht werden kann, sondern nur eine indirekte Rückwirkung aus der Fesselung der Motorseite erzielbar ist.

4.2.2 Zustandsregelung

Ein Verfahren, das die konzeptionellen Grenzen der thematisierten Eingrößenregelung überwindet, ist die Zustandsregelung. Dabei stützt sich die Berechnung der Regeleinriffe nicht mehr nur auf eine gemessene physikalische Größe des elastischen Antriebssystems.

Ausgangspunkt bildet eine lineare Modellbeschreibung des dynamischen Systems in Zustandsraumformulierung gemäß Gl. 3.16.

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

Bekanntermaßen enthält der Zustandsvektor \mathbf{x} alle Informationen zur vollständigen Beschreibung der Energiespeicher des Systemmodells. Im Fall eines Drehschwingungssystems sind dies die Drehwinkel und Winkelgeschwindigkeiten aller Starrkörper. Ein linearer Regler der Form

$$\mathbf{u}(t) = -\mathbf{K}_r \mathbf{x}(t) \quad (4.12)$$

nutzt diese, um die Stellgröße(n) als statische Funktion des Zustandsvektors mit der Rückführungsmatrix $\mathbf{K}_r \in \mathbb{R}^{m,n}$ vorzugeben. Im Gegensatz zur PI-Motordrehzahlregelung, welche sich auf die Rückführung der einzelnen Zustandsgröße ω_1 beschränkt, liegt nun eine vollständige Zustandsrückführung vor. Für die Dynamik des zustandsgeregelten Systems gilt

$$\dot{\mathbf{x}} = \underbrace{(\mathbf{A} - \mathbf{B}\mathbf{K}_r)}_{\mathbf{A}_r} \mathbf{x}. \quad (4.13)$$

Anstelle der Systemmatrix \mathbf{A} , deren Eigenwerte den mechanischen Eigenfrequenzen entsprechen, tritt eine neue Systemmatrix \mathbf{A}_r des geregelten Systems. Falls das Paar \mathbf{A} und \mathbf{B} vollständig steuerbar⁴ ist, können die Eigenwerte des geregelten Systems über den Summanden $\mathbf{B}\mathbf{K}_r$ beliebig platziert werden. Konträr zum PI-Regler sind die Pole deshalb nicht mehr an die Wurzelortskurven (Abb. 4.7) gefesselt. Die Zustandsregelung erlaubt es, jedem steuerbaren System eine gewünschte Dynamik aufzuprägen.

⁴Anschaulich bedeutet Steuerbarkeit, dass mit den Eingangsgrößen \mathbf{u} jede Richtung des Zustandsvektors in endlicher Zeit erreichbar ist. Ein System ist steuerbar, wenn $\text{rang}([\mathbf{B} \ \mathbf{A}\mathbf{B} \ \mathbf{A}^2\mathbf{B} \ \dots \ \mathbf{A}^{n-1}\mathbf{B}]) = n$ gilt.

Voraussetzung hierfür ist das Vorhandensein eines geeigneten Systemmodells. Denn die in der Matrix \mathbf{A} inkludierte Eigendynamik entscheidet, welche Schwingungsmodi durch die Regelung beeinflusst werden: Würde das zu regelnde System nur durch eine Drehmasse beschrieben, wäre nur deren Starrkörperdynamik manipulierbar. Bei elastisch gekoppelten Mehrkörpersystemen ist auch die aktive Dämpfung von Eigenschwingformen umsetzbar. Grenzen setzt die Tatsache, dass jeder Zustand x_i für die Umsetzung des Reglers erfasst werden muss.

Ungeachtet der Vorteile existieren auch Eigenschaften, die Vorbehalte aus Anwendersicht begründen. Die Wahl der Zustandsrückführmatrix \mathbf{K}_r ist für beliebige Systeme nicht mehr über einfache Einstellvorschriften oder Gleichungen möglich. Ebenso wenig kann eine schrittweise Inbetriebnahme einzelner Rückführschleifen erfolgen. Auch die Möglichkeit zur intuitiven Anpassung der Verstärkungsfaktoren direkt an der Anlage zur Erzielung einer gewünschten Regelcharakteristik entfällt.

Zur Findung eines Zustandsreglers \mathbf{K}_r wird das etablierte Auslegungsverfahren des Optimalreglers [Fri05; Ste94] oder auch LQR⁵ eingesetzt. Die Zustandsrückführung ergibt sich dabei als Lösung eines Optimierungsproblems, das als Eingabegrößen gut interpretierbare Charakteristiken der Regelstrecke nutzt. Gesucht ist eine Steuerung $\mathbf{u}(t)$, die sich als Funktion des momentanen Systemzustands $\mathbf{u}(t) = -\mathbf{K}_r \mathbf{x}(t)$ beschreiben lässt und die Regelstrecke optimal von einer beliebigen Anfangsbedingung \mathbf{x}_0 in den Ursprung des Zustandsraumes überführt. [Lun14b]

$$\min_{\mathbf{u}(t)=-\mathbf{K}_r \mathbf{x}(t)} J(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}(t)) \quad (4.14)$$

Was »optimal« bedeutet, wird durch das quadratische Gütefunktional der Form

$$J(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}(t)) = \int_0^\infty \mathbf{x}^\top(t) \mathbf{Q} \mathbf{x}(t) + \mathbf{u}^\top(t) \mathbf{R} \mathbf{u}(t) dt \quad (4.15)$$

ausgedrückt. Die für den Anwender weniger relevanten Hintergründe zur Lösung des Optimierungsproblems sind bspw. in [Kir98] dargestellt. Verbreitete Programmpakete wie MATLAB oder SCILAB erlauben die komfortable Findung von \mathbf{K}_r in Abhängigkeit der Lösung \mathbf{P} der RICCATI-Gleichung

$$\begin{aligned} \mathbf{K}_r &= \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^\top \mathbf{P} \\ \mathbf{0} &= \mathbf{P} \mathbf{A} + \mathbf{A}^\top \mathbf{P} - \mathbf{P} \mathbf{B} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^\top \mathbf{P} + \mathbf{Q} \quad . \end{aligned} \quad (4.16)$$

Hierdurch wird die Wahl der Einträge von \mathbf{K}_r durch Definition künstlicher Anforderungen an das geregelte System derart übersetzt, dass ein mathematisch leicht lösbares Problem entsteht. Grundsätzlich werden die Terme $\int_0^\infty \mathbf{x}^\top \mathbf{Q} \mathbf{x} dt$ als Maß der Regelabweichung aller Zustandsgrößen (verallgemeinerte quadratische Regelfläche) und $\int_0^\infty \mathbf{u}^\top \mathbf{R} \mathbf{u} dt$ als aufgewendete Stellenergie bei geregelten Zustandsänderungen aufgefasst. Tendenziell führen größere Einträge q_{ii} von \mathbf{Q} zu einem schnelleren und stärker gedämpften Einschwingen – insbesondere der zugehörigen Zustandsgröße x_i . In gewisser Weise ist die Bezeichnung Optimalregler deshalb irreführend: Die Stellschrauben des Gütefunktionals geben nicht zwangsläufig die wahren Anforderungen an den Regelkreis bestmöglich wieder. Deshalb führt die mathematisch optimale Lösung von Gl. 4.14 nicht automatisch auf den idealen Regler für einen konkreten Anwendungsfall. [BL86]

Jedoch besitzt ein auf diese Weise parametrierter Zustandsregler eine Reihe von vorteilhaften Eigenschaften [BL86]. Der Regelkreis weist stets asymptotische Stabilität auf. Bei vollständiger Messung aller Zustandsgrößen ($\mathbf{C} = \mathbf{I}$ und $\mathbf{D} = \mathbf{0}$ und somit $\mathbf{y} = \mathbf{x}$) besitzt das geregelte System eine erhebliche, garantierte Robustheit gegenüber Parameteränderungen der Regelstrecke. Laut SCHRÖDER [Sch15, S. 1227] stellt die Zustandsregelung des elastischen Zweimassensystems »die perfekte Lösung« dar.

⁵engl. Linear-Quadratic-Regulator: Lineares Regelgesetz, das durch Minimierung eines quadratischen Gütefunktionals gefunden wird.

Aspekte der praktischen Umsetzung, wie die Festlegung der Wichtungsmatrixeinträge, die Sicherung stationärer Genauigkeit und die Zustandsschätzung werden in Abs. 4.4.1 abgehandelt.

4.2.3 Generalisierter Vergleich der Regelungskonzepte

Mit der PI-Eingrößenregelung und der LQ-Zustandsregelung stehen zwei Regelstrategien zur Verfügung, die prinzipiell für die Drehzahlregelung von Schwenkantrieben nutzbar sind. Beide Verfahren sollen nun vergleichend untersucht werden, um etwaige Unterschiede differenziert herauszuarbeiten. Ziel soll es sein, für einen beliebigen Antriebsstrang anhand von zwei Kriterien abzuschätzen, ob eine Zustandsregelung vorteilhaft anwendbar sein könnte:

1. Liegt die zu bedämpfende mechanische Eigenfrequenz f_0 innerhalb der Bandbreite der elektrischen Antriebsmaschine? $f_0 \ll 1/T_\sigma$ (siehe auch S. 42)
2. Welches Verhältnis besitzen die beiden dominierenden rotatorischen Trägheiten aufseiten des Motors und des Abtriebs? Maßgeblich ist der Quotient J_1/J_2 nach Umrechnung der Trägheiten auf eine gemeinsame Getriebewelle unter Berücksichtigung der Getriebeübersetzung i_{ges} .

Die Regelstrecke wird dazu als Zweimassenschwinger modelliert. Dies deckt nicht nur die Situation eines Einmotorenantriebes ab, sondern auch die Regelstreckendynamik mit der die Hauptdrehzahlregelung bei ideal symmetrischen Mehrmotorenantrieben konfrontiert ist. Um die Anschaulichkeit zu wahren, erfolgt zunächst ein plakativer Vergleich im Zeitbereich. Anhand der Sprungantwort auf eine Sollzahländerung lassen sich die Unterschiede im Führungsverhalten hervorheben. Abs. 4.2.3.3 widmet sich anschließend der Bewertung des Potenzials zur aktiven Schwingungsdämpfung.

Auch hier basieren alle Simulationen auf elastischen Zweimassensystemen mit den Parametern $J_1 + J_2 = 40 \text{ kg m}^2$ bei verschiedenen Trägheitsverhältnissen J_1/J_2 und einer Summenzeitkonstante $T_\sigma = 10 \text{ ms}$.

4.2.3.1 Verhalten im Zeitbereich bei steifer Kopplung von Motor und Abtrieb

Zuerst soll veranschaulicht werden, welche Auswirkungen eine Nichterfüllung des ersten Entscheidungskriteriums hat. In diesem Fall besitzt die elastische Verbindung zwischen Motor und Last eine so hohe Torsionssteifigkeit, dass sich die mechanische Eigenfrequenz nicht innerhalb der Bandbreite der Motorstromregelung befindet. Die notwendige Bedingung für eine aktive Schwingungsdämpfung durch die elektrische Maschine ist somit verletzt. Für die Reglerauslegung ist die Betrachtung als starres System mit einer rotatorischen Gesamtträgheit statthaft.

Das in der deutschsprachigen Literatur [Bra89a; Sch15] empfohlene PI-Standardauslegungsverfahren des »Symmetrischen Optimums«

$$K_I = \frac{K_P}{4T_\sigma}, \quad K_P = \frac{1}{2} \frac{T_1}{T_\sigma} \quad \text{mit} \quad T_1 = J_1 \frac{\omega_{\text{nenn}}}{M_{\text{nenn}}} \quad (4.17)$$

vernachlässigt die elastische Kopplung. Zur Erzielung einer schnellen Störungskompensation wird die Stelldynamik weitgehend ausgenutzt. Für ein steif gekoppeltes Beispielsystem zeigt Abb. 4.8 die Ergebnisse einer Zeitbereichssimulation nach einem Führungsgrößensprung. Motordrehzahl ω_1 und Lastdrehzahl ω_2 sind jeweils normiert auf den Drehzahl-Sollwert ω_{ref} . Das sehr schnelle Ansteigen der simulierten Drehzahlen ist von einem starken Überschwingen und einem hohen Stellgrößenbedarf begleitet. Als Abhilfe wird üblicherweise eine Führungsgrößenglättung vorgesehen.

Die Zustandsregelung ist so parametrierung, dass eine vergleichbare Ausregelzeit wie beim PI-Regler erzielt wird. Die Sollzahl wird überschwingungsfrei erreicht. Durch den langsameren Hochlauf sinkt das notwendige Motordrehmoment.

Die Regelstrecke besitzt eine mechanische Eigenkreisfrequenz von $\omega_0 = 250 \text{ rad s}^{-1}$. Mit beiden Reglern ist im Antriebsstrangdrehmoment $M_{1|2}$ eine überlagerte Torsionsschwingung geringer Amplitude erkennbar, die durch den Beschleunigungsvorgang angeregt wird. Weder der PI-Regler, noch der LQ-Zustandsregler sind in der Lage, die Torsionsschwingung zu dämpfen. Das langsame Abklingen ist allein durch die dissipativen Vorgänge im Wellenstrang begründet. Abseits der besseren Drehzahlregelgüte besitzt die Zustandsregelung für derartige Systeme keinen Vorteil.

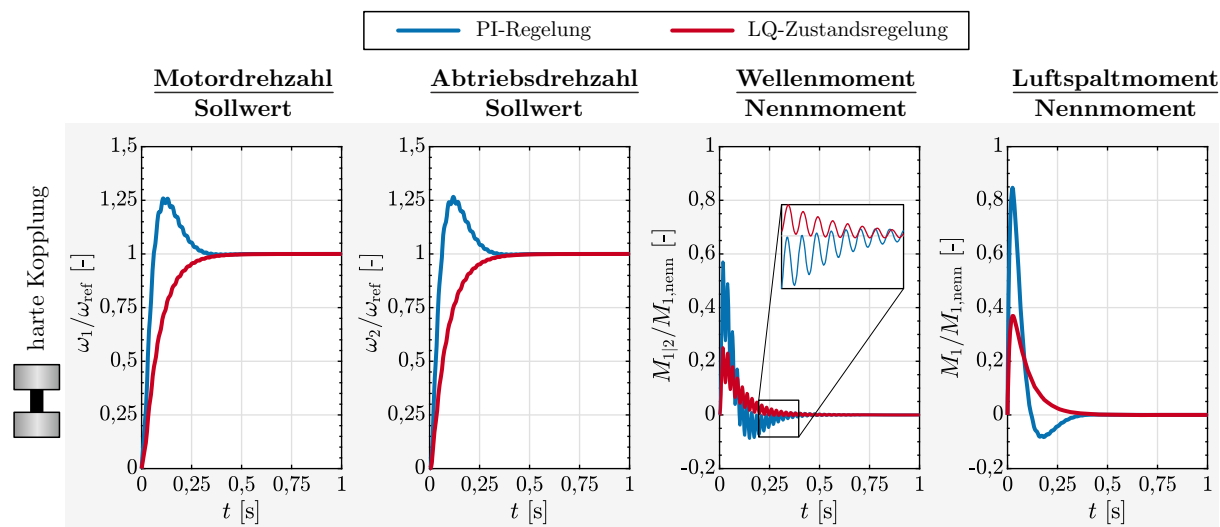


Abbildung 4.8: Sprungantworten des elastischen Zweimassensystems bei steifer Kopplung von Motor und Last ($J_1 = J_2$)

4.2.3.2 Verhalten im Zeitbereich bei elastischer Kopplung mit verschiedenen Trägheitsverhältnissen

Befindet sich die erste mechanische Eigenfrequenz des Antriebs innerhalb der Stellgliedbandbreite ist eine aktive Bedämpfung möglich. Dass dies nicht in jedem Fall Erfolg verspricht, veranschaulicht Abb. 4.9. Darin gegenübergestellt sind die Sprungantworten für elastische Zweimassensysteme mit unterschiedlichem Trägheitsverhältnis zwischen Motor- und Lastseite. Bei Schwenkantrieben sind bedingt durch unterschiedlichste Drehgeschwindigkeits- und Lastanforderungen und die damit einhergehende große Bandbreite an Getriebeübersetzungen und Motor- bzw. Lastträgheiten prinzipiell alle drei Fälle denkbar.

Für die folgenden Untersuchungen bleibt die Summe beider Massenträgheitsmomente stets konstant, ebenso wie die Eigenkreisfrequenz von $\omega_0 = 10 \text{ rad s}^{-1}$. Nach der Vorgabe der drei zu untersuchenden Trägheitsverhältnisse verbleibt die Antriebsstrangsteifigkeit als freier Parameter zur Einstellung der geforderten Torsionseigenfrequenz.

Die Parametrierung der drei PI-Regler erfolgt in Anlehnung an die Richtwerte aus [GNG97].

$$K_I \leq \frac{c}{4} \frac{J_1 + J_2}{J_2} \quad (4.18)$$

$$J_1 \omega_0 \leq K_P \leq 2 \sqrt{K_I (J_1 + J_2)} \quad (4.19)$$

Die Ausregelzeit bewegt sich in der Größenordnung der Integrationszeitkonstante des Antriebes $T_1 = 3$ s. Alle zugehörigen Zustandsregler werden für eine vergleichbare Drehzahlregeldynamik und einen ähnlichen Stellgrößenbedarf ausgelegt. Für die drei Trägheitsverhältnisse sollen damit die qualitativen Unterschiede der Regelkonzepte aufgezeigt werden.

Elastische Kopplung mit dominierender Abtriebsträgheit: In der obersten Diagramm-Zeile von Abb. 4.9 ist der Fall einer geringen Motorträgheit ($J_1 \ll J_2$) dargestellt. Nur ein geringer Anteil des Motor-Drehmomentes M_1 muss zur Überwindung der Massenkräfte der motorseitigen Trägheit aufgewendet werden. Die Regeleingriffe steuern nahezu direkt das Antriebsstrangdrehmoment $M_{1|2}$. Somit ist auch die abtriebsseitige Drehmasse gut steuerbar. Weder bei der Zustands- noch bei der PI-Regelung treten schwach gedämpfte Drehschwingungen auf. Maschinendynamisch lässt sich dies dadurch begründen, dass die Eigenschwingform des Zweimassensystems eine große Elongation motorseitig aufweist. Etwaige Torsionsschwingungen werden deshalb durch die Motordrehzahl gut erfasst, sodass bereits mit einem PI-Regler die Antriebsdynamik beherrschbar ist. Das typische Überschwingen der Drehzahlen bei Einsatz einer PI-Regelung geht auf die konjugiert-komplexe Polstelle des Reglers zurück, nicht auf die Mechanik (vgl. Abb. 4.7).

Elastische Kopplung mit ausgeglichenem Trägheitsverhältnis: Bewegen sich J_1 und J_2 in ähnlichen Dimensionen, treten die in der mittleren Diagramm-Zeile von Abb. 4.9 gezeigten Verläufe auf. Das Antriebssystem ist dann durch starke Rückwirkungen zwischen Motor- und Abtriebsseite gekennzeichnet. Beide Seiten weisen bei der ersten Torsionseigenschwingung ähnliche Ausschläge auf. Im Fall der PI-Regelung treten die beiden aus Abs. 4.2.1 bekannten Polstellen des geregelten Systems gut sichtbar hervor. Der niederfrequenten Eigendynamik des PI-Reglers ist eine Torsionsschwingung mit der mechanischen Eigenfrequenz überlagert. Erst mit einer Zustandsregelung ist eine zufriedenstellende Regelgüte erreichbar. Besonders die Schwingbelastung im Antriebsstrang sinkt drastisch. Während des Hochlaufes wird deutlich, wie der Zustandsregler die zusätzlichen Systeminformationen gezielt nutzt, um durch ein kurzes Verzögern des Motors eine starke Schwingungsanregung zu vermeiden. Derartige Antriebe stellen ein bevorzugtes Anwendungsfeld der Zustandsregelung dar.

Elastische Kopplung mit dominierender Motorträgheit: Die untersten Diagramme in Abb. 4.9 umfassen den Fall, dass die effektive Trägheit des Motors die der Lastseite übersteigt ($J_1 \gg J_2$). Offensichtlich ist die reine PI-Regelung für diese Antriebskonfiguration keine zufriedenstellende Lösung. Die Lastpendelungen wirken sich durch die sehr große Motorträgheit nur in geringen Motordrehzahlschwankungen aus. Folglich kann der PI-Regler die Schwingungsphänomene nicht detektieren. Der Antriebsstrang wird durch schwach gedämpfte Drehmomentschwankungen belastet. Die Maximalbelastung fällt jedoch bedeutend niedriger aus, da nur geringe Massenkräfte bei dem Beschleunigungsvorgang zu übertragen sind. Mit der Rückführung zusätzlicher Systemzustandsinformationen durch einen Zustandsregler lässt sich eine hohe Drehzahlregelgüte sicherstellen [HIS94]. Dass in diesem Fall aber selbst die Zustandsregelung nur begrenzt sinnvoll einsetzbar ist, zeigt die folgende Untersuchung zur Regelgüte bei periodischer Anregung.

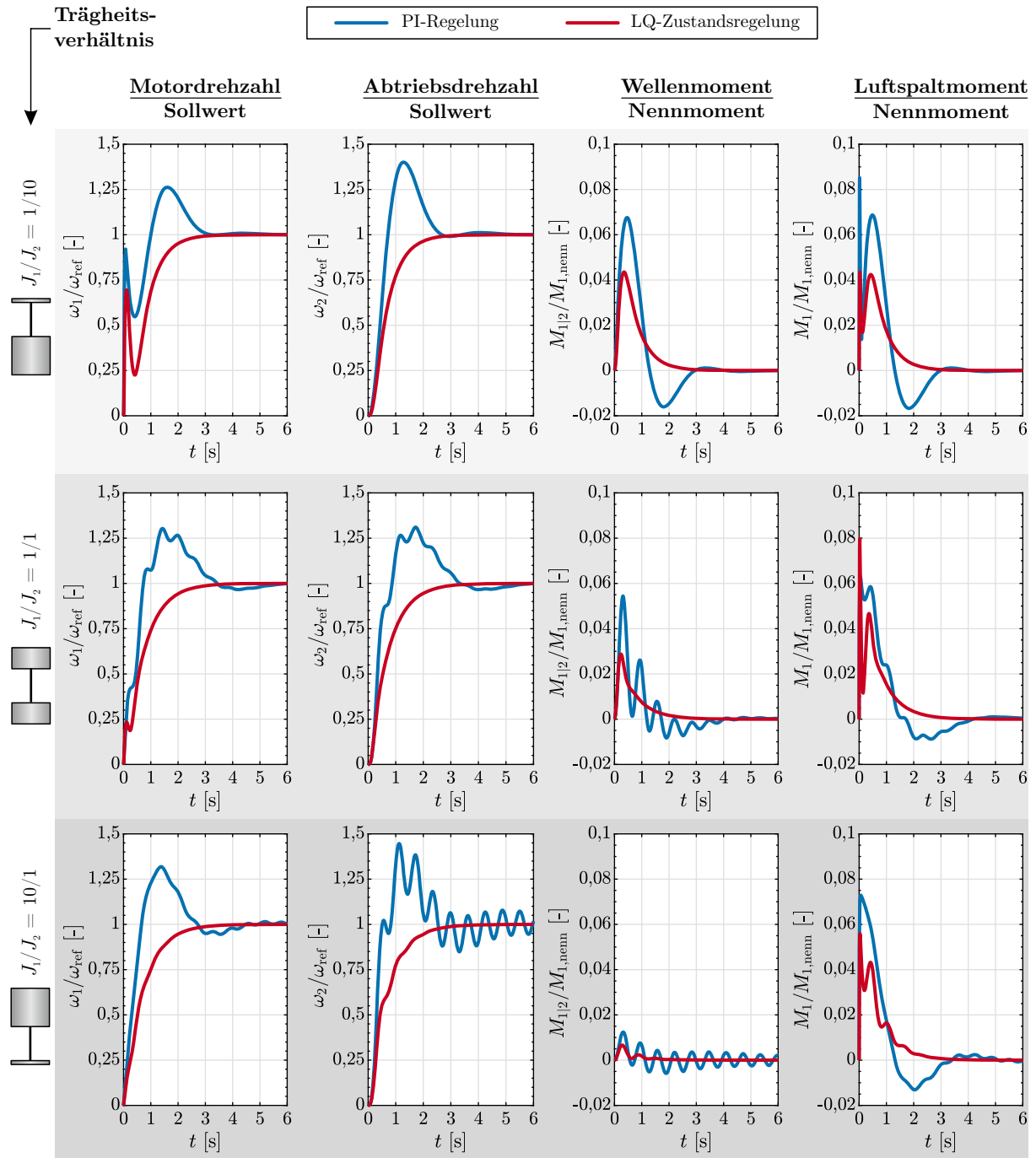


Abbildung 4.9: Vergleich der Sprungantworten von Ein- und Mehrgrößenregelung des elastischen Zweimasensystems bei unterschiedlichen Verhältnissen der Massenträgheitsmomente von Motor (J_1) und Lastseite (J_2)

4.2.3.3 Aktive Schwingungsdämpfung bei harmonischer Anregung

Die bisherige Analyse des Drehzahlregelverhaltens besitzt nur eine begrenzte Aussagekraft hinsichtlich des Schwingungsdämpfungspotentials. Anstelle der transienten Anregung durch den Hochlaufvorgang werden nun harmonische Drehmomentanregungen $M_i(t) = \hat{M}_i e^{j\omega t}$ auf der Motor- und Lastseite betrachtet. In Abb. 4.10 erfolgt für die drei Trägheitsverhältnisse eine Gegenüberstellung der Ergebnisse im Frequenzbereich. Abgebildet sind jeweils die frequenzabhängigen Amplituden des Stellmomentes $M_1(j\omega)$ und des Strangmomentes $M_{1|2}(j\omega)$, die sich durch Anregungen an Motor $M_1(j\omega)$ und Last $M_2(j\omega)$ (zusammengefasst im Störgrößenvektor $\mathbf{M}_d(j\omega)$) einstellen.⁶

Elastische Kopplung mit dominierender Abtriebsträgheit: Die Unterschiede in der ersten Diagramm-Zeile von Abb. 4.10 sind vornehmlich auf den Bereich um 2 rad s^{-1} begrenzt. Dort besitzt der PI-Regler eine Polstelle, die auch mechanisch anregbar ist. Phänomenologisch schwingen Motor und Lastseite gleichphasig gegen die Rückstellkräfte des Reglers. Die Zustandsregelung weist diesen Effekt nicht auf. Auch zeichnet sie sich durch einen geringeren Stelleinsatz aus. Bei keinem der beiden Regelungskonzepte ist die mechanische Eigenfrequenz (10 rad s^{-1}) im Wellenmoment erkennbar, was auf eine gleichermaßen gute aktive Schwingungsdämpfung hinweist.

Elastische Kopplung mit ausgeglichenem Trägheitsverhältnis: In der zweiten Diagramm-Zeile äußert sich das begrenzte Dämpfungsvermögen des PI-Reglers in einer deutlichen dynamischen Zusatzbelastung des Antriebsstranges bei Anregungen nahe der mechanischen Eigenfrequenz. Dem Zustandsregler gelingt hingegen eine hervorragende Bedämpfung. Mit zunehmend höherfrequenter Anregung steigt jedoch der Stelleinsatz im Vergleich an.

Elastische Kopplung mit dominierender Motorträgheit: Die untersten Diagramme in Abb. 4.10 veranschaulichen die ungünstige Situation bei großer Motorträgheit. Bei Einsatz eines PI-Reglers können enorme Resonanzamplituden auftreten. Die Drehschwingungen des Antriebes werden durch den Regler nicht wirksam limitiert, es verbleibt nur die mechanische Antriebsstrangdämpfung zur Lastbegrenzung. Eine Zustandsregelung gestattet prinzipiell auch hier eine aktive Schwingungsregulierung. Durch die große Motorträgheit muss eine Änderung des Wellendrehmomentes zur Beeinflussung der Lastseite jedoch mit einem sehr großen Stellaufwand erkauft werden, um die Massenkkräfte des Motorläufers zu überwinden.

4.2.3.4 Zwischenfazit

Allein auf systemdynamischer Basis grenzen sich die Anwendungsfelder von Ein- und Mehrgrößenregelung voneinander ab. Bei Antrieben mit geringer effektiver Motorträgheit gelingt die Drehzahlregelung und die Beherrschung der schwingungsfähigen Mechanik selbst mit einfachen Regelalgorithmen wie der klassischen PI-Regelung. Bewegen sich die beiden dominierenden rotatorischen Trägheiten in ähnlichen Größenordnungen, kann nur durch die Einbeziehung weiterer Zustandsgrößen der Regelstrecke ein vorteilhaftes Verhalten erzielt werden. Nicht nur reduziert sich die unerwünschte Wechselwirkung zwischen Motor- und Lastdrehzahlen, auch ist eine wirksame Belastungsminimierung bei transienten Lastfällen und bei periodischer Anregung erreichbar. Der Fall einer vergleichsweise hohen Motorträgheit ist durch die ungünstigen mechanischen Gegebenheiten herausfordernd. Mit beiden vorgestellten Ansätzen ist keine in jeder Hinsicht zufriedenstellende Lösung möglich. Notwendig für die Umsetzung aktiv schwingungsregulierender Verfahren ist eine ausreichende Bandbreite der elektrischen Maschine. Die zu bedämpfende Schwingfrequenz muss im Arbeitsfrequenzbereich der unterlagerten Stromregelung liegen. Eine Zustandsregelung stellt zudem höhere Anforderungen bzgl. Anzahl und Auflösung der Sensoren, siehe Abs. 4.4.2

⁶Anstelle der unübersichtlichen Darstellung aller Einzelfrequenzgänge zwischen den genannten Ein- und Ausgangsgrößen werden die größten Singulärwerte der beiden Frequenzgangmatrizen $\mathbf{G}_{\Delta\varphi,d}(j\omega)$ und $\mathbf{G}_{u,d}(j\omega)$ als generalisierte Verstärkungsfaktoren für MIMO-Systeme gezeigt.

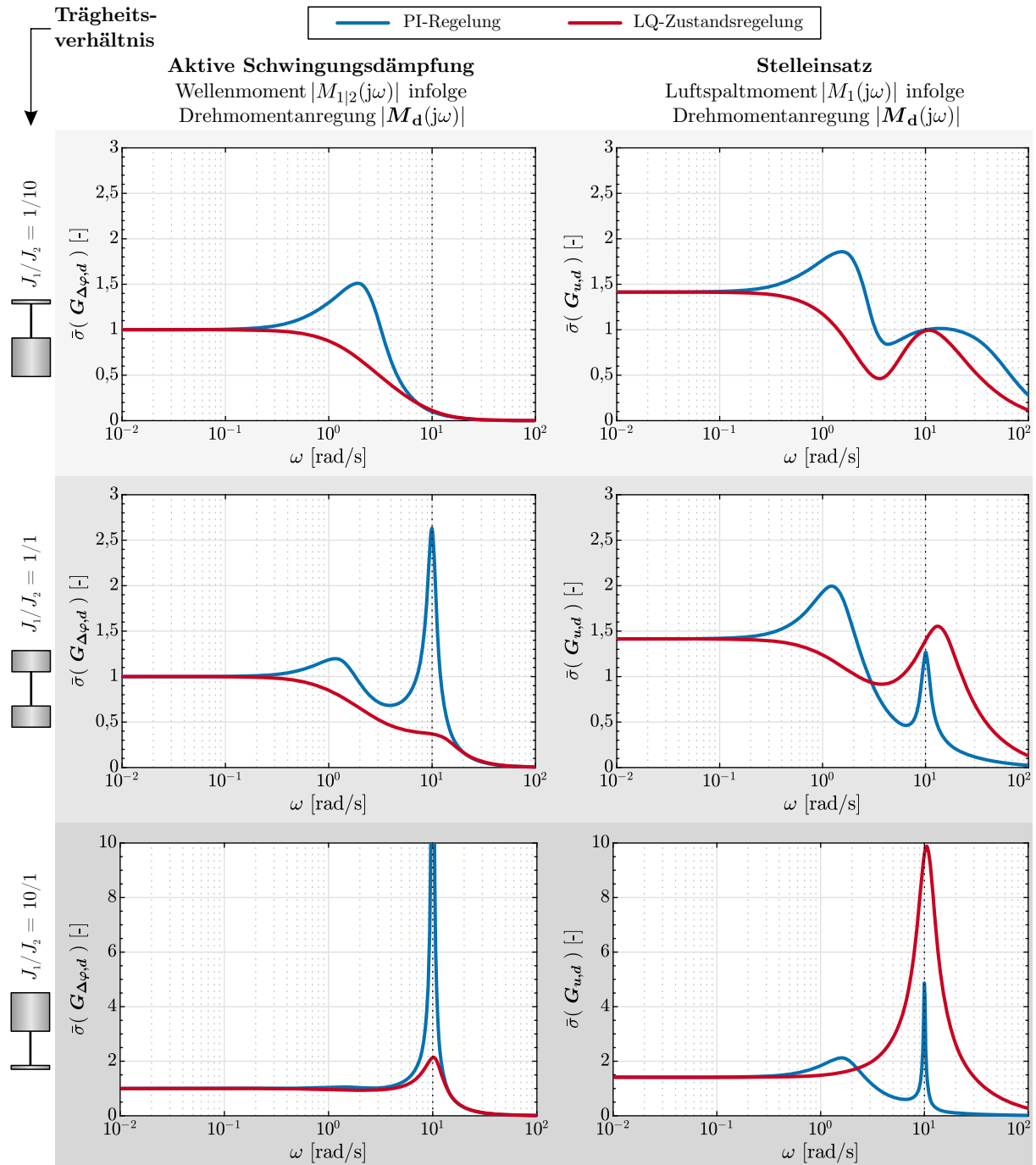


Abbildung 4.10: Vergleich von Ein- und Mehrgrößenregelung des elastischen Zweimassensystems bei unterschiedlichen Trägheitsverhältnissen anhand des Schwingungsdämpfungsvermögens

4.3 Erweiterung auf Mehrmotorenantriebe

Ergänzend zu den bisherigen Betrachtungen folgt nun der Übergang zu Antrieben mit mehreren gleich aufgebauten Wellensträngen. Typisch für Mehrmotorensysteme ist das Problem der ungleichmäßigen Lastaufteilung auf die einzelnen Antriebe. Zusätzlich steigt auch die Komplexität der Antriebsdynamik. Durch den erhöhten Systemfreiheitsgrad treten weitere Schwingformen auf (siehe Abb. 3.6 auf S. 27). Relevant ist die gegenläufige Schwingung der Motoren (lokale Motorschwingung). Durch die wechselseitige Kompensation der Strangdrehmomente erfährt die Lastseite keine Beschleunigung, in den Antriebssträngen wirkt aber eine dynamische Zusatzbelastung. Angeregt werden derartige Schwingungen durch asymmetrische Belastungen zwischen den Strängen – sei es durch unterschiedliche Anfangsbedingungen, den zeitversetzten Durchlauf des Getriebespiels oder externe Lasten. Die betreffende Eigenfrequenz der lokalen Motorschwingung liegt stets unterhalb der bisher betrachteten Globalmode (Schwingform des Zweimassensystems, gegenphasigen Bewegung von Motor und Lastseite). Je größer des Verhältnis J_1/J_2 ist, desto tieffrequenter ist die Motor-Schwingfrequenz lokalisiert. Für die erstrebenswerte Situation kleiner oder ausgeglichener Trägheitsverhältnisse liegen die Eigenfrequenzen dicht beieinander.

PI-Regelung mit Drehzahldifferenzregler

Für PI-geregelte Systeme wird eine Erweiterung des (Haupt-)Drehzahlreglers um einen Drehzahldifferenzregler vorgenommen. Die resultierende Regelungsstruktur veranschaulicht Abb. 3.17 auf S. 44. Der vorhandene PI-Drehzahlregler wird mit dem Mittelwert aller Motordrehzahlen beaufschlagt. Er regelt das virtuelle Zweimassensystem, bestehend aus den m zusammengefassten Motoren und der elastisch gekoppelten Abtriebsseite. Somit lassen sich alle Aussagen zur Regelgüte aus dem vorigen Abschnitt unmittelbar auf den PI-Regler und die Globalschwingform übertragen.

Zur Sicherstellung des Gleichlaufs und zu Beherrschung der Motorschwingform dient ein Drehzahldifferenzregler. Für jeden Motor wird ein Korrekturdrehmoment proportional zur jeweiligen Abweichung von der mittleren Drehzahl aller Antriebe aufgeprägt. Praktisch ist die erreichbare Zusatzdämpfung des P-Differenzdrehzahlreglers limitiert. Die zur Drehzahlermittlung häufig genutzte Kombination aus Inkrementalgeber und zeitdiskretem Berechnungsalgorithmus führt auf eine stetige Schwankung (»Diskretisierungsrauschen«) der Drehzahlwerte (siehe S. 49). Der Regler leitet diese direkt an den Motor weiter. Insbesondere bei einer schnellen Stromregelung der elektrischen Maschine (und demnach geringer Glättungswirkung) erzeugt dies eine höherfrequente Systemanregung.

Zustandsregelung

Die Struktur der Zustandsregelung bleibt bei Mehrmotorensystemen unverändert, nur die Dimension des Zustandsraums steigt. Notwendig ist die Erweiterung des Systemmodells um die entsprechenden Bewegungskordinaten. Gleichzeitig steigt der Entwurfsfreiheitsgrad durch die zusätzlichen Parameter des LQ-Optimierungsproblems. Der resultierende Zustandsregler erlaubt die Beherrschung beider Schwingformen. Den praktischen Aspekten zur Auslegung einer Zustandsregelung und dem Vergleich mit dem klassischen PI-Regelungskonzept widmen sich die folgenden Abschnitte.

4.4 Konzeption und Umsetzung einer Zustandsregelung

Zur Veranschaulichung des Auslegungsvorgehens und zur Demonstration des Verbesserungspotenzials soll eine Zustandsregelung für das konkrete Schwenkantriebssystem des Schaufelradbaggers 293 erstellt werden. Mit einem Trägheitsverhältnis $J_1/J_2 \approx 1/2$, einer Ersatzzeitkonstante der Stromregelung $T_\sigma = 10$ ms und mechanischen Eigenfrequenzen im Bereich um 1 Hz erscheint die Umsetzung erfolgversprechend. In Anlehnung an die Ergebnisse der Systemanalyse in Kapitel 3 werden eine Optimierung des Drehzahlregelverhaltens, eine Reduktion der Hochlauf- und Reversierdauer und eine Minimierung der Antriebsstrangbelastung angestrebt.

4.4.1 Auslegung eines optimalen Zustandsreglers

Notwendig zur Auslegung ist eine allgemeine Systembeschreibung des geregelten, symmetrischen m -Motorenantriebes. Mit der Idealisierung der abtriebsseitigen Strukturen als Starrkörper resultiert ein $m + 1$ -Massensystem. Die Dimension des Zustandsraumes beträgt $n = 2m + 1$. Für die Reglerauslegung wird nur der lineare Teil des Antriebssystems, d.h. der Fall des Flankenkontaktes zugrunde gelegt. Speziell bei Antrieben mit nicht vernachlässigbarem Verzahnungsspiel verbietet sich dafür eine Zustandsraumformulierung allein auf Basis von Drehwinkeln und Winkelgeschwindigkeiten, siehe auch Abb. 4.11. Bewährt hat sich eine Modellformulierung nach SCHRÖDER [Sch15]. Anstelle der Drehwinkel von Motor- und Lastseite treten Differenzwinkel der Form $\Delta\varphi_{1|m+1} = \varphi_1 - \varphi_{m+1}$. Sie repräsentieren die elastische Verdrillung des Antriebsstranges. Somit beschreibt jede Zustandsgröße einen kinetischen oder potentiellen Energiespeicher der als Mehrmassensystem idealisierten Regelstrecke. Unter Ausnutzung der Symmetrie ergibt sich das folgende Systemmodell.

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{\omega}_1 \\ \dot{\omega}_2 \\ \vdots \\ \dot{\omega}_m \\ \dot{\omega}_{m+1} \\ \Delta\dot{\varphi}_{1|m+1} \\ \Delta\dot{\varphi}_{2|m+1} \\ \vdots \\ \Delta\dot{\varphi}_{m|m+1} \end{bmatrix}}_{\dot{x}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & -k/J_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & & 0 & 0 & 0 & -k/J_1 & & 0 \\ \vdots & & \ddots & & \vdots & \vdots & & \ddots & \\ 0 & 0 & & 0 & 0 & 0 & 0 & & -k/J_1 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & k/J_2 & k/J_2 & \cdots & k/J_2 \\ 1 & 0 & \cdots & 0 & -1 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 1 & & 0 & -1 & 0 & 0 & & 0 \\ \vdots & & \ddots & & \vdots & \vdots & & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 1 & -1 & 0 & 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix}}_A \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \vdots \\ \omega_m \\ \omega_{m+1} \\ \Delta\varphi_{1|m+1} \\ \Delta\varphi_{2|m+1} \\ \vdots \\ \Delta\varphi_{m|m+1} \end{bmatrix}}_x + \underbrace{\begin{bmatrix} 1/J_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 1/J_1 & & 0 \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & & 1/J_1 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & & 0 \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix}}_B \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ \vdots \\ M_m \end{bmatrix}}_u \quad (4.20)$$

$$\mathbf{y} = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{I}_{(m+1) \times (m+1)} & \mathbf{0}_{(m+1) \times (m)} \end{bmatrix}}_C \mathbf{x} \quad \text{mit} \quad \mathbf{D} = \mathbf{0} \quad (4.21)$$

Alle Antriebsstränge besitzen dieselbe Torsionssteifigkeit k und alle Motoren weisen das Massenträgheitsmoment J_1 auf. In Anlehnung an die bisherigen Betrachtungen des Zweimassensystems wird das lastseitige Massenträgheitsmoment weiterhin als J_2 bezeichnet. Die gewählte Modelltiefe orientiert sich an den Erkenntnissen aus der Modellreduktion im vorigen Kapitel und ist als Minimalvariante zu verstehen. Für die Auslegung wird die stabilisierende Wirkung der Dämpfung des Antriebsstranges vernachlässigt. Gleichermaßen erfährt die verzögerte Drehmomentbereitstellung durch die umrichtergespeiste elektrische Maschine vorerst keine Berücksichtigung. Diese Vereinfachungen betreffen nur den Schritt der Reglerauslegung, um den Parametrierungsaufwand gering zu halten und die Übersichtlichkeit zu wahren. In den anschließenden Untersuchungen zur Robustheit werden die Größen als unbestimmte Parameter aufgefasst. In der finalen Zeitbereichssimulation zur Verifizierung des Regelungskonzeptes werden Dämpfung, Reibung und Zeitverzögerungen durch das detaillierte Gesamtsystemmodell abgebildet.

4.4.1.1 Bestimmung einer Zustandsrückführung

Wie in Abs. 4.2.2 beschrieben, wird die Bestimmung der Zustandsrückführung \mathbf{K}_r in ein Optimierungsproblem übersetzt, das vom Anwender die Festlegung von Wichtungsparametern in den Matrizen \mathbf{Q} und \mathbf{R} fordert. Zunächst ist eine Einschränkung der Problemgröße ratsam [BL86]. Erreicht wird dies, indem die Wichtungsmatrizen eine Diagonalstruktur erhalten und somit keine Koppelterme in Gl. 4.15 auftreten. Auf diese Weise wirkt jeder Wichtungsparameter direkt auf eine Zustands-, bzw. Stellgröße.

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} Q_\omega & 0 \\ 0 & Q_{\Delta\varphi} \end{bmatrix} \quad \mathbf{Q} \in \mathbb{R}_+^{n \times n} \quad (4.22)$$

Eine weitere Vereinfachung ergibt sich, wenn ein symmetrisches Regelgesetz gefordert wird. Für alle Stränge eines Mehrmotorenantriebes folgt die gleiche Systemdynamik: Es verbleibt die Festlegung von m identischen Diagonaleinträgen $q_{\omega,M}$ zur Wichtung der Motordrehzahlen, einem Eintrag $q_{\omega,L}$ für die Lastdrehzahl, und m identischen Einträgen $q_{\Delta\varphi}$ für die Strangbelastung.

Für die Bestimmung der abstrakten Einträge der Wichtungsmatrizen bietet sich eine physikalische Interpretation der Summanden $x_i q_{ii} x_i$ des Gütefunktional (Gl. 4.15) an. Diese wird durch die spezielle Modellbeschreibung des Antriebssystems ausschließlich auf Basis von Winkelgeschwindigkeiten und Differenzwinkeln ermöglicht.

Die Terme $q_{ii,\omega} \cdot x_i^2 \quad \forall i \in [1, m + 1]$ sind als kinetische Energien von Motoren und lastseitiger Drehmasse zu interpretieren. Ein größerer Wert $q_{ii,\omega}$ erhöht die relative Bedeutung der Bewegungsenergie der zugehörigen i -ten Koordinate im Gütefunktional. Die anschließende Minimierung von J strebt nach einem Regler, der eine energetisch günstige Überführung der betreffenden Koordinate zum Ziel-Zustandswert gewährleistet. Folglich minimiert eine stärkere Wichtung sowohl die Einschwingdauer als auch die Schwankung der Zustandsgröße. Analog dazu sind die Terme $q_{ii,\Delta\varphi} \cdot x_i^2 \quad \forall i \in [m + 1, n]$ als potenzielle (Federspann-)Energien der Antriebsstränge aufzufassen. Über die Ausschläge der Antriebsstrangverdrillung wird indirekt auch die Drehmomentbelastung des Wellenstranges minimiert. Eine Verringerung der Schwankung ist gleichbedeutend mit einer Erhöhung der Dämpfung.

In Form der genannten Parameter stehen somit Stellschrauben zur relativen Gewichtung von Drehzahlregelgüte, Antriebsstrangbelastung und Schwingungsdämpfung zur Verfügung. Die tatsächliche Festlegung der Wichtungsfaktoren ist abhängig von der spezifischen antriebstechnischen Problemstellung.

Folgendes Vorgehen hat sich bewährt:

1. Skalierung der Wichtungsfaktoren z.B. durch Normierung auf Nennwerte oder tolerierte Maximalwerte, um ähnliche Auswirkungen der verschiedenen physikalischen Größen des Zustandsvektors sicherzustellen
2. Einstellung der Drehzahlregeldynamik über die Wichtungsfaktoren q_{ω_1} . Lösung des LQ-Problems und Berechnung der Sprungantwort des geregelten Systems auf eine Sollzahländerung und Auswertung der Anstiegszeit auf 90 % des Sollwertes. Anhaltspunkt für eine sinnvolle Größenordnung kann die mechanische Zeitkonstante $T = J \omega_{\text{nenn}} / M_{\text{nenn}}$ bilden. Diese beschreibt die Hochlaufdauer des Motors auf dessen Nenndrehzahl ω_{nenn} bei einer Beschleunigung mit dem konstanten Nennmoment M_{nenn} ohne Lastmomente.
3. Abstimmung des Dämpfungsgrades der elastischen Schwingformen über den Wichtungsfaktor $q_{\Delta\varphi}$. Lösung des LQ-Problems und Berechnung der Eigenwerte $p_i = -\delta_i \pm j\omega_i$ des geregelten Systems $(\mathbf{A} - \mathbf{B}\mathbf{K}_r)$. Ermittlung des Dämpfungsgrades $D_i = \delta_i / \sqrt{\omega_i^2 + \delta_i^2}$ für die Antriebsschwingformen.
4. Falls erforderlich: zurück zu Schritt 2

Die Wichtungsmatrix des Stelleinsatzes $\mathbf{R} = r \mathbf{I}$ ist hierbei vorerst als Einheitsmatrix parametrisiert. Im Zuge der Gesamtsystembewertung wird der Skalierungsfaktor r als Robustheitsstellschraube aufgefasst und dann Werte ungleich eins annehmen.

Die Attraktivität des vorgeschlagenen iterativen Prozesses begründet sich dadurch, dass eine vergleichsweise geringe Parameteranzahl (hier: 3) notwendig ist, um die $m \cdot n$ Einträge der Zustandsrückführmatrix festzulegen. Zudem lässt sich durch die geringen Hürden zur Simulation der Regelstrecke schnell ein intuitives Verständnis für die Auswirkungen von Wichtungsparameteränderungen aufbauen. Für die finale Regelungsauslegung des Beispielschwenkantriebes ergeben sich die Dämpfungsgrade von Motorschwingform $D = 57\%$ und Globalschwingform $D = 45\%$. Die Anstiegszeit der Lastdrehzahl auf 90 % des Sollwertes beträgt 1,3 s.

4.4.1.2 Gewährleistung von Führungsfolge und Störungskompensation

Brauchbar ist die Zustandsregelung erst, wenn Sollwerte stationär genau erreicht werden und angreifende Zusatzlasten keine bleibende Regelabweichung verursachen [Unb00, S. 344]. Aus diesen Gründen gilt es, die Regelstruktur um zwei Stellgrößenanteile zu erweitern.

$$\mathbf{u} = -\mathbf{K}_r \mathbf{x} + \underbrace{K_{\text{ref}} \mathbf{1}_{m \times 1} y_{\text{ref}}}_{\mathbf{u}_{\text{ref}}} + \underbrace{\mathbf{K}_d \mathbf{d}}_{\mathbf{u}_d} \quad (4.23)$$

Die Einstellung des Sollwertes y_{ref} wird über ein Führungsgrößen-Vorfilter K_{ref} erreicht. Dessen Berechnung basiert auf dem stationären Übertragungsverhalten des geregelten Systems. Der Sollwert muss durch das Vorfilter derart skaliert werden, dass die korrespondierende Systemausgangsgröße erreicht wird $y_{\text{ref}} \stackrel{!}{=} \lim_{t \rightarrow \infty} y(t)$. Daraus folgt

$$K_{\text{ref}} = \underbrace{\left(\mathbf{C}_{\text{ref}} (\mathbf{B} \mathbf{K}_r - \mathbf{A})^{-1} \mathbf{B}_{\text{ref}} \right)^{-1}}_{u_{\text{ref}} \Rightarrow y(t \rightarrow \infty) = y_{\text{ref}}} \quad \text{mit} \quad \mathbf{B}_{\text{ref}} = 1/J_1 [\mathbf{1}_{1 \times m} \quad \mathbf{0}_{1 \times (n-m)}]^\top \quad \text{und} \quad \mathbf{C}_{\text{ref}} = [\mathbf{0}_{1 \times m} \quad 1 \quad \mathbf{0}_{1 \times m}]^\top \quad . \quad (4.24)$$

Das Vorfilter ist hier eine skalare Größe, da im Anwendungsfall der Drehzahlregelung die Lastdrehzahl einem Sollwert nachzuführen ist. Über den Einsvektor $\mathbf{1}_{m \times 1}$ werden alle Motoren mit dem identischen Stellmoment beaufschlagt.

Mangels integraler Anteile der Zustandsrückführung würde die geregelte Strecke bei Reib- und Lastmomenten eine bleibende Drehzahlabweichung aufweisen. Das hier verfolgte Konzept der Störgrößenaufschaltung nutzt Informationen zu den wirkenden Last-Drehmomenten, um die notwendigen Stellmomente der Motoren zur Kompensation aufzuschalten. Für ein abtriebsseitig angreifendes Lastmoment $d = M_2$ führt das Filter

$$\mathbf{K}_d = K_{\text{ref}} \underbrace{\mathbf{C}_d (\mathbf{B} \mathbf{K}_r - \mathbf{A})^{-1} \mathbf{B}_d}_{d \Rightarrow y(t \rightarrow \infty)}$$

mit $\mathbf{B}_d = [\mathbf{0}_{1 \times m} \quad 1/J_1 \quad \mathbf{0}_{1 \times m}]^T$ und $\mathbf{C}_d = [\mathbf{I}_{m \times m} \quad \mathbf{0}_{m \times (n-m)}]$ (4.25)

zur Aufschaltung eines Korrektursignals, das die vom Zustandsregler nicht kompensierte Regelabweichung ausgleicht. Der durch die geschweifte Klammer hervorgehobene Term entspricht dem Übertragungsverhalten des Regelkreises zwischen Störung (Drehmoment) und Ausgangsgröße (Lastdrehzahl). Das Vorgehen bietet sich für die untersuchte Klasse von Systemen an, da zwangsläufig eine Schätzung der nicht messbaren Zustandsgrößen erforderlich ist. Im Zuge der Zustandsschätzung kann unmittelbar auch das Lastmoment rekonstruiert werden.

Alternativ zur beschriebenen Störgrößenaufschaltung wird die Erweiterung von Gl. 4.20 um einen zusätzlichen Zustand vorgeschlagen, der das Integral der Regelabweichung enthält. Ein solcher PI-Zustandsregler besitzt einen zusätzlichen Entwurfsfreiheitsgrad und bringt abseits spezieller Auslegungsansätze [GG19] eine Verschlechterung des Führungsverhaltens mit sich. In derselben Veröffentlichung wird die Äquivalenz zwischen PI-Zustandsregelung und Störgrößenaufschaltung unter bestimmten Voraussetzungen nachgewiesen.

Inwiefern die stationäre Genauigkeit der vorgestellten Ansätze auch bei parametrischer Modellunsicherheit erhalten bleibt, thematisiert Abs. 4.4.3.2.

4.4.2 Rekonstruktion des Zustandsvektors bei Antrieben mit Verzahnungsspiel

Voraussetzung für die Umsetzung der Zustandsregelung ist die fortwährende Kenntnis aller Zustandsgrößen aus Gl. 4.20. Dies umfasst die Winkelgeschwindigkeiten an allen Motoren und der Last. Herausfordernder ist die zusätzlich notwendige Bereitstellung der Getriebebelastungen in Form der Strangtorsionswinkel $\Delta\varphi_{i|m+1}$. Eine direkte Erfassung durch Drehmomentmessstellen scheidet aus wirtschaftlichen Gründen aus. Es verbleibt die Rekonstruktion auf Basis vorhandener Informationen. Bei einem ideal spielfreien Wellenstrang würde die Differenzbildung von Motor- und Lastdrehwinkel die gesuchte Antriebsstrangverdrehung liefern. Durch das unvermeidliche Verzahnungsspiel bei den vorliegenden Antrieben mit hoher Gesamtübersetzung entsteht aber eine zusätzliche Schwierigkeit: Je nachdem ob die Vor- oder die Rückflanken der Verzahnungen anliegen, ist der eigentlichen Antriebsstrangtorsion situativ noch der unbekannte Betrag des Getriebespiels überlagert.

$$\varphi_i - \varphi_{m+1} = \Delta\varphi_{i|m+1} + \alpha_{+/-} \quad (4.26)$$

Spätestens wenn die Größenordnung des Verdrehflankenspiels $\alpha_{+/-}$ die Größenordnung des Strangtorsionswinkels erreicht, würde die Vernachlässigung des Spieleinflusses zu einer inakzeptablen Regelgüte der Zustandsregelung führen. Abb. 4.11 verdeutlicht die Problematik für das untersuchte Schwenkwerk. Während des dargestellten Reversiervorganges entfällt ein Großteil des Differenzwinkels zwischen Motor- und Lastseite auf den Durchlauf des Getriebespiels. Der eigentlich interessierende Strangtorsionswinkel (hellblau hinterlegt) kann keinesfalls mit der Winkeldifferenz zwischen An- und Abtriebsseite des Getriebes gleichgesetzt werden.

Mithilfe des anschließend vorgestellten modellbasierten Schätzverfahrens wird die vollständige und simultane Erfassung aller Zustandsgrößen angestrebt. Alleinige messtechnische Voraussetzung ist die Instrumentierung der Motoren und der Abtriebsseite mit Drehgebern zur Winkelerfassung. Auf Basis dieser gemessenen Informationen können mithilfe eines einfachen mathematischen Modells der Regelstrecke alle benötigten Größen errechnet werden.

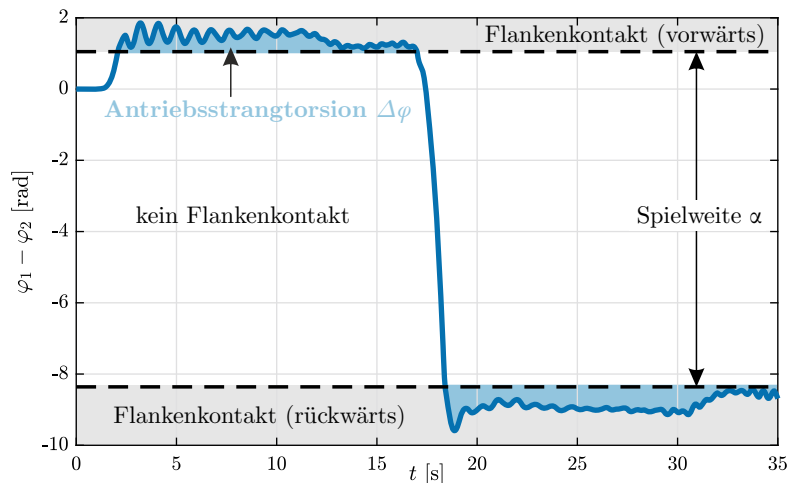


Abbildung 4.11: Zusammenhang zwischen der Winkeldifferenz von Motor- und Lastseite und dem Winkel der elastischen Antriebsstrangverdrillung bei vorhandenem Getriebeispiel

4.4.2.1 Grundlagen zur Zustandsschätzung

Ausgangspunkt für die Rekonstruktion des Zustandsvektors bildet ein mathematisches Modell der Regelstrecke analog zu Gl. 4.20. Gegensätzlich zum bisherigen Vorgehen muss das Systemmodell um die zufälligen Störungen \mathbf{w} und \mathbf{v} erweitert werden [Sim06, S. 235f].

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{B} \mathbf{u} + \mathbf{w} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C} \mathbf{x} + \mathbf{v}\end{aligned}\quad (4.27)$$

Dies trägt der Tatsache Rechnung, dass obiges Modell nur ein ungefähres Abbild der Realität sein kann. Alle Effekte, die nicht durch das Systemmodell beschreibbar sind, werden pauschal einem überlagerten Prozessrauschen \mathbf{w} zugeschrieben. Gleichsam bilden die real gemessenen Signale \mathbf{y} nicht exakt die korrespondierenden internen Systemzustände ab. Alle Signalbestandteile, die durch den Sensor oder die nachfolgenden Abtasteffekte (zeitdiskrete Abtastung und Quantisierung) hinzukommen, werden als überlagertes Messrauschen \mathbf{v} aufgefasst.

Demnach kann nur eine Schätzung $\tilde{\mathbf{x}}$ des tatsächlichen, aber unbekanntem Zustandsvektors \mathbf{x} unter Nutzung der Messdaten \mathbf{y} erfolgen. Eine geeignete Struktur für die Zustandsschätzung in Form eines linearen Differentialgleichungssystems

$$\dot{\tilde{\mathbf{x}}} = \underbrace{\mathbf{A} \tilde{\mathbf{x}} + \mathbf{B} \mathbf{u}}_{\text{Systemmodell}} + \underbrace{\mathbf{K}_f (\mathbf{y} - \mathbf{C} \tilde{\mathbf{x}})}_{\text{Schätzfehlerkorrektur}} \quad (4.28)$$

besteht aus zwei funktionellen Anteilen:

- Ein Systemmodell auf Basis der Bewegungsgleichungen des geregelten Antriebssystems wird mit den bekannten Stellgrößen \mathbf{u} des Antriebsreglers »gesteuert«. Problematisch an dieser Prädiktion ist, dass externe Störungen (Last- oder Reibmomente) und jegliche Abweichungen zwischen Regelstrecke und Systemmodell zu einer Drift der geschätzten Zustandsgrößen führen.
- Eine Schätzfehlerkorrektur koppelt deshalb den Fehler zwischen den Messdaten \mathbf{y} und den Schätzgrößen $\tilde{\mathbf{y}} = \mathbf{C} \tilde{\mathbf{x}}$ über eine Verstärkungsmatrix \mathbf{K}_f zurück. Auf diese Weise wird eine Nachführung der Zustandsschätzung an die Messwerte realisiert.

Es handelt sich um ein eigenes dynamisches Subsystem, dessen Schätz-Dynamik durch die Verstärkungsmatrix \mathbf{K}_f vorgegeben wird. Mit der nachfolgend beschriebenen Auslegungsmethodik

für \mathbf{K}_f wird aus der allgemeinen Struktur eines Zustandsbeobachters (Gl. 4.28) der konkrete Sonderfall eines zeitkontinuierlichen, stationären KALMAN-BUCY-Filters [KB61].

Der so erhaltene Zustandsschätzer stellt das Analogon zum LQ-Regler dar. Für weiße, normalverteilte Rauschprozesse ist er optimal in dem Sinne, dass $\tilde{\mathbf{x}}$ die Schätzung mit minimaler Varianz ist [Fri05]. Um die Rückführung zu bestimmen, ist die Charakterisierung der Rauschprozesse \mathbf{w} und \mathbf{v} durch die Spektraldichtematrizen \mathbf{Q}_f bzw. \mathbf{R}_f erforderlich.⁷ Unter Nutzung dieser ist anschließend eine Ermittlung von \mathbf{K}_f über eine mathematisch duale Formulierung des LQR-Optimierungsproblems aus Gl. 4.16 möglich [Sim06, S. 236].

$$\begin{aligned}\mathbf{K}_f &= \mathbf{P} \mathbf{C}^\top \mathbf{R}_f^{-1} \\ \mathbf{0} &= \mathbf{A} \mathbf{P} + \mathbf{P} \mathbf{A}^\top - \mathbf{P} \mathbf{C}^\top \mathbf{R}_f^{-1} \mathbf{C} \mathbf{P} + \mathbf{Q}_f\end{aligned}\tag{4.29}$$

Tatsächlich sind für die Herleitung gänzlich andere (stochastische) Methoden erforderlich als für den Optimalregler, auf die nicht eingegangen werden soll. Dies begründet sich dadurch, dass die Eigenschaft des KALMAN-Filters als Minimum-Varianz-Schätzer hier von untergeordneter Bedeutung ist. Erstens ist die Grundannahme eines vorhandenen normalverteilten weißen Rauschens für Störungen im antriebstechnischen Anwendungsfeld eine sehr starke Vereinfachung der realen Vorgänge. Zumindest ein wesentlicher Teil der dynamischen Prozesse in Zahnradgetrieben ist deterministisch, zeitlich korreliert und zudem in einem begrenzten Frequenzbereich wirksam. Zweitens sind die statistischen Eigenschaften des Prozessrauschens a priori unbekannt. Es handelt sich um rein abstrakte Größen, die sowohl die Güte der Modellierung als auch das Anregungs-Antwortverhalten des realen Prozesses umfassen. Im Zuge der Filterauslegung werden die Spektraldichtematrizen \mathbf{Q}_f und \mathbf{R}_f deshalb als Abstimmungsparameter aufgefasst – ähnlich zum Vorgehen bei der Optimalreglerauslegung.

Das vorgestellte Konzept gründet sich auf der Annahme, dass sowohl die Systemmatrizen als auch die Matrizen \mathbf{Q}_f und \mathbf{R}_f zeitinvariant sind. Gl. 4.29 kann somit im Voraus gelöst werden. Der Rechenaufwand bei der Implementierung im Prozessrechner der Antriebsregelung sinkt hierdurch signifikant. Ein weiterer wesentlicher Vorteil durch den Einsatz eines zeitinvarianten und zeitkontinuierlichen Filters ist die Möglichkeit, eine Vorabanalyse von Regler und Filter (LQG) mit klassischen Frequenzbereichsmethoden durchzuführen.

Wird die Zustandsschätzung $\tilde{\mathbf{x}}$ als Eingangsgröße für einen Zustandsregler $\mathbf{u} = -\mathbf{K}_r \tilde{\mathbf{x}}$ genutzt, besitzt das gekoppelte Gesamtsystem die Polstellen der beiden Teilsysteme $(\mathbf{A} - \mathbf{B} \mathbf{K}_r)$ und $(\mathbf{A} - \mathbf{K}_f \mathbf{C})$ [Fri05, S. 293]. Eigendynamik und Stabilität der Zustandsrückführung sind deshalb von der Zustandsschätzung unbeeinflusst. Jene zentrale Tatsache wird als Separationsprinzip [Lun14b, S. 348ff] bezeichnet. Es begründet die hier praktizierte getrennte Auslegung von Regler und Schätzer und erlaubt die schrittweise Inbetriebnahme der beiden Module. Gleichwohl beeinflusst eine zeitlich verzögerte oder stark rauschbehaftete Zustandsschätzung die Regelgüte, weshalb in Abs. 4.4.3 eine Analyse des gekoppelten Regelsystems durchgeführt wird.

4.4.2.2 Kalman-Filter für Antriebssysteme mit Spiel

Zentraler Baustein für die Umsetzung eines Algorithmus zur Zustandsschätzung ist ein geeignetes Modell des zugrundeliegenden Systems. Primär gilt es, die Regelstrecke bestmöglich abzubilden. Gegensätzlich dazu steht der Wunsch nach einer geringen Modelldimension, um den Berechnungs- und Parametrierungsaufwand sowie den Entwurfsfreiheitsgrad zu limitieren. Für die vorliegende Klasse von Antrieben stellt die Modellierung als Torsionsschwingungssystem einen sinnvollen Kompromiss dar (vgl. Abs. 3.5). Eine allgemeine Formulierung der Modellgleichungen für ein symmetrisches Antriebssystem mit m Motoren ist mit Gl. 4.30 und Gl. 4.31 gegeben.

⁷Für den üblicheren Fall eines zeitdiskreten KALMAN-Filters sind \mathbf{Q}_f und \mathbf{R}_f Kovarianzmatrizen, deren Einträge den Zusammenhang zwischen zwei Zufallsprozessen angeben. Ein Diagonaleintrag der Kovarianzmatrix beschreibt die Varianz des einzelnen, zugehörigen Zufallsprozesses. [MD17]

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{\tilde{\omega}}_1 \\ \dot{\tilde{\omega}}_2 \\ \vdots \\ \dot{\tilde{\omega}}_m \\ \dot{\tilde{\omega}}_{m+1} \\ \hline \dot{\tilde{\varphi}}_1 \\ \dot{\tilde{\varphi}}_2 \\ \vdots \\ \dot{\tilde{\varphi}}_m \\ \dot{\tilde{\varphi}}_{m+1} \\ \hline \dot{\tilde{\varphi}}_{s,1} \\ \dot{\tilde{\varphi}}_{s,2} \\ \vdots \\ \dot{\tilde{\varphi}}_{s,m} \\ \dot{\tilde{M}}_{m+1} \end{bmatrix}}_{\tilde{\mathbf{x}}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0}_{(m+1) \times (m+1)} & \begin{bmatrix} -k/J_1 & 0 & \cdots & 0 & k/J_1 \\ 0 & -k/J_1 & & 0 & k/J_1 \\ \vdots & & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & & -k/J_1 & k/J_1 \\ k/J_2 & k/J_2 & \cdots & k/J_2 & -4k/J_2 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} k/J_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & k/J_1 & & 0 \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & & k/J_1 \\ -k/J_2 & -k/J_2 & \cdots & -k/J_2 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ -1/J_2 \end{bmatrix} \\ \hline \mathbf{I}_{(m+1) \times (m+1)} & \mathbf{0}_{(m+1) \times (m+1)} & \mathbf{0}_{(m+1) \times m} & \mathbf{0}_{(m+1) \times 1} \\ \hline \mathbf{0}_{m \times (m+1)} & \mathbf{0}_{m \times (m+1)} & \mathbf{0}_{m \times m} & \mathbf{0}_{m \times 1} \\ \hline \mathbf{0}_{1 \times (m+1)} & \mathbf{0}_{1 \times (m+1)} & \mathbf{0}_{1 \times m} & 1 \end{bmatrix}}_A \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} \tilde{\omega}_1 \\ \tilde{\omega}_2 \\ \vdots \\ \tilde{\omega}_m \\ \tilde{\omega}_{m+1} \\ \hline \tilde{\varphi}_1 \\ \tilde{\varphi}_2 \\ \vdots \\ \tilde{\varphi}_m \\ \tilde{\varphi}_{m+1} \\ \hline \tilde{\varphi}_{s,1} \\ \tilde{\varphi}_{s,2} \\ \vdots \\ \tilde{\varphi}_{s,m} \\ \tilde{M}_{m+1} \end{bmatrix}}_{\tilde{\mathbf{x}}} + \underbrace{\begin{bmatrix} 1/J_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 1/J_1 & & 0 \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & & 1/J_1 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \hline \mathbf{0}_{(2m+2) \times m} \end{bmatrix}}_B \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ \vdots \\ M_m \end{bmatrix}}_u \quad (4.30)$$

$$\tilde{\mathbf{y}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0}_{(m+1) \times (m+1)} & \mathbf{I}_{(m+1) \times (m+1)} & \mathbf{0}_{(m+1) \times (m+1)} \end{bmatrix}}_C \tilde{\mathbf{x}} \quad (4.31)$$

Abweichend zur Systemmatrix für die LQ-Reglerauslegung in Gl. 4.20 sind nun explizit die gemessenen Drehwinkel φ_i enthalten. Die entscheidende Idee zur Anwendung für spielbehaftete Antriebsstränge wurde von LAGERBERG veröffentlicht [LE03; LE07]: Um das von einem der Wellenstränge übertragene Drehmoment

$$M_{1|m+1} = -k/J_1 (\varphi_1 - \varphi_{m+1} - \varphi_{s,1}) = -k/J_1 \Delta\varphi_{1|m+1} \quad (4.32)$$

zu beschreiben, tritt anstelle des nicht trivial messbaren Strangtorsionswinkels $\Delta\varphi_{1|m+1}$ die Winkeldifferenz $\varphi_1 - \varphi_{m+1}$ zwischen An- und Abtrieb, ergänzt um den Winkel $\varphi_{s,1} \in [\alpha_-, \alpha_+]$. Letzterer beschreibt die Position im Verzahnungsspiel. Bei Kontakt mit einer der beiden Zahnflanken verharrt $\varphi_{s,1}$ auf dem jeweiligen Grenzwert α_- bzw. α_+ . Für die Spielweite, d. h. die Größe des Verzahnungsspiels, gilt $\alpha = \alpha_+ - \alpha_-$. Bei Mehrmotorensystemen muss für jeden der m Antriebsstränge ein Spielwinkel als zusätzlicher Zustand in das Systemmodell des KALMAN-Filters integriert werden. Gleichermaßen lässt sich auch das Lastmoment am Zahnkranz des Schwenkwerks \tilde{M}_{m+1} als Zusatzzustand in das systemdynamische Modell integrieren und in Echtzeit mitschätzen.

Für den Fall, dass die Reibmomente an Motor- und Lastseite betragsmäßig bekannt sind und sich durch ein geschwindigkeitsproportionales (viskoses) Verhalten charakterisieren lassen, besteht die Möglichkeit, diese mittels der Parameter d_1 und d_2 zu berücksichtigen. Die Nullmatrix im ersten Block der Systemmatrix in Gl. 4.30 wird dann durch eine Diagonalmatrix mit den Dämpfungskonstanten ersetzt.

Die eigentliche Filterauslegung ist ein iterativer Prozess, der in Anlehnung an die folgenden Schritte ohne Tests an der realen Regelstrecke auskommt:

1. Festlegung der Diagonaleinträge $r_{f,ii}$ der Matrix \mathbf{R}_f als Maß des Messrauschens. Als Anhaltspunkt für die Relation zwischen den Einträgen kann der Diskretisierungsfehler der eingesetzten Inkrementalgeber genutzt werden. So folgt für das Quantisierungsrauschen eines Messkanals $r_f \sim \Delta\varphi_{\text{eff}}^2/12$ [Ben48] mit der effektiven Winkelauflösung $\Delta\varphi_{\text{eff}}$ (vgl. Abs. 3.2.3). Grundsätzlich sind geringe Werte gleichbedeutend mit »guten« (vertrauenswürdigen) Messungen. Das KALMAN-Filter ist dann messdatenfokussiert, der Korrekturterm in Gl. 4.28 überwiegt.
2. Abschätzung der Diagonaleinträge $q_{f,ii}$ der Matrix \mathbf{Q}_f als Maß des Prozessrauschens. Dieses umfasst neben den bereits erwähnten Signalanteilen durch die Diskrepanz von Regelstreckenmodell und Realität auch die auftretenden Systemreaktionen. Letztere werden wiederum zum Teil durch die Regelung beeinflusst. Selbst wenn Messdaten einzelner Zustandsgrößen zur Verfügung stehen, sind die Einträge $q_{f,ii}$ als reine Abstimmungsparameter anzusehen, mit denen Ansprechgeschwindigkeit und Rauschunterdrückung des Filters – vergleichbar mit den Wichtungsfaktoren des Zustandsreglers – abzustimmen sind. In größtmöglicher Vereinfachung geht eine geringe Spektralleistungsdichte des Prozessrauschens mit einem »guten« (treffsicheren) Systemmodell einher. Das KALMAN-Filter gewichtet dann den Anteil des Systemmodells in Gl. 4.28 stärker.
3. Berechnung der Rückführmatrix \mathbf{K}_f gemäß Gl. 4.29
4. Auswertung und Prüfung der Polstellen des Filters ($\mathbf{A} - \mathbf{K}_f \mathbf{C}$). Die Realteile der Pole sollten betragsmäßig größer sein, als jene des Zustandsreglers (»Schätzung schneller als Regelung«) [Lun14b]. Zusätzlich muss die Schätzung von $\varphi_{s,i}$ und \tilde{M}_{m+1} mit ähnlicher Dynamik erfolgen.
5. Simulation des KALMAN-Filters für einen Referenzlastfall unter Nutzung eines Minimalmodells (z. B. in Matlab/Simulink). Um die Schätzgüte bewerten zu können, müssen die erwarteten Systemanregungen bspw. als bandbegrenztetes Rauschen hinterlegt werden. Geeignete Sensormodelle (vgl. Abs. 3.2.3) helfen, das Messrauschen abzubilden. Da diese

Festlegungen einen wesentlichen Einfluss auf die erreichbare Dynamik des Filters haben, ist eine Kenntnis der Größenordnungen durch Messungen oder Erfahrungswerte aus vergleichbaren Anlagen vorteilhaft. Anschließend sind die Signalverläufe aller Zustandsgrößen hinsichtlich Ansprechgeschwindigkeit und Varianz im Kontext des jeweiligen Antriebssystems zu bewerten. Gegebenenfalls ist eine Anpassung der Matrizen \mathbf{R}_f und \mathbf{Q}_f vorzunehmen.

6. Abschließende Verifizierung durch Simulation mit einem detaillierten Gesamtsystemmodell. Eine ausführliche Beschreibung des möglichen Vorgehens folgt im nächsten Abschnitt. Wenn ein Prototypentest an der physischen Regelstrecke möglich ist, kann dieser Schritt übersprungen werden.

4.4.2.3 Prüfung der Schätzgüte durch Gesamtsystemsimulation

Vor einer Inbetriebnahme an einem realen Antriebsstrang auf physischer Hardware bietet sich der Test des KALMAN-Filters durch Simulationen an. Üblicherweise [Lag04] [MD17] wird für die simulative Verifizierung derartiger Strukturen das gleiche mathematische Modell genutzt, das auch im Zustandsschätzer hinterlegt ist (vgl. Schritt 5 der Auslegungsabfolge). Die Ausgangsgrößen des Simulationsmodells dienen als virtuelle Messwerte und stellen die Eingangsgrößen der Zustandsschätzung dar. Aus dem Vergleich zwischen Schätzung und Referenzsignal lässt sich die Eignung der gewählten Auslegung grob bewerten.

Eine entscheidende Steigerung der Aussagekraft solcher Verifizierungsprozesse entsteht, wenn anstatt des einfachen (im KALMAN-Filter hinterlegten) Modells ein möglichst realitätsnahes Simulationsmodell des Antriebssystems eingesetzt wird. Ein Mehrwert zur bloßen Simulation mit dem für die Auslegung genutzten Mehrmassen-Torsionsmodell ergibt sich, da das in Kapitel 3 erarbeitete detaillierte MKS-Modell die wesentlichen dynamischen Effekte des realen Gerätes erfasst. Zudem gibt das Gesamtmodell auch die Intensität der Systemreaktionen – und damit die Störgrößen des Zustandsschätzers (»Rauschen«) – realitätsnah wieder. Es ist deshalb zu erwarten, dass eine reale Umsetzung erfolgversprechend ist, wenn die Zustandsschätzung für das MKS-Gesamtsystemmodell zufriedenstellende Ergebnisse liefert.

Zu diesem Zweck stellt Abb. 4.12 dem Referenzsignal (Ausgangsgröße der MKS-Simulation) die durch das KALMAN-Filter geschätzten Verläufe gegenüber. Gezeigt ist ein Beispiellastfall, bestehend aus drei Phasen: Während des Hochlaufs aus dem Stillstand und der nachfolgenden Drehrichtungsumkehr wirken keine Lasten und Anregungen aus dem Grabprozess. Daran schließt sich ein Schwenkvorgang mit konstanter Soll-Geschwindigkeit an, bei dem die Hauptsystemanregungen aus dem Grabvorgang des Schaufelrades wirken. Das Gesamtsystemsimulationsmodell wird dabei durch einen konventionellen PI-Drehzahlregler aktuiert. Die Drehwinkelerfassung orientiert sich an der am Beispielantrieb derzeit vorhandenen Sensorik. So stehen motorseitig pro Umdrehung 1024 Zählereignisse zur Verfügung. Bedingt durch die hohe Getriebeübersetzung reduziert sich die effektive Winkelauflösung der Lastseite. Umgerechnet auf die Motorwelle liefert der abtriebsseitige Inkrementalgeber nur 15 Impulse pro Motordrehung. Der Algorithmus zur Zustandsschätzung ist nicht in die Antriebsregelung eingebunden, sondern wird nur als Zusatzmodul mit einer Zeitschrittweite von 1 ms mitberechnet.

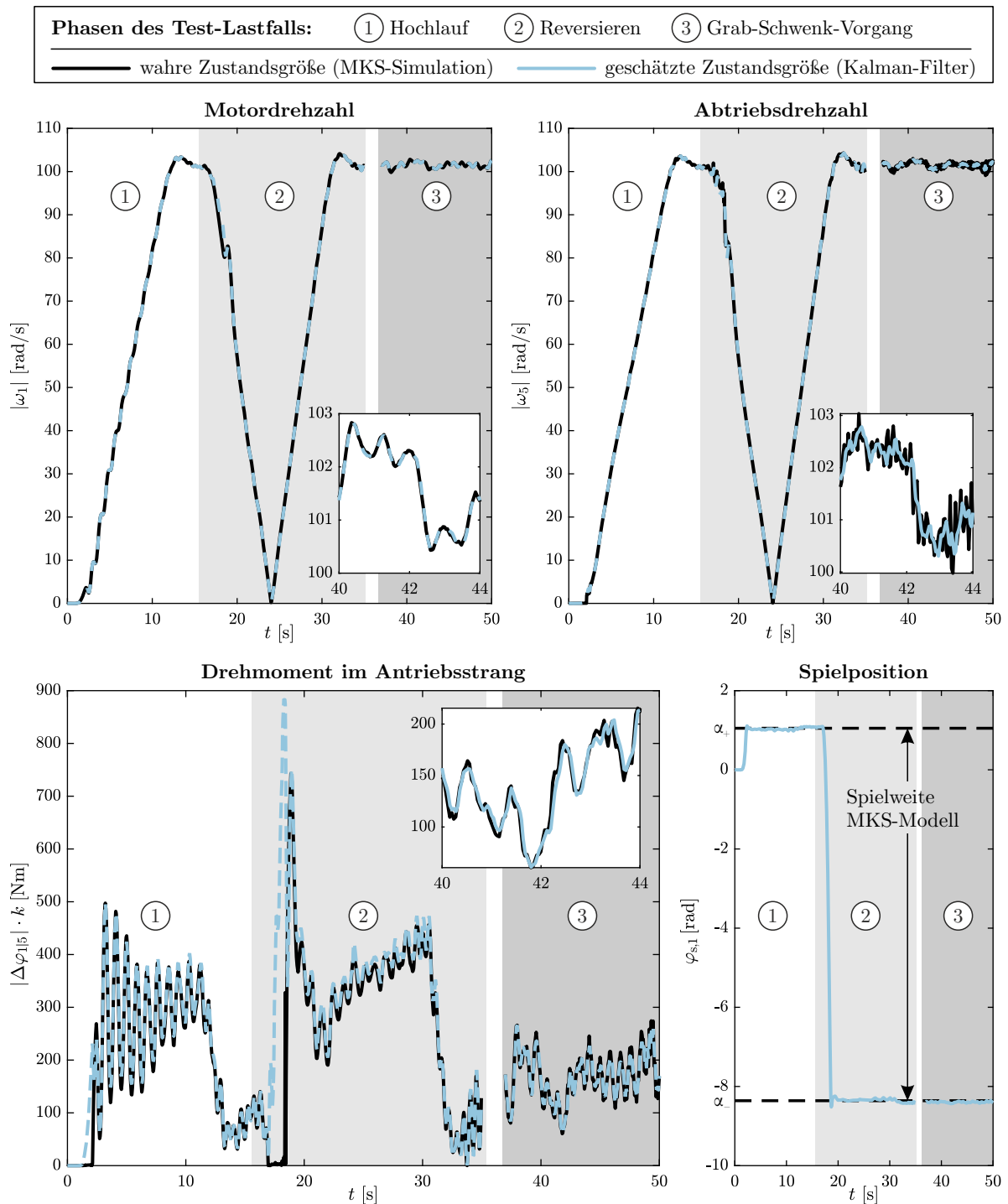


Abbildung 4.12: Test der Zustandsschätzung für das Beispielsystem mit 4 Antriebssträngen (Motoranzahl $m = 4$)

Aus dem Vergleich von Referenzsignal und Schätzung lassen sich folgende Schlüsse ziehen

- Die Schätzung der Motordrehzahl ist unkritisch. Die hochauflösende Winkelsensorik liefert ausreichend Informationen, um die Drehzahländerungen während der verschiedenen Betriebszustände zu rekonstruieren.
- Das Referenzsignal der Schwenkdrehzahl weist eine stärkere Drehungleichförmigkeit auf. Sobald Grablasten wirken, zeigen sich die Schwingungen des elastischen Baggeroberbaus auch in der Drehgeschwindigkeit des Großwälzlagers. Da Informationen zu den Oberbauschwingungen von der nachgelagerten Zustandsregelung nicht nutzbringend (schwingungsdämpfend) verwendet werden können, ist eine Glättung des Signalverlaufes empfehlenswert. Aus diesem Grund hat das KALMAN-Filter für diese Zustandsgröße eine Tiefpasswirkung und unterdrückt höherfrequente Anteile.⁸
- Die Antriebsstrangbelastung – repräsentiert durch den Winkel der elastischen Antriebsstrangtorsion – wird mit minimaler Verzögerung, aber qualitativ guter Übereinstimmung rekonstruiert. Ausnahme bildet der Zeitraum des Spieldurchlaufs. Durch die temporäre Entkopplung von Motor und Lastseite gilt für die Antriebsstrangsteifigkeit $k = 0 \text{ Nm rad}^{-1}$. Die im Zustandsschätzer hinterlegten Modellgleichungen sind ungültig, was sich in einem wachsenden Schätzfehler zeigt. Da für die Phase des Spieldurchlaufes im Rahmen dieser Arbeit nicht auf die Schätzgrößen des KALMAN-Filters zurückgegriffen wird (siehe Abs. 5.5), sind die Abweichungen unkritisch. Soll auch während des Spieldurchlaufes die Antriebsstrangbelastung verlässlich (auf den Wert null) geschätzt werden, kann ein aufwendigerer Ansatz auf Basis eines sanftumschaltenden Extended-KALMAN-Filters umgesetzt werden [LE07; SS21a].
- Um die Funktionsweise der Schätzung der Antriebsstrangbelastung bei spielbehafteten Systemen zu veranschaulichen, ist die Hilfszustandsgröße $\varphi_{s,1}$ abgebildet. Sie gibt die geschätzte Position zwischen den Vorder- und Rückflanken des Getriebes wieder. Herrscht ein Kontakt zwischen den Zahnflanken, verharrt die Zustandsgröße auf einem der Grenzwerte α_+ oder α_- . Mit diesem Offset-Parameter ist gemäß Gl. 4.32 die Berechnung der Antriebsstrangverdrehung $\Delta\varphi_{1|m+1}$ möglich. Als Zusatzinformation lässt sich aus den beiden Grenzwerten die Weite des Verzahnungsspiels ermitteln.

Die Übereinstimmung zwischen den Verläufen ist dabei keineswegs als selbstverständlich anzunehmen. Konträr zu dem im KALMAN-Filter hinterlegten Minimalmodell mit dem Freiheitsgrad 5 entstammen die »virtuellen Messwerte« einem MKS-Modell mit 225 Bewegungskoodinaten. Masse und Steifigkeit sind darin nicht räumlich auf 5 Körper konzentriert, sondern entlang des Antriebsstranges verteilt. Zudem werden die lastseitigen Strukturen nicht als Starrkörper idealisiert. Sie weisen im Simulationsmodell das ausgeprägt niederfrequente Eigenschwingungsverhalten des Realsystems auf (siehe S. 33). Auch Störeinflüsse auf die Zustandsschätzung in Form von deterministischen Anregungen aus den Zahneingriffen oder dem Grabprozess sowie höherfrequente Eigenschwingungen sind vorhanden. Wie die messdatengestützte Validierung des Gesamtsystem-simulationsmodells gezeigt hat, weisen die Systemreaktionen in Bezug auf Frequenzbereich und Statistik eine hohe Realitätsnähe auf.

⁸Anhand dieses Signalverlaufes wird deutlich, warum eine rein quantitative Bewertung der Schätzgüte mit Metriken auf Basis des Schätzfehlers nicht sinnvoll ist. Gemessene / MKS-simulierte Größen enthalten auch höherfrequente, unerwünschte Signalbestandteile und stellen deshalb nicht zwangsläufig den Zielwert der Zustandsschätzung dar.

4.4.3 Analyse des Gesamtkonzeptes

Nachdem zwei separate Teilsysteme für die Regelung und die Rekonstruktion der Zustandsschätzung vorgestellt sind, erfolgt deren Kopplung. Die geschätzten Zustandsgrößen $\tilde{\mathbf{x}}$ des KALMAN-Filters dienen als Eingangsgrößen des Zustandsreglers.

$$\mathbf{u}(t) = \mathbf{u}_{\text{ref}}(t) - [\mathbf{K}_r \quad -\mathbf{K}_d] \tilde{\mathbf{x}}(t) \quad (4.33)$$

Günstigerweise wird die Störgrößenaufschaltung nach Gl. 4.23 direkt als Teil der Zustandsrückführung umgesetzt.

Beachtenswert ist, dass die getrennte Auslegung von Zustandsregler und -schätzer nicht garantiert, dass auch die Zusammenschaltung am realen System die gewünschten Eigenschaften beibehält [Doy78]. Aus diesem Grund werden in den nachfolgenden Abschnitten drei Punkte adressiert, die etwaige Unzulänglichkeiten des Regelungskonzeptes vor einer praktischen Implementierung offenbaren sollen.

4.4.3.1 Bewertung der Regelgüte bei nominaler Regelstrecke

Zuerst soll der Optimalfall untersucht werden, dass die zur Regler- und Schätzerauslegung genutzte Modellvorstellung exakt dem Verhalten der realen Strecke entspricht. Abb. 4.13 stellt dazu drei wesentliche Aspekte des zustandsgeregelten Antriebes der momentanen PI-Drehzahlregelung gegenüber. Die abgebildeten Frequenzgänge, bzw. die Singulärwerte der Frequenzgangmatrizen als generalisierte Verstärkungen, entstammen einer Analyse des rückgekoppelten Regelsystems unter Nutzung der Control System Toolbox in MATLAB.

Führungsübertragungsverhalten: Die Güte der Drehzahlregelung wird dadurch festgelegt, wie präzise der Regler die Ist-Drehzahl ω_5 dem Referenzwert ω_{ref} nachführt. In Bezug auf das Drehzahlregelverhalten liegt ein SISO-System vor, wenn als Ausgangsgröße, die Schwenkdrehzahl ω_5 (Drehzahl des Großwälzlagers) gewählt wird. Der Betrag der Führungs-Übertragungsfunktion (komplementäre Sensitivitätsfunktion)

$$T(j\omega) = \frac{\omega_5(j\omega)}{\omega_{\text{ref}}(j\omega)} \quad (4.34)$$

ist im obersten Teil der Abb. 4.13 jeweils für die derzeitige PI-Drehzahlregelung und die vorgeschlagene LQG-Zustandsregelung aufgetragen. Beide Regler arbeiten stationär genau. Es tritt keine bleibende Regelabweichung bei (quasi-)statischen Sollwertänderungen auf. Das Maximum des PI-Reglers im Bereich um 1 rad s^{-1} ist dem in Abb. 4.4 gezeigten schwingungsfähigen Polpaar des PI-Reglers zuzuordnen. Aus dem maximalen Betrag von 3,8 dB folgt die Neigung des PI-Reglers, auf Drehzahländerungen mit einem Überschwingen zu reagieren. Nur durch eine zusätzliche Führungsgrößenglättung kann ein brauchbares Drehzahlregelverhalten erzielt werden. Die Zustandsregelung besitzt kein ausgeprägtes Maximum von $|T(j\omega)|$. Drehzahländerungen werden somit überschwingungsfrei umgesetzt [SP05]. In Bezug auf spielbehaftete Antriebe ist dieses Verhalten überaus wünschenswert, da mit einem Überschwingen der Drehzahl oftmals ein temporärer Verlust des Zahnflankenkontakts und anschließende Lastspitzen einhergehen.

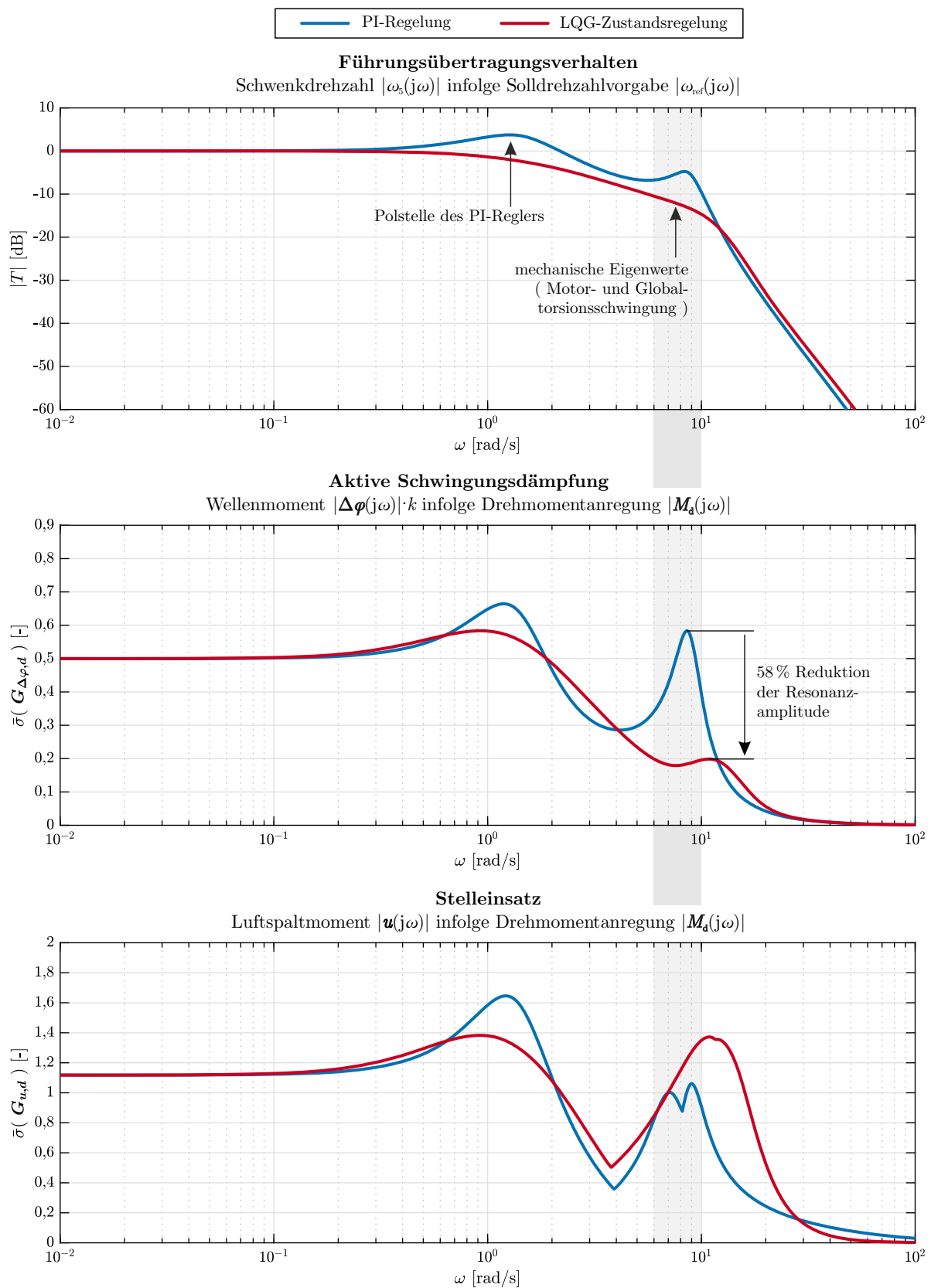


Abbildung 4.13: Vergleich von Zustandsregelung und konventioneller PI-Drehzahlregelung im Frequenzbereich bei nominaler Regelstrecke

Aktive Schwingungsdämpfung: Um die Fähigkeit zur aktiven Schwingungsreduktion bewerten zu können, wird eine externe, harmonische Drehmomentanregung $M_{d,i}(j\omega)$ als Störgröße an jeder der Bewegungskordinaten φ_i mit $i \in [1, 5]$ definiert. Dies umfasst motor- und lastseitig angreifende Wechselmomente. Es interessiert dabei die Reaktion der Strangtorsionswinkel $\Delta\varphi_{i|5}$.

$$\begin{bmatrix} \Delta\varphi_{1|5}(j\omega) \\ \vdots \\ \Delta\varphi_{4|5}(j\omega) \end{bmatrix} = \mathbf{G}_{\Delta\varphi,d}(j\omega) \begin{bmatrix} M_{d,1}(j\omega) \\ \vdots \\ M_{d,5}(j\omega) \end{bmatrix} \quad (4.35)$$

Nach einer Skalierung mit der Antriebsstrangsteifigkeit k folgt daraus direkt das Wellenmoment. In Bezug auf die Antriebsstrangbelastung bei Wirkung externer Lasten ist der vorliegende Mehrmotorenantrieb ein MIMO-System. Zur Bewertung des Schwingungsdämpfungsvermögens ist die einzelne Auswertung aller 20 Einzel-Amplitudenfrequenzgänge der Matrix $\mathbf{G}_{\Delta\varphi,d}(j\omega)$ unzweckmäßig. Abgesehen vom Auswertungsaufwand wären durch ein solches Vorgehen eventuelle Quereffekte zwischen den verschiedenen externen Drehmomenten $M_{d,i}$ nicht erfassbar. So ist es denkbar, dass durch die gleichzeitige Wirkung mehrerer Störgrößen erst die maximale Lastüberhöhung im Antriebsstrang auftritt. Deshalb stützt sich die Analyse des Übertragungsverhaltens auf den größten Singulärwert $\bar{\sigma}(\mathbf{G})$ als Maß der maximalen Verstärkung zwischen Ein- und Ausgangsgröße des dynamischen Systems.

In der mittleren Teilabb. 4.13 zeigt sich der größte Vorteil der Zustandsregelung. Es kann eine signifikante Reduktion der Antriebsstrangbelastung im Frequenzbereich um die mechanische Eigenfrequenz erreicht werden.⁹ Ober- und unterhalb der Hauptresonanz sind minimal höhere Reaktionen zu erwarten.

Stelleinsatz: Die Kosten des höherwertigen Regelungskonzepts zeigen sich in der untersten Teilabb. 4.13. Dargestellt ist das Luftspaltmoment der elektrischen Antriebsmaschinen $u_i(j\omega)$ infolge derselben Drehmomentanregung $M_{d,i}$. Durch die größere Bandbreite der Zustandsregelung ergibt sich ein geringfügig höherer Drehmomentbedarf oberhalb der mechanischen Eigenfrequenzen.

$$\begin{bmatrix} u_1(j\omega) \\ \vdots \\ u_4(j\omega) \end{bmatrix} = \mathbf{G}_{u,d}(j\omega) \begin{bmatrix} M_{d,1}(j\omega) \\ \vdots \\ M_{d,5}(j\omega) \end{bmatrix} \quad (4.36)$$

4.4.3.2 Robustheit gegenüber parametrischer Unsicherheit

Von zentraler Bedeutung für die Praktikabilität ist die Robustheit des Regelkonzepts. Auch bei Abweichung zwischen Auslegungsmodell und Regelstrecke sollen Stabilität und Performanz erhalten bleiben. Modellabweichungen entstehen bereits bei der Erstellung des Minimalmodells. Ein Teil der Systemdynamik muss vernachlässigt werden, um ein nutzbares Modell endlicher Dimension zu erhalten. Auch die Ermittlung der Modellparameter ist mit Annahmen und Abschätzungen verbunden. Schließlich ändern sich die Systemeigenschaften durch Alterung, Verschleiß oder wechselnde Betriebsbedingungen auch während des Einsatzes. In der Folge weichen die Polstellen des geschlossenen Regelkreises von der gewünschten Lage ab. Es gilt deshalb sicherzustellen, dass die Regelstruktur ein definiertes Maß an Modellabweichungen toleriert, ohne eine stark abweichende Systemdynamik zu zeigen. Tendenziell weisen Zustandsregler, die die Eigendynamik der Regelstrecke massiv verändern, d.h. eine hohe Dämpfung oder große Verschiebung mechanischer Eigenfrequenzen erzielen, auch eine höhere Sensitivität auf. Eine erhebliche Verbesserung bei

⁹Die erreichbare Reduktion der Resonanzamplitude über Singulärwerte prozentual zu bewerten ist hier zulässig, da in beiden Fällen (PI- und Zustandsregelung) dieselbe Belastungssituation des Antriebes vorliegt (Störungsangriff an einem Abtrieb, Reaktion durch gleichphasige Bewegung der Motoren). Es werden nicht unterschiedliche Richtungen der Singulärvektoren verglichen.

nomineller Regelstrecke wird durch eine verminderte Performanz und ggf. mangelnde Stabilität bei Diskrepanzen zwischen Auslegungsmodell und Realsystem erkauft.

Die Beschreibung der Modellabweichungen kann über die Streuung der Modellparameter erfolgen. Für den Beispielantrieb fasst Tab. 4.1 die angenommene Bandbreite der Parameterstreuung zusammen. Bei der Festlegung wird berücksichtigt, dass die Hauptschwierigkeit in der Bestimmung der Antriebsstrangsteifigkeit liegt. Die Summenzeitkonstante T_σ beschreibt die bisher im Auslegungsprozess vernachlässigte Zeitverzögerung in den Signalpfaden zwischen Regelung und Regelstrecke. Sie umfasst neben der Dynamik der Motorstromregelung auch weitere Verzögerungen durch Messung und Datenverarbeitung. Mit den vorgegebenen Schwankungsbreiten resultiert eine Streuung der mechanischen Torsionseigenfrequenz der lokalen Motorschwingung im Intervall $[-15\%; +21\%]$ um den Nennwert. Mit dem vorgestellten Modellierungsvorgehen sind deutlich geringere Abweichungen zu erwarten.

Tabelle 4.1: Nominelle Parameter des für die Regelungsauslegung genutzten Systemmodells und angenommene Schwankungsbreiten für die Robustheitsuntersuchung

Parameter	Nennwert	Unsicherheit
Antriebsstrangsteifigkeit k	585 Nm rad ⁻¹	±25 %
motorseitiges Massenträgheitsmoment J_1	12 kg m ²	±10 %
lastseitiges Massenträgheitsmoment J_2	86 kg m ²	±10 %
Summenzeitkonstante T_σ	10 ms	±50 %

Abb. 4.14 ergänzt die Frequenzbereichsauswertung bei nomineller Regelstrecke aus dem vorigen Abschnitt um die Auswirkungen der parametrischen Unsicherheit. Der Streubereich wird durch zufällige Stichproben von Parameterkombinationen näherungsweise erfasst. Die maximale Frequenzgangänderung wird jeweils mit der MATLAB-Funktion `wcgain()` exakt berechnet.

Führungsübertragungsverhalten: Die stationäre Genauigkeit beider Regelungen bei Sollwertänderungen bleibt erhalten. Bei dem PI-Regler ist dies durch den integralen Anteil selbstverständlich. Doch auch die Zustandsregelung mit dem Führungsgrößen-Vorfilter verursacht keinen bleibenden Drehzahlregelfehler. Die Drehzahlregelgüte beider Regelkonzepte bleibt nahezu unverändert, einzig die Bandbreite ändert sich mit variierender Regelstrecke.

Aktive Schwingungsdämpfung: Nennenswerte Unterschiede zwischen den Strategien zeigen sich im Bereich um die mechanische Eigenfrequenz des Antriebes. So weist die derzeitige Parametrierung des PI-Reglers eine geringere Robustheit in Bezug auf das Schwingungsdämpfungsvermögen auf, als die Zustandsregelung: Bei Betriebspunkten, in denen eine der mechanischen Eigenschwingformen angesprochen wird, entstehen nochmals deutlich höhere Antriebsstrangbelastungen als im Nominalfall. Variationen der Regelstreckeneigenschaften wirken sich auch bei der Zustandsregelung in einer Verschlechterung des aktiven Schwingungsdämpfungsvermögens aus. Dennoch bleibt selbst im Extremfall die Belastung unterhalb der konventionellen PI-Regelstrategie.

Stelleinsatz: Die entscheidenden Auswirkungen von Modellunsicherheiten treten in Bezug auf den Stelleinsatz auf. Wie bereits im Fall der nominellen Regelstrecke erkauft die Zustandsregelung die Lastreduktion im Antriebsstrang mit einer stärkeren Nutzung der elektrischen Maschine. Mit zunehmend schlechterem Systemmodell kann die Ansteuerung weniger zielgerichtet erfolgen, es sind stärkere Korrekturen des Luftspaltmomentes erforderlich, um die gewünschte Reaktion im Antriebsstrang zu erreichen. Da das Luftspaltmoment auf die Läuferträgheit des Elektromotors wirkt, ist damit keine werkstoffmechanische Schädigungswirkung verbunden. Es entsteht jedoch ein nur schwer quantifizierbarer höherer Energiebedarf. Bei dem PI-geregelten Antriebsstrang bleibt die Drehmomentanforderung bei Modellabweichungen weitgehend unverändert. In der Folge entsteht im Resonanzfall eine höhere Antriebsstrangbelastung.

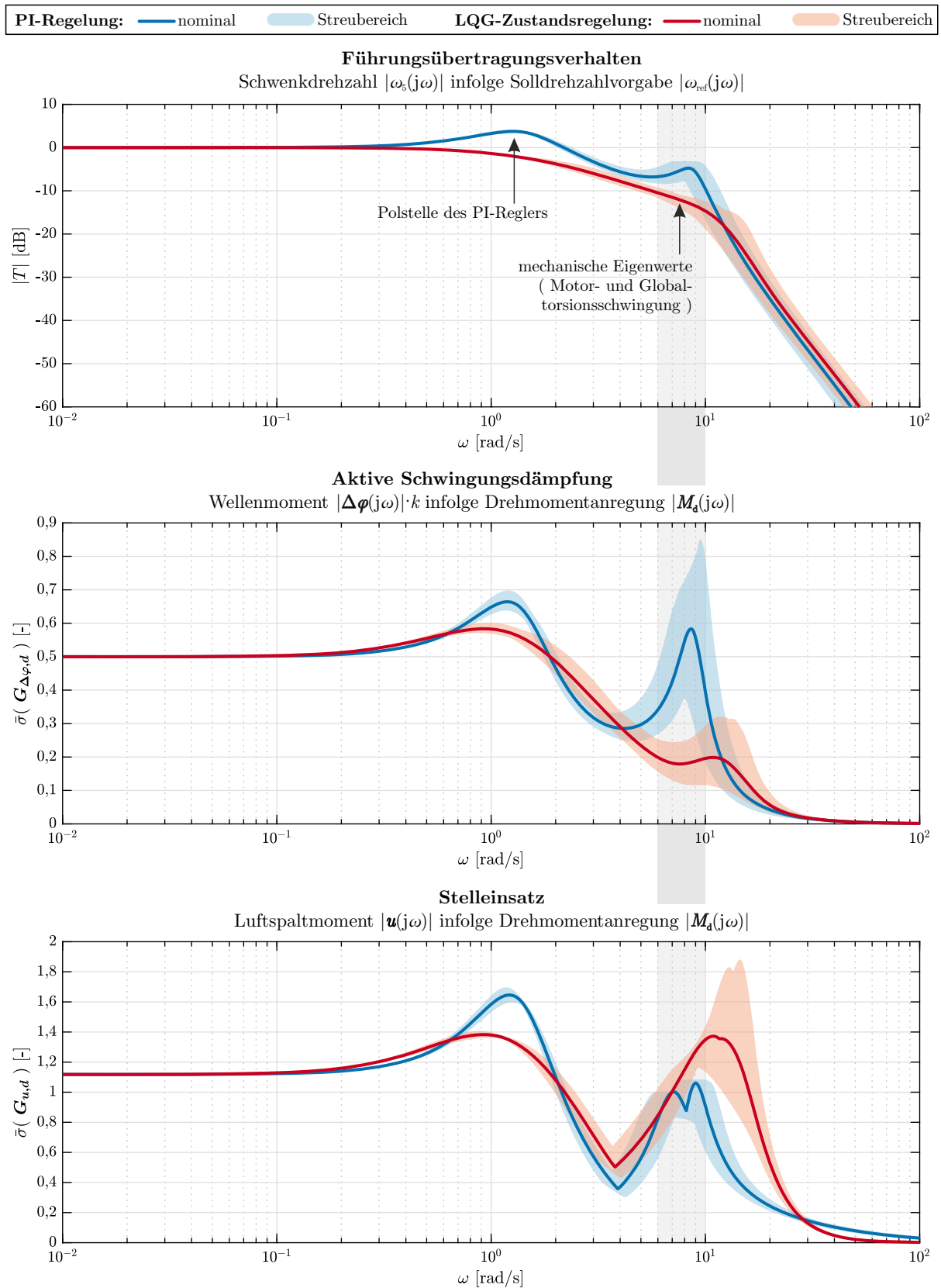


Abbildung 4.14: Vergleich von Zustandsregelung und konventioneller PI-Drehzahlregelung im Frequenzbereich bei parametrischer Unsicherheit der Regelstrecke

4.4.3.3 Lastfallsimulation im Zeitbereich

Finales Testkriterium zur Bewertung des realen Optimierungspotenzials der vorgeschlagenen Regelstrategie ist die Simulation von drei Referenzlastfällen. Anstelle der physischen Regelstrecke tritt das detaillierte MKS-Gesamtsystemmodell. Die Aktuierung erfolgt durch die Luftspaltmomente aller vier Antriebsmotoren. Die Zustandsregelung hat nur Zugriff auf die fünf virtuellen Winkelmesswerte der Inkrementalgebermodelle an den Motoren und dem abtriebsseitigen Zahnkranz (Schwenkwinkelmessung). Wie bereits bei der Verifizierungssimulation des KALMAN-Filters beschrieben, bildet die »virtuelle Regelstrecke« die wesentlichen Nichtlinearitäten, die höherfrequente Dynamik und realistische Anregungen als Störgrößen der Regelung ab. Da der Strangtorsionswinkel $\Delta\varphi_{i|5}$ des Regelstrecken-Minimalmodells keine exakte Entsprechung im realen (nicht diskretisierten) System besitzt, wird das Motorwellenmoment M_{SW} an der Schnittstelle von Motorwelle zu elastischer Reifenkupplung als Belastungskenngröße des Antriebsstranges gewählt.

Hochlaufvorgang: Mit der Zielstellung eines zeiteffizienteren Anlagenbetriebs wird die Dauer des Hochlaufs vom Stillstand auf die Nenndrehzahl von 12,5 s auf 8 s verkürzt. Die elektrischen Maschinen besitzen hierzu ausreichende Reserven, da sich die Motordrehmomente im Bereich von 50 % des S1-Bemessungsdrehmomentes bewegen. Limitierend bei der bisherigen Antriebsregelung ist vielmehr die dabei auftretende Getriebebelastung. Die in Abb. 4.15 dargestellte Simulation startet mit anliegenden Zahnflanken. Ein initialer Durchlauf des Getriebespiels tritt demnach nicht auf.

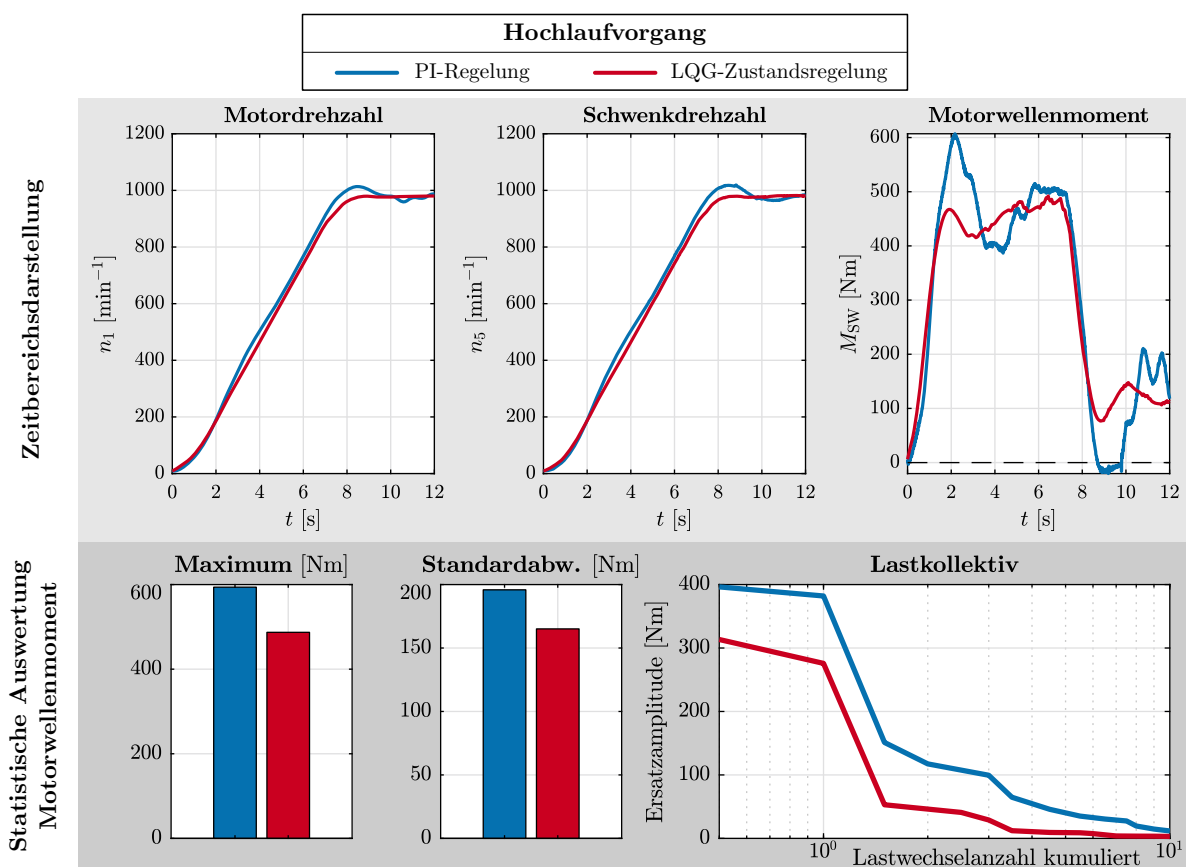


Abbildung 4.15: Vergleich von konventioneller Regelung und Zustandsregelung anhand eines Hochlaufvorgangs unter Nutzung des detaillierten Gesamtsystemmodells

Die Lastspitze des PI-geregelten Antriebes bei $t=2\text{s}$ erklärt sich allein durch die Beschleunigungsänderung des elastischen Antriebsstranges. Trotz der Führungsgrößenglättung verursacht der PI-Regler ein Überschwingen von Motor- und Schwenkdrehzahl nach erstmaligem Erreichen der Zieldrehzahl. Damit einher geht der temporäre Verlust des Zahnflankenkontaktes und die nachfolgende Anregung von Drehschwingungen. Ein dauerhafter Betrieb des PI-Reglers in Kombination mit der steileren Hochlauframpe ist nicht ratsam.

Die vorgeschlagene Zustandsregelung ist in der Lage die Drehzahlanforderung überschwingungsfrei umzusetzen. Durch die Nutzung der lastseitigen Drehwinkelmeßwerte und durch die Rekonstruktion der Antriebsstrangverdrillung stehen genügend Zusatzinformationen der Regelstrecke zur Verfügung, um gleichzeitig die Antriebsstrangbelastung zu minimieren. Auch im Lastkollektiv manifestiert sich die schonendere Betriebsweise. Mit der dynamisch hochwertigeren Zustandsregelung geht keine stärkere Belastung der elektrischen Maschine einher. Der Effektivwert des Luftspaltmomentes als thermischer Belastungskennwert [Sch13] sinkt im Vergleich zur PI-Regelung um 5,5 %.

Reversiervorgang: Aus den gleichen Gründen, die eine Verringerung der Hochlaufdauer attraktiv erscheinen lassen, wird auch eine Reduktion der Reversierdauer angestrebt. In Abb. 4.16 sind die Simulationsergebnisse für einen von 16,5s auf 12s verkürzten Reversiervorgang dargestellt. Die konventionelle PI-Drehzahlregelung erzeugt unmittelbar nach dem Spieldurchlauf bei $t > 22\text{s}$ sehr hohe Antriebsstrangbelastungen. Der bereits während der Hochlaufsimulation beobachtete Verlust des Flankenkontaktes nach dem erstmaligen Erreichen der Solldrehzahl tritt bei der PI-geregelten Strecke erneut auf. Dem konventionellen Regelungskonzept ist deshalb eine mangelnde Eignung für die höheren Dynamikanforderungen zu bescheinigen, die durch die beschleunigte Drehrichtungsumkehr auftreten.

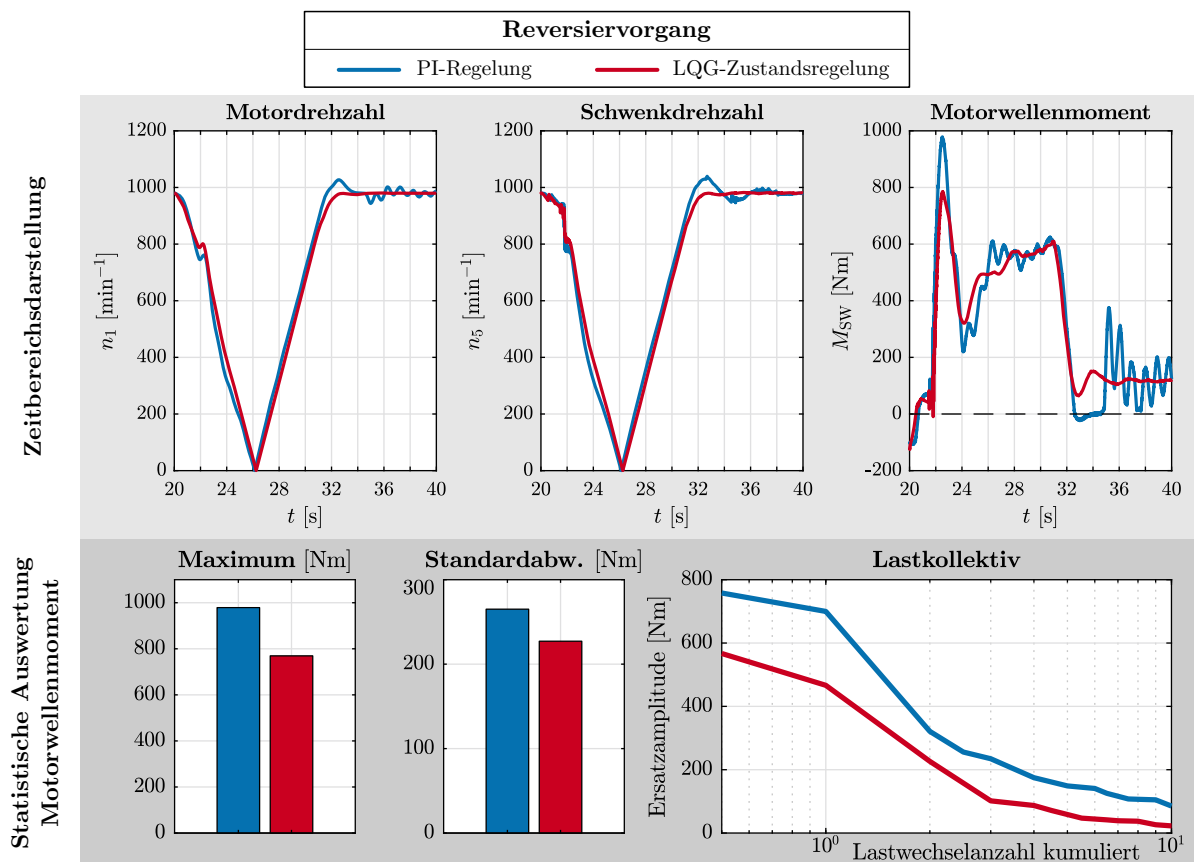


Abbildung 4.16: Vergleich von konventioneller Regelung und Zustandsregelung anhand eines Reversiervorgangs unter Nutzung des detaillierten Gesamtsystemmodells

Mit der Zustandsregelung gelingt die Reduktion der Lastspitze um ca. 20%. Im Gegensatz zur PI-Regelung besteht nicht die Gefahr, dass die Anlage durch ein Ansprechen der Überlastkupplung stillgesetzt wird. Ebenso wie die Drehungleichförmigkeit verringern sich auch die schädigungsrelevanten Ersatzamplituden des Lastkollektivs.

Die Ergebnisse verdeutlichen, wie eine lineare Regelung für eine Regelstrecke mit ausgeprägter, strukturumschaltender Nichtlinearität – in Gestalt des Verzahnungsspiel aller Getriebestufen – eingesetzt werden kann. Der während des Spieldurchlaufs auftretende Schätzfehler durch das temporär unzutreffende Systemmodell des KALMAN-Filters sollte sich theoretisch in Drehzahlregelabweichungen während dieser Phase äußern. Tatsächlich sind keine negativen Auswirkungen zu beobachten. Dies deckt sich mit den Erkenntnissen von THOMSEN [Tho13], wonach Zustandsregler auch für spielbehaftete Antriebe zufriedenstellend einsetzbar sind. Inwiefern sich das noch deutlich vorhandene Lastmaximum durch eine geeignete nichtlineare Regelstrategie weiter minimieren lässt, thematisiert Abs. 5.5.

Schwenkvorgang: Nach den transienten Lastfällen zur Bewertung der Drehzahlregelgüte liegt der Fokus nun auf der aktiven Schwingungsreduktion. Eine Erkenntnis aus der in Kapitel 3 vorgestellten Messkampagne ist, dass bei der Nenn-Schwenkgeschwindigkeit eine Torsionsmode der Antriebsstränge bei 1,12 Hz kontinuierlich angeregt wird. Um zu prüfen, ob eine Lastminimierung durch die regelungstechnische Erhöhung der Systemdämpfung erzielbar ist, wird der Anlagenbetrieb bei konstanter Motordrehzahl simuliert. Der zugrundeliegende Schwenk-Lastfall ist identisch zum Validierungslastfall des Gesamtsystemmodells auf S. 54.

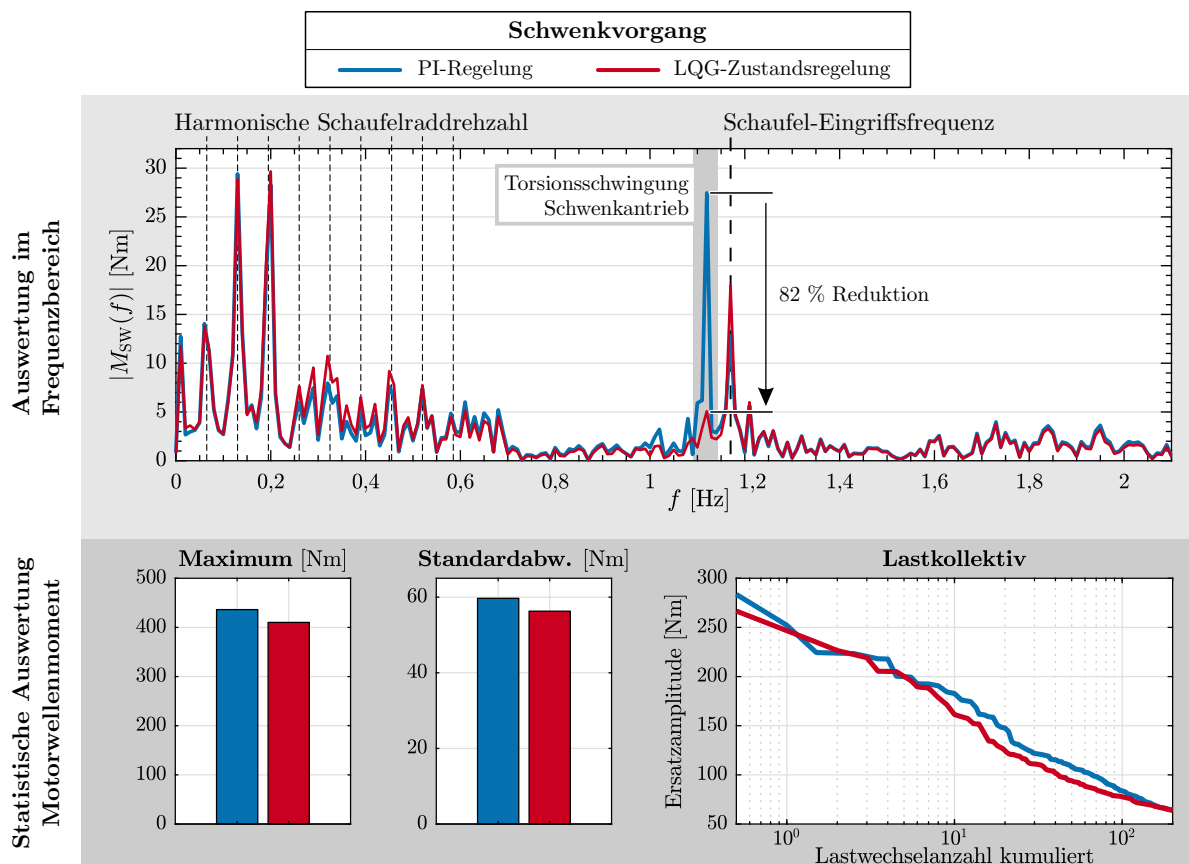


Abbildung 4.17: Vergleich von konventioneller Regelung und Zustandsregelung anhand eines Schwenkvorganges mit konstanter Soll Drehzahl unter Nutzung des detaillierten Gesamtsystemmodells

Eine Gegenüberstellung der Frequenzspektren der Antriebsstrangbelastung in Abb. 4.17 bestätigt die Wirksamkeit der Zustandsregelung auch unter praxisnahen Randbedingungen. Das Hauptziel, die Reduktion der Resonanzamplitude durch eine optimierte Ansteuerung der Antriebsmotoren, wird erreicht. So vermindert sich die Amplitude der Motortorsionsschwingung um ca. 80 %.

Dennoch geht aus der statistischen Auswertung hervor, dass die Lastschwankungen über alle Frequenzen hinweg durch die vorgestellte Maßnahme nur wenig sinken. Auch der Unterschied der Lastkollektive ist vergleichsweise gering. Als ursächlich erweist sich, dass ein wesentlicher Anteil der schädigenden Lastanteile reine Kraftanregungen aus dem Grabprozess sind. Da hierdurch keine Eigenschwingungen der Schwenkantriebe angeregt werden, ist auch keine aktive Schwingungsdämpfung durch die Regelung möglich. Eine vergleichbare Situation hat sich auch bei der Untersuchung von Optimierungsmaßnahmen der Raupenfahrwerke des hier betrachteten Großgerätes ergeben [Spi16]. Durch das minimal veränderte Übertragungsverhalten des LQG-Regelungskonzeptes im Frequenzbereich unter einem Hertz (vgl. Abb. 4.13) ist sogar eine minimale Steigerung der Amplituden in selbigem Spektralabschnitt festzustellen. Die thermische Motorauslastung – ausgedrückt durch den Effektivwert des Luftspaltmomentes – reduziert sich hingegen um 0,5 %.

4.5 Zwischenfazit

Die theoretisch nachweisbaren Grenzen klassischer Eingrößenregelverfahren bei elastischen Antriebssträngen bestätigen sich auch bei der simulativen Analyse. Mithilfe einer PI-Drehzahlregelung ist nur eine begrenzte Beeinflussung der Systemdynamik möglich. Insbesondere der Dämpfungsgrad niederfrequenter Drehschwingungen lässt sich lediglich in engen Grenzen durch Zusatzdrehmomente aus der Motorregelung erhöhen. Die Drehzahlachsführung ohne Überschwingen gelingt nur mit langsamen Sollwertrampen und durch langsame Beschleunigungsänderungen (Führungsgrößenglättung). Dennoch gewährleistet die vorhandene Regelungsstruktur mit einem Haupt-Drehzahlregler und der Erweiterung um einen Differenzdrehzahlregler eine akzeptable Regelgüte für die derzeit gewählte Betriebsweise des untersuchten Schwenkantriebes. Die momentane Reglerparametrierung in Form der Verstärkungsfaktoren K_P und K_I ist als optimal anzusehen. Dass der aktuelle Parametersatz rein empirisch gefunden wurde, spiegelt den Hauptvorteil der konventionellen Regelstrategie wider: Eine Inbetriebnahme ist auch mit a priori festgelegten Verstärkungsfaktoren möglich. Durch Variation der Einstellparameter lässt sich anschließend eine einfache Optimierung des Regelverhaltens erzielen.

Bestehen höhere Anforderungen an die Lastminimierung und sind die prinzipiellen Einbußen der Regelgüte der Eingrößenregelung nicht hinnehmbar, bietet sich die Umsetzung einer linearen Mehrgrößenregelung an. Anhand des Verhältnisses zwischen Motor- und Lastträgheit kann zunächst grundsätzlich abgeschätzt werden, ob ein höherwertiges Regelungskonzept für elastische Antriebsstränge nennenswerte Vorteile bietet. Für den untersuchten Beispielantrieb gelingt darauf aufbauend der Nachweis, dass auch für Mehrmotorenantriebe mit beträchtlichem Verzahnungsspiel eine LQG-Zustandsregelung realisierbar ist. Die theoretisch prognostizierten Vorteile bestätigen sich im virtuellen Prototypentest der Regelstrategie unter Nutzung eines detaillierten Gesamtsystem-Simulationsmodells. Vorteil des vorgestellten modellbasierten Auslegungsvorgehens ist die weitgehende Minimierung von Tests an der realen Regelstrecke.

Die entscheidenden Schwierigkeiten bei der Implementierung einer Zustandsregelung können durch die Verwendung des vorgestellten Modellansatzes für die Auslegung, das erläuterte Konzept zur Schätzung der Zustandsgrößen ohne Zusatzsensorik und die intuitive Methode zur Reglersynthese und Robustheitsbewertung überwunden werden. Inwiefern die erreichbaren Verbesserungen in Bezug auf den schonenderen Anlagenbetrieb und die Steigerung der Effizienz den erhöhten Auslegungsaufwand rechtfertigen, hängt von den konkreten Anforderungen an das jeweilige Antriebssystem ab.

5 Verzahnungsspiel in elastischen Antriebssträngen

Von zentraler Bedeutung für das Systemverhalten und die Antriebsstrangbelastung von Schwenkgetrieben ist das Spiel der Laufverzahnungen. Nachfolgend wird zunächst anhand der verzahnungstheoretischen Grundlagen die Notwendigkeit des Flankenspiels erläutert. Möglichkeiten zur vereinfachten Modellbildung abseits detaillierter Kontaktmodelle werden vorgestellt. Die sich anschließende Zusammenstellung der Auswirkungen des Spiels auf Antriebssysteme motiviert die Erarbeitung einer Optimierungsmaßnahme zur Reduktion der Getriebebelastung. Hierzu stellt ein Literaturüberblick zunächst verschiedene bekannte regelungstechnische Ansätze gegenüber. Es erfolgt eine Bewertung hinsichtlich der Eignung für die vorliegende Klasse von Antrieben. Abschließend wird ein neues Verfahren zum zeit- und belastungsoptimierten Getriebeispieldurchlauf vorgestellt und simulativ untersucht.

5.1 Ursachen

Das Zahnflankenspiel beschreibt den Abstand zwischen den Rückflanken der Zähne eines Radpaares, wenn sich die Arbeitsflanken im Eingriff befinden [ISO21771]. Zahnflankenspiel ist bei Laufverzahnungen notwendig, um eine ungestörte Abwälzbewegung der Flanken zu ermöglichen und insbesondere ein Klemmen zu vermeiden. Andernfalls bestünde das Risiko von Flankenschäden, gleichzeitig würden extreme Lagerbelastungen auftreten. Darüber hinaus ist nur durch ein ausreichendes Spiel die Ausbildung eines Schmierfilmes zwischen den Zahnflanken möglich. [Sch09; LB10; NW03; Rot01]

Neben der Angabe des Flankenspiels als Wälzkreisbogenlänge im Stirnschnitt (Verdrehflankenspiel j_{wt}) ist für die praktische Messung an einer Radpaarung der kürzeste Rückflankenabstand (Eingriffsflankenabstand j_{bn}) von Bedeutung. Als besonders hilfreich für die Analyse von Antriebssträngen erweist sich die Angabe der Flankenspielwinkel φ_{j1} und φ_{j2} von Ritzel und Rad. Zwischen den einzelnen Größen bestehen folgende geometrische Zusammenhänge. [ISO21771]

$$\varphi_{j1/2} = \frac{2}{m_n z_{1/2} \cos \alpha_n} j_{bn} \quad (5.1)$$

$$j_{wt} = \frac{1}{\cos \alpha_{wt} \cos \beta_b} j_{bn} \quad (5.2)$$

Auf dem Teilkreisdurchmesser gilt

$$j_t = \frac{1}{\cos \beta \cos \alpha_n} j_{bn} \quad (5.3)$$

Abb. 5.1 zeigt die verschiedenen Spielkennwerte und schlüsselt die wesentlichen Verzahnungsgeometriegrößen auf.

Im Zuge der Fertigung der Einzelräder wird das Flankenspiel durch Minusabmaße der Zahndicke A_{sn} bzw. Zahnweite bspw. entsprechend des Passsystems nach [DIN3967] eingestellt. In Zusammenwirken mit der Tolerierung des Achsabstandes (A_a) ergibt sich so das theoretische Flankenspiel

$$j_t = -\frac{A_{sn1} + A_{sn2}}{\cos \beta} + 2 A_a \frac{\sin \alpha_n}{\cos \alpha_n} \frac{1}{\cos \beta} \quad (5.4)$$

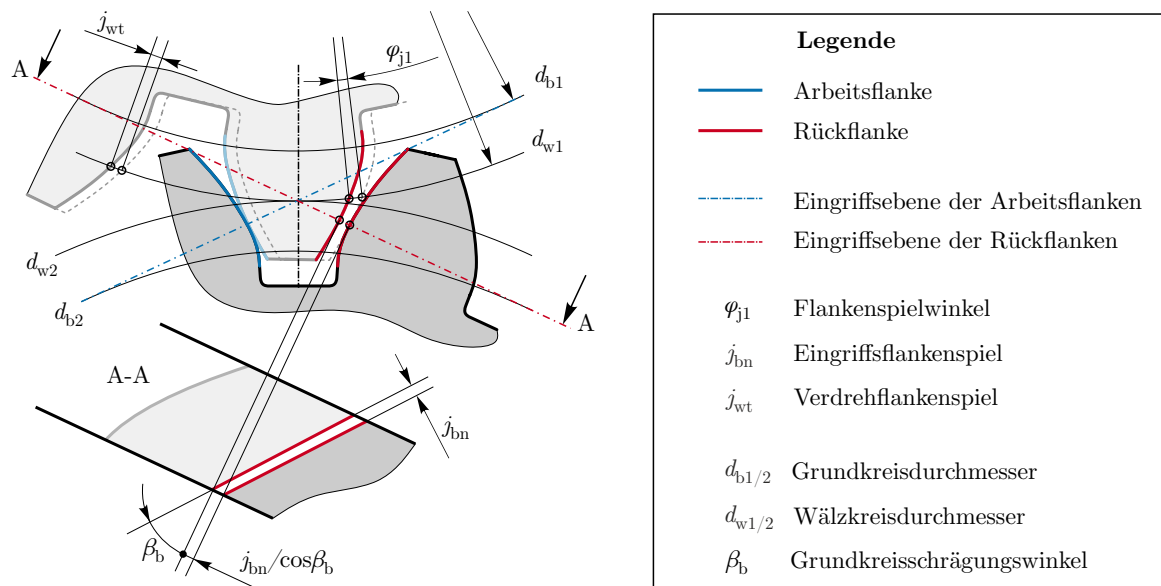


Abbildung 5.1: Geometriegrößen einer spielbehafteten Verzahnungspaarung in Anlehnung an [ISO21771, Bild 21]

als Teilkreisbogenlänge im Stirnschnitt. Auf die exakterweise notwendige Berechnung auf dem Wälzkreis wird üblicherweise verzichtet [DIN3967]. Abb. 5.2 veranschaulicht die Auswirkungen von Zahndicken- und Achsabstandstolerierung auf das Flankenspiel.

Durch unvermeidbare Fertigungsabweichungen der Verzahnungen (hauptsächlich Rundlauf-, Zahnform-, und Teilungsabweichungen) und der Achslage sowie durch weitere äußere Einflüsse weicht das tatsächlich vorhandene Betriebsflankenspiel vom theoretischen Flankenspiel ab. Zu den äußeren Einflussfaktoren zählen sowohl elastische Verlagerungen der Zahnräder infolge der Betriebsbelastungen und des Lagerspiels, als auch Wärmedehnungen, welche durch Temperaturdifferenzen zwischen Rädern, Wellen und Gehäuse speziell bei Anfahrvorgängen auftreten. Selbst beim ungünstigsten Zusammenwirken dieser Einflüsse muss stets ein Restflankenspiel verbleiben.

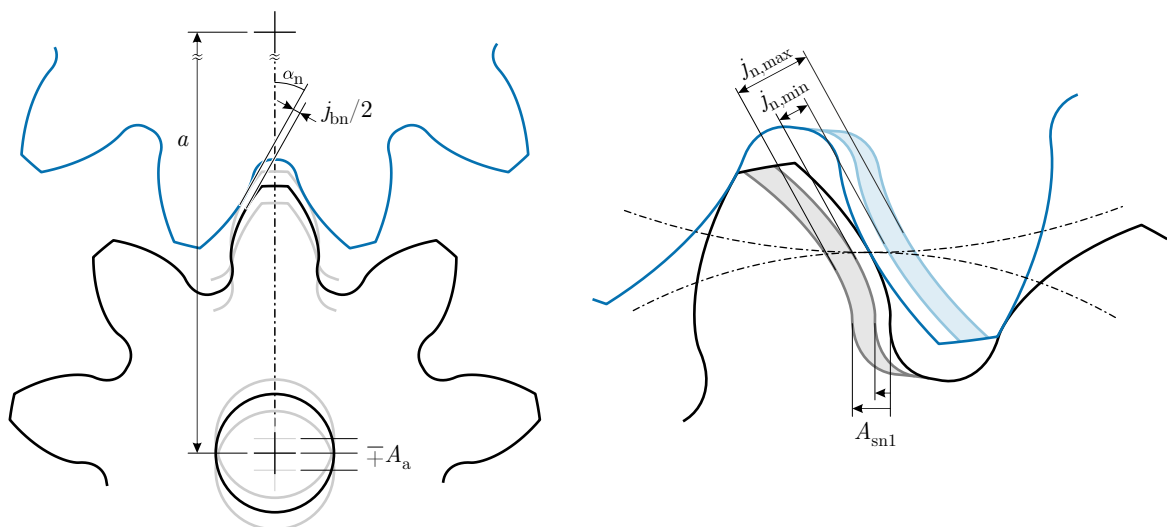


Abbildung 5.2: Wirkung der Achsabstandstolerierung (links) und der Zahndickentoleranz (rechts) auf das theoretische Flankenspiel. Darstellung für eine Geradzahnverzahnung.

Während der Flankenspielwinkel einer Verzahnungsstufe allein selten mehr als einige Grad beträgt, treten bei typischen Antriebskonfigurationen mit mehrstufigen Getrieben häufig kumulierte Flankenspielwinkel deutlich größerer Dimension auf. So summieren sich nicht nur die Spielanteile der einzelnen Stufen, sondern sie erfahren durch das Übersetzungsverhältnis zwischen Stufeneingang und Motorwelle zudem eine Verstärkung. Bei Stellantrieben mit expliziter Forderung nach höchster Präzision und maximaler Positioniergenauigkeit – eingesetzt z. B. in Werkzeugmaschinen, Industrierobotern, Radargeräten – lassen sich durch die Ergreifung konstruktiver Maßnahmen Spielfreiheit bzw. -armut gewährleisten. Denkbare Ansätze sind der Einsatz spezieller Getriebekonzepte (Wellgetriebe, Zykloidgetriebe, Exzentergetriebe [DM70]), oder aber die gezielte Optimierung herkömmlicher Stirnradtriebbestufen. Dazu zählen der Einsatz federbelasteter Zahnräder, die enge Tolerierung des Achsabstandes bei gleichzeitig notwendiger hoher Verzahnungsqualität (Fertigungsaufwand) und die Nutzung zweier verspannter Antriebsstränge [Sch09; NW03].

Bei der Mehrzahl der Schwenkantriebe des Schwermaschinenbaus und der Fördertechnik liegt der Fokus auf der Bereitstellung höchster Drehmomente mit möglichst robuster und einfacher Antriebstechnik, sodass das Auftreten von größerem Getriebespiel in Kauf genommen wird. Die Größe des Spiels beträgt bei mehrstufigen Getrieben nicht selten über 100° Motordrehwinkel [Jev83; Sch94].

5.2 Modellbildung

Für die modellhafte Beschreibung der Vorgänge in spielbehafteten Antriebssystemen existieren verschiedene Ansätze. Den höchsten Detailgrad versprechen räumlich hochaufgelöste, nichtlineare Kontaktanalysen der Verzahnungspaarungen unter Nutzung der FEM oder der MKS-Simulation. Besteht das Ziel der Modellierung in der Beschreibung des Gesamtsystemverhaltens – beispielsweise zur Belastungsabschätzung mit Minimalmodellen vergleichbar zu jenem aus Kapitel 3 – sind einfacher parametrier- und lösbare Ansätze von Vorteil. Gut geeignet sind nichtlineare Funktionsblöcke, die in einen linearen Signalfussplan des restlichen Antriebs eingebettet werden können. Drei derartige Ansätze werden nachfolgend vorgestellt.

5.2.1 Klassische Modellierung als Totzone

Für die dynamische Modellierung von Antriebssystemen auf einem hohen Abstraktionsgrad wird das Verzahnungsspiel standardmäßig als nichtlineare Steifigkeits-Kennlinie abgebildet [Bra89a; Sch93; DKT94; HIS94; Tho13]. Hierbei wird das Verdrehflankenspiel dem Ein-/Ausgangsverhalten einer masselosen, dämpfungsfreien elastischen Welle zugerechnet (siehe Abb. 5.3). Ein solcher Funktionsblock kann mehrere Getriebestufen umfassen, weshalb abweichend vom vorigen Abschnitt das kumulierte Flankenspiel (»Lose«) mit α bezeichnet wird. Mit dieser räumlichen Konzentration des Getriebespiels verbunden ist eine Vernachlässigung der Trägheiten aller Zahnräder und Wellen die sich zwischen zwei Zahneingriffen befinden.

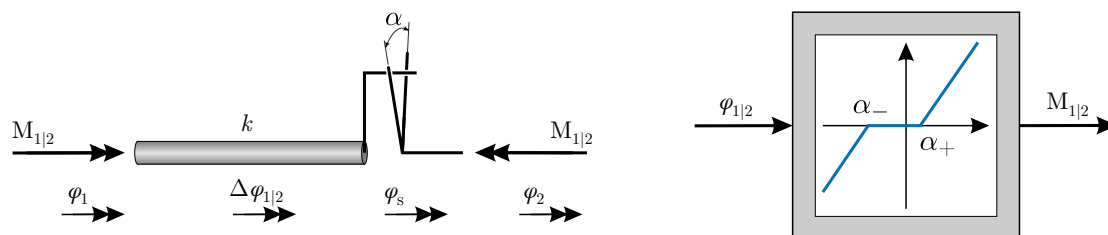


Abbildung 5.3: Modellvorstellung einer spielbehafteten elastischen Welle (links) und zugehöriger statischer Funktionsblock der Beschreibung als Totzone (engl. dead zone)

Zwischen dem übertragenen Wellenmoment $M_{1|2}$ und der Winkeldifferenz von Ein- und Ausgangsseite $\varphi_{1|2} = \varphi_1 - \varphi_2$ besteht ein einfacher statischer Zusammenhang.

$$M_{1|2} = \begin{cases} k(\varphi_{1|2} - \alpha_+), & \varphi_{1|2} > \alpha_+ \\ 0, & \alpha_+ \geq \varphi_{1|2} \geq \alpha_- \\ k(\varphi_{1|2} + \alpha_-), & \varphi_{1|2} < \alpha_- \end{cases} \quad (5.5)$$

Im Gegensatz zur linearen Torsionssteifigkeit k einer Welle ist innerhalb des Verzahnungsspiels kein Drehmoment übertragbar, woraus sich die Bezeichnung tote Zone (engl. dead zone) ableitet. Durch die Formulierung wird der struktumschaltende Charakter der »harten« (nicht differenzierbaren) Nichtlinearität deutlich. Eine stetig differenzierbare Näherungsformulierung unter Nutzung von Formfunktionen ist in [SZ15] dargestellt.

5.2.2 Erweitertes Spielmodell nach Nordin

Die Untersuchungen von NORDIN et al. [NGG97; Nor00] belegen, dass das klassische Spielmodell nur Gültigkeit besitzt, solange der Wellenstrang dämpfungsfrei modelliert ist. Die verbreitete Erweiterung von Gl. 5.5 um einen Dämpfungsterm $d\Delta\dot{\varphi}_{1|2}$ mit der Dämpfungskonstante d unter Beibehaltung der ursprünglichen Umschaltbedingungen verursacht physikalisch unplausible Ergebnisse. Konkret werden die Zeitpunkte, zu denen der Flankenkontakt verloren geht bzw. wiederhergestellt wird, ungenau erfasst. Infolgedessen bildet das Modellelement das übertragene Drehmoment fehlerhaft nach.

Zunächst besteht zwischen der Winkeldifferenz $\varphi_{1|2}$, der elastischen Wellenverdrillung $\Delta\varphi_{1|2}$ und der Position im Verzahnungsspiel $\varphi_s \in [\alpha_-, \alpha_+]$ der Zusammenhang

$$\varphi_{1|2} = \Delta\varphi_{1|2} + \varphi_s \quad . \quad (5.6)$$

Das in der Welle entstehende Drehmoment setzt sich aus einem Steifigkeitsanteil und einem Dämpfungsanteil zusammen.

$$M_{1|2} = k\Delta\varphi_{1|2} + d\Delta\dot{\varphi}_{1|2} = k(\varphi_{1|2} - \varphi_s) + d(\dot{\varphi}_{1|2} - \dot{\varphi}_s) \quad (5.7)$$

Demnach kann *kurzzeitig* ein Drehmoment übertragen werden, auch wenn sich die Winkeldifferenz $\varphi_{1|2}$ innerhalb der Schranken $[\alpha_-, \alpha_+]$ bewegt und der Antrieb laut Definition des klassischen Spielmodells nach Gl. 5.5 eigentlich entkoppelt sein sollte. Durch den Dämpfungsterm in Gl. 5.7 besteht die Möglichkeit, dass infolge einer Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Ein- und Ausgangsseite ein Dämpfungsmoment wirkt. Wenn gleichzeitig noch eine elastische Wellenverdrillung vorliegt (bspw. durch eine kurz zuvor noch wirkende äußere Belastung) können die Zahnflanken anliegen und ggf. ein Drehmoment übertragen.

Hieraus folgt, dass das ursprüngliche Umschaltkriterium basierend auf dem Differenzwinkel $\varphi_{1|2}$ ungeeignet ist, um bei vorhandener Wellendämpfung das Übertragungsverhalten und den Zeitpunkt des Flankenablösens präzise zu beschreiben. Der Vorschlag der Autoren [NGG97] sieht vor, die Position im Spiel als Kontaktbedingung der Zahnflanken zu verwenden. Da sich der Spielwinkel φ_s entsprechend der beschriebenen Mechanismen zeitlich ändert, führt dessen Beschreibung auf ein nichtlineares dynamisches Subsystem [Nor00, S. 14].

$$\dot{\varphi}_s = \begin{cases} \max(0, \dot{\varphi}_{1|2} + (k/d)(\varphi_{1|2} - \varphi_s)), & \varphi_s = \alpha_- \quad (M_{1|2} \leq 0) \\ \dot{\varphi}_{1|2} + (k/d)(\varphi_{1|2} - \varphi_s), & \alpha_- < \varphi_s < \alpha_+ \quad (M_{1|2} = 0) \\ \min(0, \dot{\varphi}_{1|2} + (k/d)(\varphi_{1|2} - \varphi_s)), & \varphi_s = \alpha_+ \quad (M_{1|2} \geq 0) \end{cases} \quad (5.8)$$

Basierend auf jenem separat zu berechnenden Spielwinkel ist nun in Kombination mit dem Differenzwinkel $\varphi_{1|2}$ die exakte Zeitbereichssimulation des Strangdrehmomentes anhand von Gl. 5.7 möglich. Die zugrundeliegenden Ablösebedingungen lassen sich im Phasenraum $(\varphi_{1|2}; \dot{\varphi}_{1|2})$ visualisieren. Abb. 5.4 stellt darin das erweiterte Spielmodell dem klassischen Spielmodell gegenüber. Sobald eine Kombination aus Differenzgeschwindigkeit und Differenzwinkel auftritt, die in einem der drei abgebildeten Bereiche liegt, ist die einfache Kennlinienbeschreibung (tote Zone) unzutreffend:

- Ⓐ Das klassische Totzonen-Spielmodell überträgt fälschlicherweise Lasten, obwohl dämpfungsbedingt die Flanken abgelöst sind.
- Ⓑ Bei sehr hoher Dämpfung – und deshalb geringer Steigung k/d – kann im Bereich praktisch relevanter Differenzgeschwindigkeiten ein fehlerhaftes Vorzeichen des übertragenen Wellenmomentes auftreten.
- Ⓒ Das klassische Spielmodell geht fälschlicherweise von einer Entkopplung der beiden Seiten aus, obwohl die Flanken anliegen.

Bei geringer Wellendämpfung ist es deshalb empfehlenswert, die dissipativen Effekte zu vernachlässigen ($d = 0$) und das Verzahnungsspiel gemäß Gl. 5.5 vereinfacht zu erfassen. Sobald viskose Dämpfungseffekte modelliert werden sollen, ist das Spielmodell nach NORDIN [NGG97; Nor00] zu verwenden.

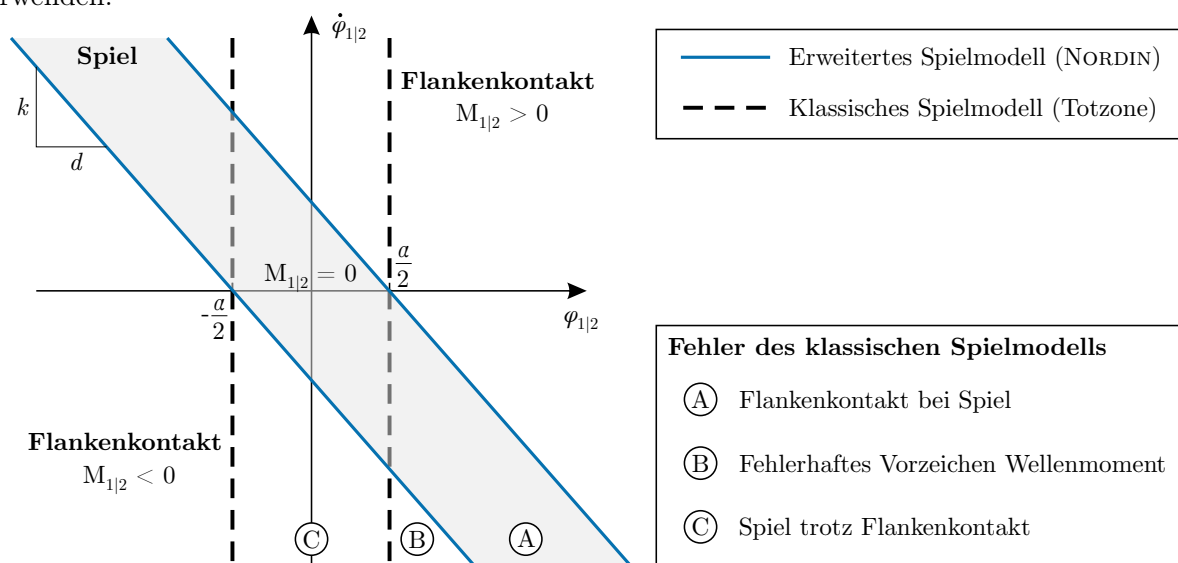


Abbildung 5.4: Phasenraumdarstellung der beiden Spielmodelle in Anlehnung an [NGG97]

5.2.3 Hysterese

Vornehmlich in älteren Quellen [Gv68] finden sich Ansätze, die das dynamische Verhalten einer nicht spielfrei angebotenen Last in einen einzigen Funktionsblock integrieren. Die Notwendigkeit die Lastmasse als eigenen Körper zu modellieren entfällt hierbei. Wesentlicher Unterschied des Funktionsblockes zu den bisherigen Modellansätzen ist die Wahl von Motor- und Lastpositionen als Ein- und Ausgangsgrößen. Demzufolge kann weder eine Kraftwirkung noch eine elastische Kopplung zwischen Motor und Last abgebildet werden. Basierend auf den getroffenen Annahmen ergeben sich zwei unterschiedliche Modellierungsvarianten.

Bei der Idealisierung des *reibungsgesteuerten* Spiels wird die Lastmasse vernachlässigt. Durch eine angenommene Reibkraft verharrt die Lastseite beim Spieldurchlauf in der letzten Kontaktposition. Bei wiederhergestelltem Flankenkontakt folgt die Lastseite dem Motor um die Spielbreite

verzögert. Das Ein-/Ausgangsverhalten $\varphi_2 = f(\varphi_1)$ lässt sich durch parallelogrammförmige Hystereseschleifen beschreiben [NG02].

$$\dot{\varphi}_2 = \begin{cases} \dot{\varphi}_1, & \dot{\varphi}_1 > 0 \quad \text{und} \quad \varphi_2 = \varphi_1 - \alpha/2 \\ \dot{\varphi}_1, & \dot{\varphi}_1 < 0 \quad \text{und} \quad \varphi_2 = \varphi_1 + \alpha/2 \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad (5.9)$$

Im Fall des *trägheitsgesteuerten* Spiels wird die Lastträglichkeit berücksichtigt, jedoch unter der Annahme, dass keine äußeren Kräfte angreifen. Bei jeder Drehrichtungsumkehr löst sich die lastseitige Trägheit vom Motor und bewegt sich mit konstanter Geschwindigkeit weiter, bis das Spiel durchlaufen ist.

$$\dot{\varphi}_2 = \begin{cases} \dot{\varphi}_1, & \dot{\varphi}_1 > 0 \quad \text{und} \quad \varphi_2 = \varphi_1 - \alpha/2 \\ \dot{\varphi}_1, & \dot{\varphi}_1 < 0 \quad \text{und} \quad \varphi_2 = \varphi_1 + \alpha/2 \\ \text{const.}, & \text{sonst} \end{cases} . \quad (5.10)$$

Jegliche Stoßprozesse bei der Kollision der beiden Starrkörper werden ebenso wie Dämpfungseffekte vernachlässigt. Die Kopplung beider Seiten erfolgt ideal starr ($k \rightarrow \infty$). Die zugrundeliegenden Vereinfachungen besitzen eine Berechtigung bei der Modellierung spielbehafteter Sensoren oder anderen Anwendungsfällen, in denen sich das Spiel am Systemein- oder -ausgang befindet. Für die dynamische Untersuchung von elastischen Antriebssystemen erweisen sich die Ansätze als ungeeignet [NG02].

5.3 Auswirkungen

5.3.1 Antriebsstrangbelastung

Bei Anfahr- und Bremsvorgängen resultieren aus dem Spiel eines Antriebssystems dynamische Zusatzbelastungen. Sobald sich die Lastrichtung umkehrt, verringert sich zunächst die elastische Verdrillung der Wellen, bis der Antriebsstrang entlastet ist. Anschließend lösen sich die vormals lastübertragenden Zahnflanken und das Flankenspiel aller Getriebestufen wird durchlaufen, bis es zum Anschlagen der Rückflanken kommt [SS20a]. Abb. 5.5 veranschaulicht die Vorgänge anhand der simulierten Drehrichtungsumkehr des untersuchten Schwenkantriebes. Die auftretenden Lastüberhöhungen entstehen durch zwei voneinander unabhängige Mechanismen:

1. Dem Umkehrstoß unmittelbar während des initialen Rückflankenkontaktes: Höhe und Verlauf des Stoßdrehmomentes folgen in erster Näherung aus der während des Stoßvorganges auftretenden Impulsänderung $\mathbf{M} = d\mathbf{L}/dt$ mit dem (Eigen-)Drehimpuls $\mathbf{L}(t) = \mathbf{J}\boldsymbol{\omega}(t)$. Kennzeichnend ist eine hohe lokale Belastung der aufprallenden Zahnflanken, weshalb in Abb. 5.5 an der Auswertestelle fernab der Zahneingriffe nur geringe Lastspitzen sichtbar sind.
2. Der Anregung niederfrequenter Torsionseigenschwingungen nach Wiederherstellung des Flankenkontaktes. Die Höhe der torsionalen Überlast lässt sich für ein Zweimassensystem mit der Gleichung [DH16, S. 243]

$$\hat{M}_{1|2} = \frac{k \Delta\omega_{1|2}}{\omega_0} \quad (5.11)$$

abschätzen. Demnach begünstigen große Differenzgeschwindigkeiten zwischen Motor und Abtrieb ($\Delta\omega_{1|2}$) hohe Überlasten genauso wie torsionssteife Antriebsstränge. Mit zunehmendem Flankenspiel steigt neben der Differenzgeschwindigkeit üblicherweise auch die Maximalbelastung (siehe Abb. 5.5). Eine Herleitung der Beziehung ist im Anhang D ab S. 183 gegeben. In der Dissertation [Jev83] werden die Zusammenhänge durch Prüfstandsversuche bewiesen.

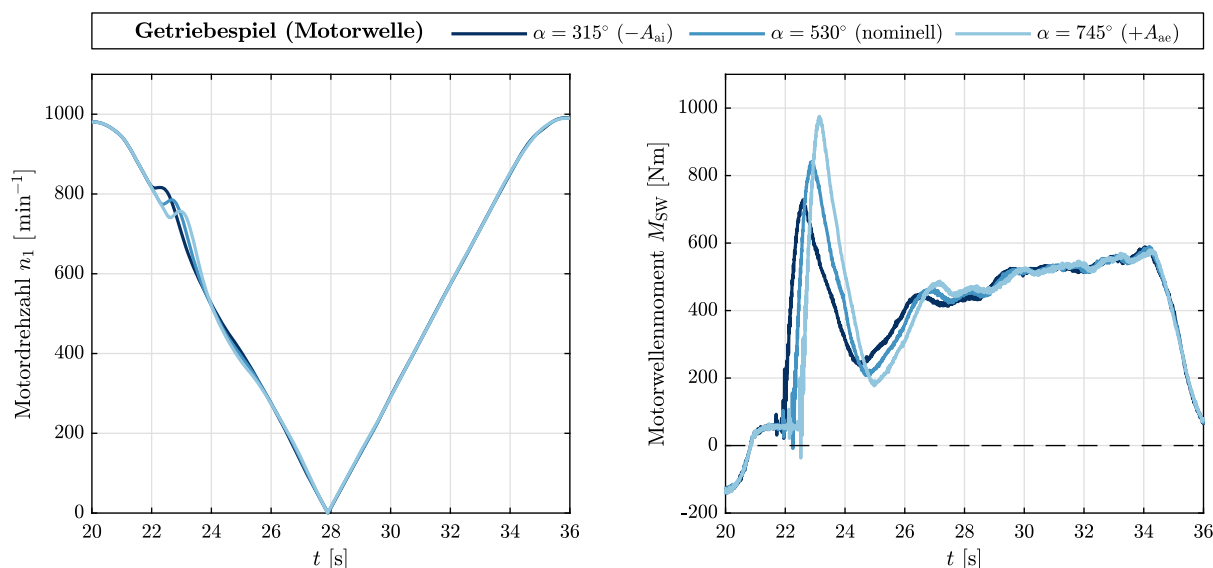


Abbildung 5.5: Simulierte Auswirkungen unterschiedlicher Beträge des Gesamtflankenspiels unter Nutzung des detaillierten MKS-Modells. Alle vier Antriebe des PI-geregelten Beispielschwenkantriebes weisen dasselbe Flankenspiel auf.

Während die Modellierung des zweiten Mechanismus mit den in Abschnitt 5.2 vorgestellten Ansätzen problemlos möglich ist, erfordert die Beschreibung der Stoßvorgänge eine deutlich größere Modelltiefe, um die kontaktmechanischen Vorgänge abbilden zu können. Es ist davon auszugehen, dass bei einer Reduktion der globalen Drehmomentbelastung des Antriebsstranges durch geeignete Maßnahmen auch die lokale Belastung durch die Stoßprozesse sinkt. Aus diesem Grund werden hier die lokalen Prozesse unmittelbar im Zahnkontakt nicht weiter analysiert.

Die Drehmomentbelastung des Wellenstranges nach dem Spieldurchlauf ist abhängig von dem eingesetzten Regelungsverfahren [SS20b]. Beide Drehzahlregelverfahren aus Kapitel 4 erlauben nur eine passive Reaktion auf die Schwingungsphänomene nach dem erfolgten Spieldurchlauf. Wie Abb. 5.6 veranschaulicht, zeigen sich deutliche Unterschiede in Bezug auf die Belastungssituation des Getriebes. In der Simulation wird eine Drehrichtungsumkehr analog zu Abb. 4.16 untersucht. Abweichend zur bisherigen Betrachtung weisen nun alle vier Antriebe ein fertigungs- und montagebedingt unterschiedliches Getriebeispiel auf. Folglich stellt sich der Flankenkontakt aller Stränge zeitverzögert ein und die gegenphasige Schwingung der Motoren wird angeregt.

Die PI-Regelung auf Basis der Motordrehzahlen kann die angeregten Drehschwingungen nicht effektiv bedämpfen. Das Getriebe mit dem größtem Zahnflankenspiel erfährt die höchste Spitzenlast. Der bisher verfolgte Ansatz, die Antriebsstrangbelastung durch langsame Drehzahlrampen und sanfte Beschleunigungsänderungen zu begrenzen, erweist sich als wenig wirksam. Mit der LQ-Zustandsregelung gelingt ebenfalls keine vollständige Vermeidung der Drehmomentspitzen. Jedoch ist die Antriebsstrangbelastung geringer und nahezu unabhängig von dem vorhandenen Spielbetrag.

5.3.2 Folgen auf Gesamtsystemebene

Auch abseits des Antriebsstranges wirkt sich das Verzahnungsspiel negativ aus. Infolge der Beschleunigungsänderungen bei Verlust und Wiederherstellung des Flankenkontaktes treten an den abtriebsseitigen Strukturen ebenfalls Zusatzbelastungen auf. Falls die Lastseite schwingungsfähig ist, werden zudem die Eigenschwingungen der Körper angeregt.

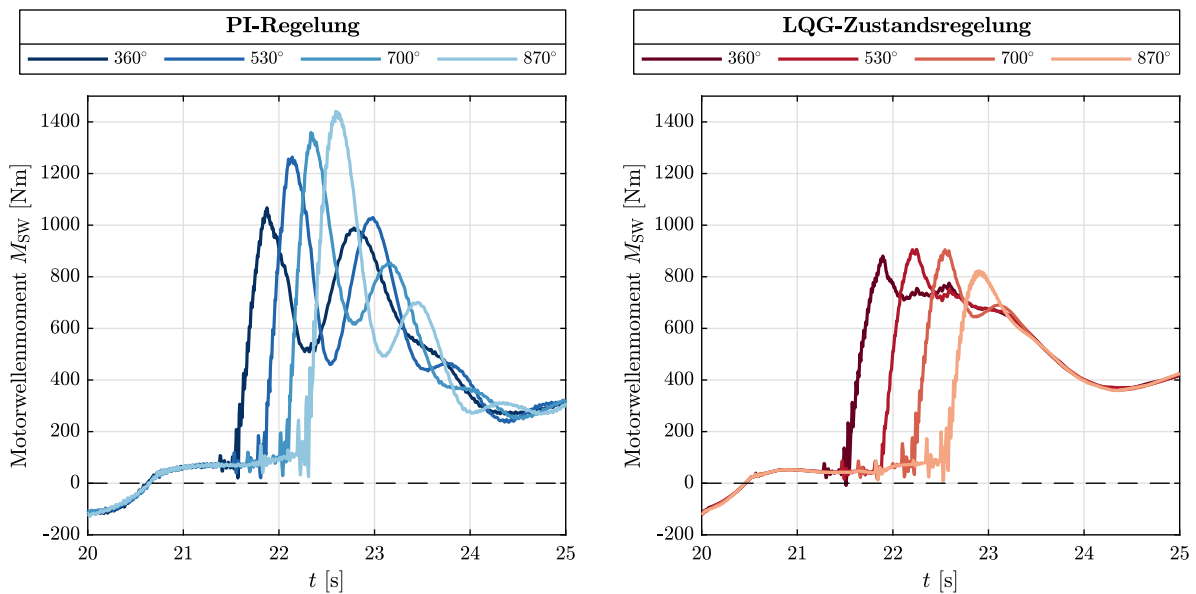


Abbildung 5.6: Getriebebelastung bei unterschiedlichen Beträgen des Gesamtflankenspiels mit PI- und Zustandsregelung. Alle Antriebsstränge des Beispielschwenkantriebes weisen in dieser Simulation fertigungs- und montagebedingt unterschiedliche Spielbeträge auf. Jede Kurve beschreibt einen der vier Antriebe.

Während des Spieldurchlaufes liegt keine Kopplung von An- und Abtrieb vor. Aus regelungstechnischer Sicht besitzt die abtriebsseitige Drehmasse damit einen Steuerbarkeitsdefekt. Unter dem Aspekt der Anlagensicherheit ist bei einer eingangswellenseitig angeordneten Betriebsbremse und der Notwendigkeit der Anlagenstillsetzung erst mit einer verzögerten Bremswirkung zu rechnen, da zunächst das Spiel durchlaufen werden muss.

Solange im stationären Betrieb des Getriebes die Zahnkräfte eine ausreichende statische Vorspannung des Antriebsstranges sicherstellen und durch innere oder äußere Anregungsmechanismen kein Flankenabheben auftritt, ist ein spielbehafteter Antriebsstrang nicht als nichtlineares Schwingungssystem mit instabilen Drehzahlbereichen (Resonanzsprung) aufzufassen [TN00], [KS91].

Gleichwohl kann es bei geregelten spielbehafteten Systemen zu einem weiteren unerwünschten Verhalten kommen, dem Auftreten von Dauerschwingungen bzw. Grenzyklen. Dies beschreibt eine Interaktion des Reglers mit der nichtlinearen Regelstrecke, in deren Folge es zum wiederholten wechselseitigen Anschlagen von Vorder- und Rückflanke kommt. Jede Wiederherstellung des Zahnflankenkontaktes ist mit einer Zusatzbelastung der Maschinenelemente des Antriebsstranges verbunden. Die Regelgröße pendelt dabei um den Zielwert. Die beiden folgenden Abschnitte widmen sich der näheren Untersuchung des Phänomens.

5.3.2.1 Grenzyklen durch Führungsgrößenänderungen – Die Methode der Harmonischen Balance

Grenzyklen sind selbsterregte Schwingungen [MPS21]. Große Prominenz in den wissenschaftlichen Veröffentlichungen genießt die Prüfung von Regelungskonzepten hinsichtlich der Gefahr auftretender Grenzyklen. Der in der regelungstechnischen Literatur allgemeingültig und eingehend untersuchte Fall geht von Führungsgrößenänderungen oder beliebigen von null verschiedenen Anfangsbedingungen aus. Ist das untersuchte Regelsystem zu Grenzyklen fähig, reagiert die Regelgröße auf den Energieeintrag durch den Stelleingriff des Reglers derart, dass die nachfolgenden Stelleingriffe eine fortwährende Speisung der Dauerschwingung verursachen.¹

¹Populäre Beispiele für erwünschte Grenzyklen sind Zweipunktregler (Thermostate, Druckregler, etc.).

Eine Aussage, ob mit dem Auftreten stabiler Grenzzyklen mit gleichbleibender Amplitude und Frequenz zu rechnen ist, liefert die Methode der Harmonischen Balance [Unb07] (engl. Describing Function Analysis [Gv68]). Für nichtlineare Modellelemente existiert per se keine Entsprechung als lineare Übertragungsfunktion im Bildbereich der LAPLACE-Transformation. Ein nichtlineares Übertragungsglied zeichnet sich dadurch aus, dass bei einem harmonischen Eingangssignal das Ausgangssignal neben der Grundfrequenz noch weitere Harmonische besitzt. Die Harmonische Balance beruht auf der Annahme eines linearen Restsystems mit ausgeprägtem Tiefpassverhalten. Die Oberschwingungen des nichtlinearen Modellelements müssen durch das lineare Restsystem hinreichend abgeschwächt werden. In diesem Fall lässt sich die Nichtlinearität *näherungsweise* durch eine einzelne Übertragungsfunktion beschreiben, die den Zusammenhang zwischen einem Eingangssignal und der Grundschwingung am Ausgang der Nichtlinearität herstellt. Diese Beschreibungsfunktion kann als Ersatzfrequenzgang des nichtlinearen Modellelements aufgefasst werden [Unb07, S. 192].

Zur Ermittlung der Beschreibungsfunktion genügt es, die Nichtlinearität bei harmonischem Eingangssignal zu betrachten und das Ausgangssignal in eine FOURIER-Reihe zu entwickeln, die nach der Grundschwingung abgebrochen wird. Für die klassische Spielmodellierung als Totzone aus Gl. 5.5 folgt für das Verhältnis von Ausgangsgröße (Amplitude des Wellenmomentes $\hat{M}_{1|2}$) zu Eingangsgröße (Differenzwinkelamplitude $\hat{\varphi}_{1|2}$) [Unb07, S.196]

$$N(\hat{\varphi}_{1|2}) = \frac{\hat{M}_{1|2}}{\hat{\varphi}_{1|2}} = \begin{cases} k \left(1 - \frac{2}{\pi} \arcsin \left(\frac{\alpha}{2\hat{\varphi}_{1|2}} \right) - \frac{\alpha}{\hat{\varphi}_{1|2}\pi} \sqrt{1 - \left(\frac{\alpha}{2\hat{\varphi}_{1|2}} \right)^2} \right) & , \forall \hat{\varphi}_{1|2} \geq \alpha/2 \\ 0 & , \forall \hat{\varphi}_{1|2} < \alpha/2 \end{cases} \quad (5.12)$$

Diese reelle, frequenzunabhängige Beschreibungsfunktion geht von einer dämpfungsfreien Welle ohne wirkende Mittellast aus. Sie beschreibt eine Abnahme der zeitlich gemittelten effektiv wirksamen Torsionssteifigkeit, bei unterschiedlicher Eingangswinkelamplitude: Je kleiner die Aussteuerung des Lose-Blocks, desto länger wird das Spiel durchlaufen und desto geringer ist der elastische gekoppelte Zeitanteil. Die über eine Periode gemittelte Effektivsteifigkeit sinkt. Bei Eingangsamplituden, die die halbe Spielweite unterschreiten, liegt keine Kopplung vor. Vereinfachend wird angenommen, dass das Spiel symmetrisch um die Nulllage vorliegt ($\alpha_+ = -\alpha_- = \alpha/2$)

Eine Beschreibungsfunktion des klassischen Spielmodells mit ausgangsseitig eingprägtem konstantem Lastmoment ist in [Bra89a] aufgeführt. Die Beschreibungsfunktion des erweiterten Spielmodells nach NORDIN wird in [LG16] vorgestellt.

Zusätzlich zur Beschreibungsfunktion muss das lineare Restsystem an der Wirkstelle der Nichtlinearität virtuell aufgetrennt werden, um die Übertragungsfunktion des linearen Systemteils zu ermitteln. Für den Drehzahlregelkreis eines Zweimassen-Torsionsschwingers ergibt sich

$$G_{\text{lin}}(p) = \frac{\varphi_{1|2}(p)}{M_{1|2}(p)} = \frac{1}{p^2} \left(\frac{1}{J_1 \left(\frac{G_K(p)}{p J_1} + 1 \right)} + \frac{1}{J_2} \right) . \quad (5.13)$$

Die Untersuchung zum Auftreten von Grenzzyklen stützt sich auf die Überlegung zur Stabilitätsuntersuchung linearer Systeme analog dem NYQUIST-Kriterium (siehe S. 77).

$$N(\hat{\varphi}_{1|2}) G_{\text{lin}}(j\omega) + 1 = 0 \quad (5.14)$$

Jedes Wertepaar $(\hat{\varphi}_{1|2}; \omega)$, das diese Bedingung erfüllt, deutet auf eine mögliche Dauerschwingung mit der jeweiligen Winkelamplitude und Kreisfrequenz hin.

In Abb. 5.7 links ist eine grafische Darstellung des linearen Streckenteils und der Beschreibungsfunktion $-N(\hat{\varphi}_{1|2})^{-1}$ gezeigt. Schnittpunkte beider Kurven entsprechen potentiellen Grenzyklen. Aus der Abbildung geht hervor, dass mit einem PI-Drehzahlregler keine Schnittpunkte auftreten, wenn die Regelstrecke als Zweimassen-Torsionsschwinger aufgefasst werden kann. Selbst im untersuchten Grenzfall ohne den Einfluss konstanter äußerer Lastmomente oder der Antriebsstrangdämpfung – die ein Schließen der Lose bzw. ein Abklingen von Schwingungen begünstigen würden – sind keine Grenzyklen zu erwarten. Für geringe Frequenzen bzw. geringe Aussteuerung konvergieren beide Kurven.²

Die notwendige Bedingung für das Auftreten stabiler Grenzyklen ist $\angle G_{\text{lin}}(j\omega) < -180^\circ$. Ein solcher Abfall des Phasenganges ist u. a. in folgenden Sonderfällen denkbar:

- Schwach gedämpfte höherfrequente Torsionseigenschwingungen, die im linearen (spielfreien) System oberhalb der Reglerbandbreite liegen und durch die spielbedingte Torsionssteifigkeitsverringern in den Nutzfrequenzbereich der Regelung gelangen [DKT94].
- Hart gekoppelte elastische Systeme, bei denen die erste Torsionseigenfrequenz oberhalb der Reglerbandbreite liegt, wenn neben der mechanischen Regelstrecke noch mindestens 180° Phasenverzögerung (z. B. durch Stellglied und Messwertglättung) vorhanden sind [Bra89a].
- Erweiterung der gewöhnlichen PI-Regelung um zusätzliche Filter (Lead-Lag-Kompensatoren) [NG00] [Nor00].

Die Methode der Harmonischen Balance bietet somit die Möglichkeit vergleichsweise einfach zu prüfen, ob ein Regler selbst unter ungünstigen Annahmen Grenzyklen anregen kann. Das Näherungsverfahren erlaubt keine Bewertung, inwiefern ein Regelsystem eine Affinität zu häufigem Öffnen oder Schließen der Lose besitzt. Hierzu eignet sich die numerische Integration der nichtlinearen Bewegungsgleichung besser. Die rechten Teildiagramme von Abb. 5.7 zeigen die Führungssprungantwort eines PI-drehzahlgeregelten elastischen Zweimassensystems. Obwohl keine stabilen Grenzyklen auftreten, ist ein starkes Überschwingen, begleitet von häufigem Öffnen und Schließen der Lose zu beobachten.

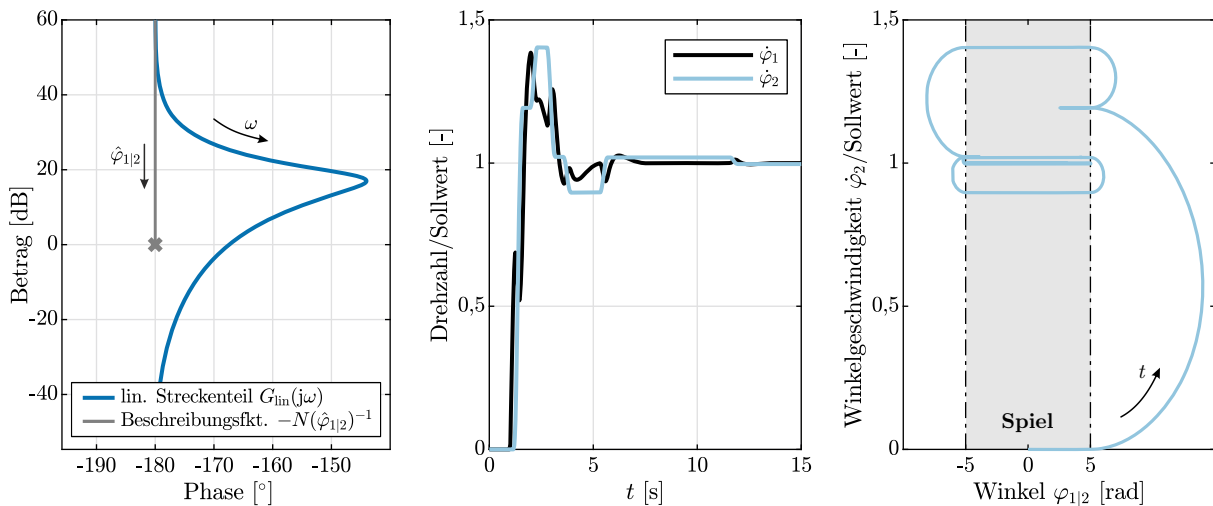


Abbildung 5.7: Grafische Darstellung der Harmonischen Balance (links); Numerische Integration der Bewegungsgleichung auf einen Führungsgrößensprung; Ergebnisse im Zeitbereich (Mitte) und Phasenportrait (rechts) bei einem Verzahnungsspiel $\alpha = 10$ rad. Die Parametrierung von Regelstrecke und PI-Regler ist Abs. 4.2.3 entnommen.

²Dies spiegelt das auch in der numerischen Simulation erkennbare langsamer werdende Pendeln zwischen den Spielflanken wider. In realen Antrieben würde die unvermeidbare Reibung bereits nach wenigen Zyklen zum Anliegen der Zahnflanken führen.

5.3.2.2 Dauerschwingungen durch periodische Lastschwankungen

Im Gegensatz zu möglichen Grenzyklen bei Führungsgrößenänderungen resultiert ein schwankendes Lastmoment prinzipiell in Dauerschwingungen, sobald die Lastamplitude ausreicht, um ein Flankenabheben zu provozieren. Hauptunterschied zu erzwungenen Schwingungen bei dauerhaftem Flankenkontakt ist die signifikant höhere Antriebsstrangbelastung durch die nun auftretenden Stoßvorgänge. Zudem werden höherfrequente Eigenschwingformen des realen Systems angeregt. Die beschriebenen Vorgänge werden in den regelungstechnischen Standardwerken nicht thematisiert.

Die genauere Untersuchung stützt sich erneut auf die numerische Integration der nichtlinearen Bewegungsgleichungen eines Beispielsystems. Dabei können zwei verschiedene Phänomene beobachtet werden. Eine harmonische Drehmomentschwankung $M_2(t) = \hat{M}_2 \sin \omega t$ führt unter der Voraussetzung einer reibungsfreien Lastseite und bei einem initialen Spielwinkel $\varphi_s = 0$ rad genau dann zum vollständigen Durchqueren des Verzahnungsspiels, wenn die Grenzlast

$$\hat{M}_2 = \frac{1}{2} J_2 \omega^2 \alpha \quad (5.15)$$

überschritten wird. In diesem Fall schlagen beide Zahnflanken wechselseitig an, wie Abb. 5.8 verdeutlicht.

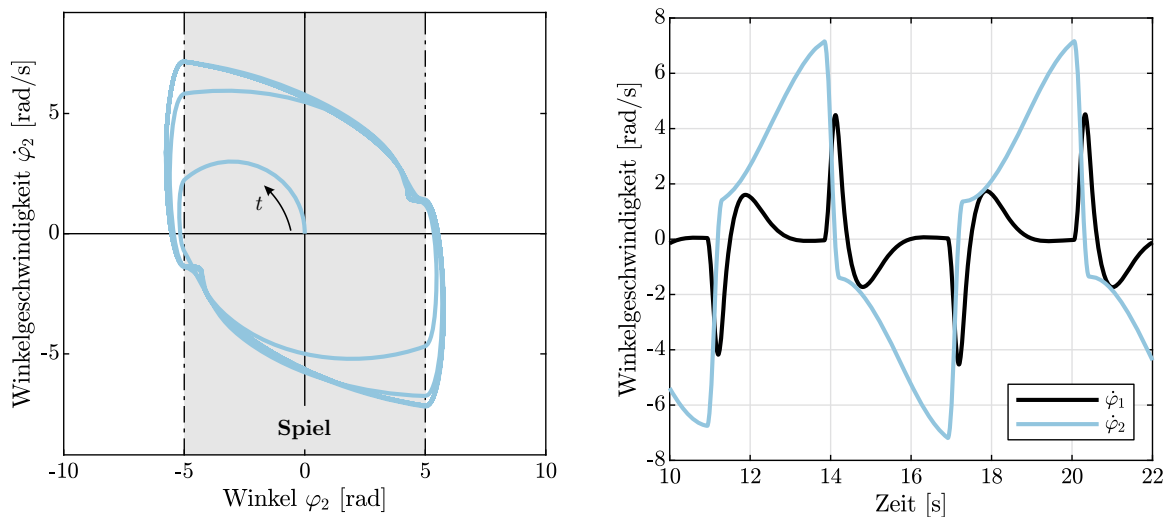


Abbildung 5.8: Lastinduzierter Grenzyklus von Vorder- zu Rückflanke. Phasenportrait (links) und zwei Perioden der Drehgeschwindigkeitsschwingung (rechts)

Wirkt hingegen eine Mittellast \bar{M}_2 , die zu einem Anliegen der Zahnflanken führt, kommt es nur dann zum Abheben der Zahnflanken, sobald die Amplitude der elastischen Wellenverdrillung $\Delta\hat{\varphi}_{1|2}$ den mittellastbedingten Gleichanteil $\Delta\varphi_{1|2} = \bar{M}/k$ überschreitet. Bei quasistatischer Betrachtung wird dies erreicht, sobald die Amplitude der Drehmomentschwankung \hat{M}_2 größer ist als die Mittellast. Im allgemeinen Fall können sowohl das frequenzabhängige Übertragungsverhalten $G(j\omega) = \Delta\varphi_{1|2}(j\omega)/M_2(j\omega)$ des Antriebssystems, als auch die inneren Verzahnungsanregungen zu Grenzyklen bei deutlich geringerer Last führen. Ein beispielhafter Grenzyklus an der Lastflanke ist in Abb. 5.9 dargestellt.

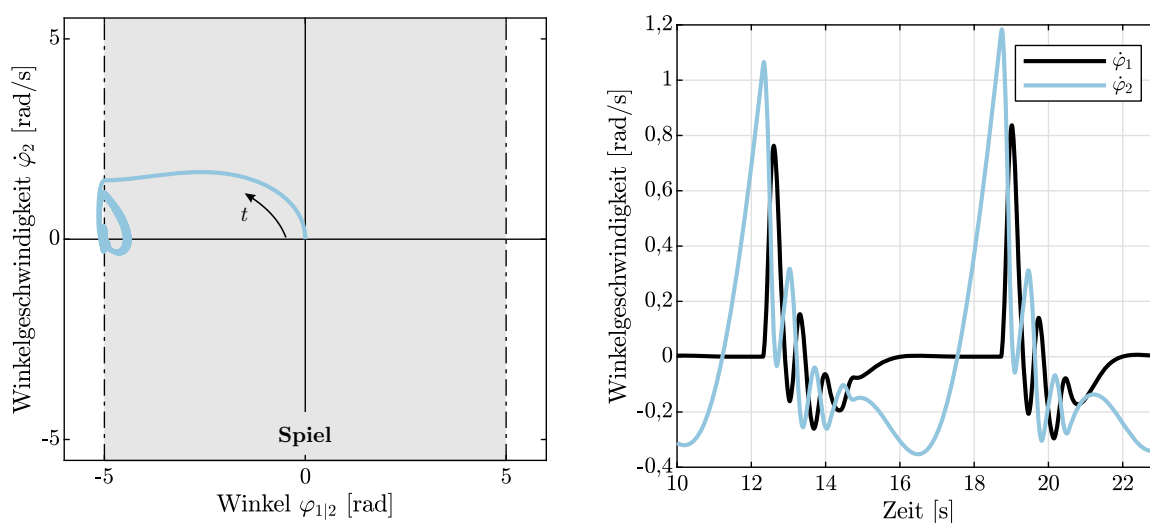


Abbildung 5.9: Lastinduzierter Grenzzyklus an der Lastflanke Phasenportrait (links) und zwei Perioden der Drehgeschwindigkeitsschwingung (rechts)

5.3.3 Zwischenfazit

Hauptproblem spielbehafteter Antriebssysteme ist die Zusatzbelastung durch Stoß- und Schwingungsvorgänge und die damit einhergehende Schädigungswirkung in den lastübertragenden Komponenten. Eine reaktive Maßnahme zur Lastminimierung besteht in der Dämpfung der Dreh-schwingungen des Antriebsstranges durch Mehrgrößenregelkonzepte wie die Zustandsregelung. Zusätzlich bietet sich als proaktiver Lösungsansatz die Minimierung der Anregungsursache an. Dies lässt sich durch eine Verminderung der Drehzahldifferenz $\Delta\omega$ im Moment des Flankenkontaktes erreichen und wird in Abs. 5.5 näher untersucht.

Selbsterregte Schwingungen von Regelstrecke und Drehzahlregler ohne die Einwirkung periodischer Lasten können nur in wenigen Sonderfällen nachgewiesen werden. Historisch begründet erfolgt die Prüfung zum Vorliegen von Grenzzyklen durch die Methode der harmonischen Balance. Eine genauere Aussage ermöglicht die numerische Integration der Bewegungsgleichungen des geregelten Systems. Unabhängig davon muss das Auftreten von Grenzzyklen bei periodischen Lastschwankungen untersucht werden. Bewährte Ansätze zur Vermeidung derartiger Schwingungsphänomene sind der Einsatz verspannter Antriebsstränge oder die künstliche Erhöhung der Reibung, bspw. durch den Betrieb bei unvollständig gelüfteter Betriebsbremse.

5.4 Regelstrategien für spielbehaftete Antriebe

In Kapitel 4 wurde bereits ein höherwertiges Regelverfahren vorgestellt, das die dynamische Antriebsstrangbelastung bei dauerhaftem Flankenkontakt, d. h. bei einem linearisierten System, reduzieren kann. Bei instationären Lastfällen, die ein Öffnen oder Durchlaufen des Getriebespiels beinhalten, ist eine weitere Reduktion der auftretenden Maximaldrehmomente erstrebenswert. Ziel ist deshalb die Erarbeitung eines praktikablen Verfahrens zur aktiven Minderung der Spitzenlasten, die während bzw. nach dem Spieldurchlauf bei elastischen Antriebssträngen auftreten. Hierzu sollen nachfolgend verschiedene bekannte Konzepte im Rahmen eines Literaturüberblicks gegenübergestellt werden. Anknüpfungspunkt bildet der Übersichtsartikel [NG02]. Der Fokus bleibt auf Drehzahlregelungen beschränkt. Die Zusammenstellung erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit, sondern soll die Bandbreite an verfügbaren Methoden aufzeigen.

Prinzipiell existieren zwei grundverschiedene Herangehensweisen an die Regelung von Systemen mit Lose [Bro17]:

1. Regler mit einfacher Struktur und oftmals linearem Regelgesetz. Die Auslegung zielt darauf ab, eine hinreichende Robustheit zu erzielen, um auch bei den spielbedingten Veränderungen der Regelstrecke Stabilität und Regelgüte zu wahren. Nach [Rec+91] führt dies auf Regler mit »schwacher Aktion« im Spiel. In diese Kategorie ordnen sich die in Kapitel 4 dargestellten Verfahren ein.
2. Regelungsstrategien, die das Ziel verfolgen, den Einfluss der Lose weitestgehend zu kompensieren, um höchstmögliche Präzision zu erreichen. Dabei handelt es sich zwangsweise um nichtlineare Ansätze und entsprechend komplexere Regelgesetze. Mit dem Ziel das Spiel schnellstmöglich zu durchqueren, resultieren »starke Aktionen« des Reglers.

5.4.1 Lineare Eingrößenregelung

Es liegt nahe, etablierte Antriebsregelverfahren auch für Antriebssysteme mit Verzahnungsspiel zu verwenden. Minimale Anforderungen hinsichtlich zu installierender Sensorik und Implementierungsaufwand in der Anlagensteuerung bestehen bei Eingrößenregelungen. Dabei wird eine Zustandsgröße des Antriebes erfasst und dem Regler zugeführt.

Proportional-Integrale Drehzahlregelung

Die PI-Drehzahlregelung auf Basis der Motordrehzahl gilt als Standardverfahren und wird auch bei Antrieben mit Spiel eingesetzt. [Nor00]

$$M_{1,\text{ref}} = -K_P \omega_1 - K_I \int \omega_1 dt \quad (\text{bei } \omega_{1,\text{ref}} = 0) \quad (5.16)$$

In vielen Veröffentlichungen wird ein PI-Regler als Vergleichsgrundlage für die Bewertung höherwertiger Ansätze genutzt. Unabhängig von der Auslegung ist die Regelgüte bereits bei einem linearen, elastischen Antriebsstrang eingeschränkt [Sch15]. Bei zusätzlichem Vorhandensein von Verzahnungsspiel ist ein häufiges Öffnen und Schließen der Lose zu erwarten [TF08; TF09], siehe auch Abb. 5.6. Speziell bei elastischen Antrieben mit hoher Motorträgheit und Verzahnungsspiel [HIS94] ist ein gänzlich unzufriedenstellendes Regelverhalten festzustellen.

Die Popularität trotz der bekannten Einschränkungen erklärt sich durch die nach praktischen Gesichtspunkten hohe Robustheit gegenüber Änderungen der Streckenparameter. Da Zustandsinformationen der Lastseite nicht genutzt werden, ist abseits spezieller Regelstreckenstrukturen [Bra89a; Bra89b; DKT94] die Stabilität auch gesichert, wenn eine spielbedingte Entkopplung von Motor und Last vorliegt. Aus diesem Grund bezeichnet NORDIN den PI-Regler als »poor-man's-backlash-compensation« [Nor00].

Erweiterung um einen Störgrößenbeobachter

Eine Reihe von Autoren [Bra89a; Sch93; DKT94; NG02; Lag04] schlägt vor, das an der Motorwelle angreifende Lastmoment additiv auf das Stellmoment der PI-Regelung aufzuschalten. Dabei ist keine Messung des Motorwellenmomentes erforderlich, sondern es wird mit einem einfachen mathematischem Modell (Störgrößenbeobachter [Bra89a], linearer Teilsystembeobachter [Sch93], Gear Torque Observer [DKT94], BRANDENBURG Observer [NG02]) geschätzt.

$$\tilde{M}_{1,2} = M_{1,\text{ref}} - J_1 \dot{\omega}_1 \quad (5.17)$$

Alle Drehmomentanteile die nicht der d'ALEMBERTSchen Trägheitskraft oder dem bekannten Luftspaltpmoment $M_{1,\text{ref}}$ der elektrischen Maschine entstammen, werden als Lastmoment des Motors interpretiert.

Die Störgrößenaufschaltung kompensiert die Rückwirkung der Lastseite auf den Motor. Bei Führungsgrößenänderungen wird die Torsionsdynamik des Antriebes schwächer angeregt, es ergibt sich ein gutes, schwingungsarmes Motor-Führungsverhalten [Lag04]. Dies führt nur scheinbar zu einer Bedämpfung der Triebstrangschwingungen. Tatsächlich ist die Last dadurch vom Motor entkoppelt. Bei periodischen Anregungen aufseiten der Last erzeugt die Aufschaltung zwar eine Reduktion der motorseitigen Bewegungen, eine Dämpfung von Lastschwingungen ist nicht möglich [BY99]. Aus diesem Grund wird teils eine partielle Kompensation, d. h. die Ausschaltung eines prozentual verringerten Lastmoments vorgeschlagen. Eine Wirksamkeit ist nur bei einer speziellen Klasse von Antrieben mit einer zweiten Resonanz oder harter Ankopplung der Lastseite gegeben [NG02; Bra89a], weshalb das Konzept hier nicht weiter verfolgt werden soll.

5.4.2 Mehrgrößenregelung – Zustandsraummethoden

Ebenfalls keine Strategie im eigentlichen Sinne ist die Nutzung herkömmlicher Mehrgrößenregler für spielbehaftete Systeme. Durch ihre besondere Eignung für elastische Antriebsstränge wird die Zustandsregelung auch bei vorhandener Lose eingesetzt. Für einen Antrieb mit nur einem Aktor, gilt das allgemeine lineare Regelgesetz

$$M_{1,\text{ref}} = -[k_1 \ k_2 \ \cdots \ k_n] [x_1 \ x_2 \ \cdots \ x_n]^T = -\mathbf{K}_r \mathbf{x} \quad . \quad (5.18)$$

In der Dissertation [Sch93] vergleicht SCHAEFER systematisch klassische PI- und Zustandsregelungskonzepte auch für Antriebe mit Verzahnungsspiel. Es werden Möglichkeiten zur Kompensation von Lose und Reibung bei Drehzahl- und Positionsregelung vorgestellt. Ein nichtlinearer Beobachter zur Rekonstruktion der Zustandsgrößen unter Berücksichtigung von Spiel wird präsentiert. Durch die gewählte Formulierung entstehen jedoch Schätzfehler, weshalb die Zustandsregelung mit einem reduzierten Beobachtermodell und Differenzierfiltern umgesetzt wird. Dies resultiert in einem Auslegungsverfahren und einer Regelstruktur hoher Komplexität.

Eine erfolgreiche Umsetzung einer Zustandsregelung an Rollenmühlen wird von HORI et al. in [HIS94] beschrieben. Wengleich der untersuchte Antrieb keine wechselnde Drehrichtung aufweist, ermöglicht eine vollständige Zustandsrückführung die starke Bedämpfung resonanter Drehschwingungen. Zudem verbessert sich die Drehzahlregelgüte. Einen kurzzeitigen Verlust des Flankenkontaktes kann die vorgestellte Regelung nicht verhindern.

Dass eine LQ-Zustandsregelung auch praktisch umsetzbar ist, unterstreichen ROSTALSKI et al. in Prüfstandsversuchen [Ros+07]. Ergänzt um einen nichtlinearen Beobachter nach LAGERBERG [Lag04] zur korrekten Rekonstruktion des Zustandsvektors dient die Zustandsregelung als Referenz für den Vergleich mit modellprädiktiven Regelkonzepten (siehe Abs. 5.4.4). Bereits mit dem linearen Zustandsregler gelingt die effektive Vermeidung des Überschwingens bei transienten Lastfällen. Die Torsionseigenschwingungen des Prüfstandes im Frequenzbereich um 3 Hz werden trotz des Zahnflankenspiels von ca. 5° stark gedämpft.

THOMSEN stellt vergleichende simulative Untersuchungen [TF08] und Prüfstandsversuche [TF09] zwischen Zustandsregelung und PI-Motordrehzahlregelung bei einem elastischen Triebstrang an. Auch bei den geringen Spielbeträgen des Laborversuchsstandes bis maximal 15° zeigt die über Einstellformeln parametrisierte Zustandsregelung eine überlegene Regelgüte [Tho13]. Werden die notwendigen Zustandsgrößen nicht direkt gemessen, sondern über einen linearen Beobachter rekonstruiert, verschlechtert sich das Regelverhalten.

5.4.3 Umschaltende lineare Regler

Die Modellvorstellung eines Antriebssystems mit Spiel in Form von zwei diskreten Strukturzuständen – gekoppelt bei Flankenkontakt, entkoppelt im Spiel – mit jeweils linearem Teilsystemverhalten stellt die Grundlage für umschaltende Regelansätze dar. Für eine Regelstrecke mit hybridem Verhalten scheint es intuitiv sinnvoll, auch zwei Regler mit vorteilhaften Eigenschaften im jeweiligen Teilbereich auszulegen. Dies führt auf eine nichtlineare Regelstrategie in der allgemeinen Form

$$M_{1,\text{ref}} = \begin{cases} -\mathbf{K}_{\text{Kontakt}} \mathbf{x}, & |\varphi_{1|2}| \geq \alpha/2 \\ -\mathbf{K}_{\text{Spiel}} \mathbf{x}, & |\varphi_{1|2}| < \alpha/2 \end{cases} \quad (5.19)$$

Sowohl die Wahl der Struktur der beiden (linearen) Regler $\mathbf{K}_{\text{Kontakt}}$ und $\mathbf{K}_{\text{Spiel}}$ als auch deren Auslegung differieren je nach Anwendungsfall und gefordertem Optimierungsziel. Im Gegensatz zu den beiden bisher thematisierten Strategien existiert keine allgemeingültige Herangehensweise hierfür. Ein weiteres grundsätzliches Problem stellt die Umschaltbedingung zwischen den Reglern dar. Die in Gl. 5.19 formulierte und häufig genutzte Differenzwinkelbedingung geht vereinfachend von einer dämpfungsfreien Welle aus und muss nicht zwangsläufig auf den optimalen Schaltzeitpunkt führen [Lag04]. Zudem sollte das Umschalten möglichst stetig in Bezug auf die Stellgröße erfolgen.

Eine umschaltende Drehzahlregelungsstrategie wird von NORDIN in [NG00; Nor00] vorgeschlagen, um eine schnelle Reaktion auf plötzliche Laständerungen einer Rollenmühle zu erzielen. Bei hergestelltem Flankenkontakt stellt eine Motordrehzahlregelung sehr hoher Bandbreite geringstmögliche Einbrüche der Lastdrehzahl sicher. Dieser Regler ist nachweislich instabil bei geöffneter Lose oder geringem Lastmoment. Folglich wird ein zweiter, langsamerer Regler ausgelegt, der durch »schwache Aktionen im Spiel« die Stabilität sicherstellt. Das Umschalten zwischen beiden Reglern erfolgt auf Basis des (bekannten) Luftspaltmomentes der Antriebsmaschine. Durch die sehr geringe Motorträgheit ($J_1/J_2 = 0,07$) ist das Luftspaltmoment näherungsweise dem Wellenmoment gleichzusetzen. Der von den Autoren untersuchte Antrieb weist keine Torsionsschwingungsneigung auf, sodass kein Fokus auf Lastminimierung und Schwingungsdämpfung gelegt wird.

FRIEDLAND skizziert in [TL01, S. 191 f.] die allgemeine Idee, einen LQ-Zustandsregler mit zustandsabhängigen Wichtungsmatrizen $\mathbf{Q}(\mathbf{x})$ und $\mathbf{R}(\mathbf{x})$ auszulegen. Es resultiert ein nichtlineares Regelgesetz, mit dem bspw. Stellgrößenbeschränkungen oder Zustandsbeschränkungen durch entsprechende Wichtungen umgesetzt werden können. Als Anwendungsbeispiel wird u. a. ein spielbehafteter Antrieb gewählt. Zwei unterschiedlich parametrisierte lineare Zustandsregler gewährleisten in einer Simulation eine Positionsregelung ohne Grenzzyklen. Wie das Umschalten zwischen beiden Reglern gelöst ist, bleibt unerwähnt. Für das vorgeschlagene Konzept existiert kein strenger Stabilitätsbeweis.

Mit dem Ziel eine genaue Positionsregelung zu entwerfen, stellt EZAL in [EKT97] ein umschaltendes Regelkonzept mit einer Spieldurchquerungsstrategie vor. Im Kontaktfall kommt das Regelgesetz

$$u = (d_1 + d_2) \dot{\varphi}_1 + (J_1 + J_2)(\ddot{\varphi}_{\text{ref}} - K_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{\text{ref}})) - K_2(\varphi_1 - \varphi_{\text{ref}} + \varphi_i) \quad (5.20)$$

zum Einsatz. Es enthält, beginnend von links, Terme für eine Reiblast-Kompensation, eine Beschleunigungsvorsteuerung, die P-Motordrehzahlregelung (Verstärkungsfaktor K_1) und einen P-Positionsregler (Verstärkungsfaktor K_2). Die möglichst schnelle Durchquerung des Flankenspiels mit minimaler Differenzgeschwindigkeit zwischen Motor- und Last zum Ende des Durchlaufs wird als »orbital rendezvous problem« interpretiert, d. h. es wird eine Parallele zur kollisionsfreien Annäherung zweier Flugkörper im Weltraum gezogen. Das daraus resultierende Optimalsteuerungsproblem des Motors wird in ein Regelgesetz umformuliert. In Abhängigkeit von Motor-

und Lastposition sowie dem als bekannt vorausgesetzten Spielbetrag muss in jedem Zeitschritt der Spieldurchquerung ein Optimierungsproblem gelöst werden. Durch die resultierenden parabelförmigen Differenzgeschwindigkeitsprofile zwischen Motor und Last gelingt ein zeitoptimaler Spieldurchlauf mit minimaler Schwingungsanregung im Moment des Flankenkontaktes. Das Verfahren erfordert sprungförmige Stelleingriffe durch den Motor.

LAGERBERG stellt als Teil seiner Dissertation [Lag04] einen hybriden Regler für Antriebsstränge mit Getriebeispiel basierend auf [Tao99] vor. Bei Flankenkontakt kommt der bereits aus Gl. 5.20 bekannte Regler zum Einsatz. Während des Spieldurchlaufs stellt das modifizierte Regelgesetz

$$u = d_1 \dot{\varphi}_1 + J_1(\ddot{\varphi}_2 - K_3(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)) - K_4(\varphi_1 - \varphi_2 + \varphi_i) \quad (5.21)$$

sicher, dass sich der Motor der Lastseite annähert. Als Zielwerte dienen nun die Zustandsgrößen der Last. Es gelingt die Spieldurchquerung in reduzierter Zeit und mit geringerem Ruck der Lastseite nach erfolgtem Flankenkontakt im Vergleich mit einer herkömmlichen PI-Regelung. Das winkelbasierte Umschalten zwischen beiden Reglern stützt sich auf die als bekannt angenommene Größe des Spiels, sodass ein unerwünschtes mehrfaches Wechseln zwischen den Reglern auftreten kann. Die Elastizität des Antriebsstranges wird durch das Regelkonzept nicht berücksichtigt.

5.4.4 Modellprädiktive Regelung

Modellprädiktive Regelung (Model Predictive Control, kurz MPC) dient als Überbegriff für eine Vielzahl an Methoden, die explizit ein Systemmodell nutzen, um die zukünftigen Verläufe der Zustandsgrößen in einem festgelegten Zeithorizont vorauszuberechnen. Im Gegensatz zu modellbasierten Auslegungsverfahren findet das Systemmodell nicht nur zur Parametrierung des Reglers und für Simulationen während des Auslegungsprozesses Anwendung, sondern wird als Teil des Reglers in der Anlagensteuerung implementiert.

Die Eingangsgrößen für ein zeitdiskretes Systemmodell der Form

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{f}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k) \quad (5.22)$$

sind die zu diskreten Zeitpunkten t_k , $k = 0, 1, 2, \dots$ gemessenen oder beobachteten Zustände \mathbf{x}_k und die Stellgrößen \mathbf{u}_k . Mit diesem Modell ist es nun möglich, ausgehend von dem aktuellen Zustand $\mathbf{x}_k = \mathbf{x}_{\text{pred},0}$ in Abhängigkeit einer beliebigen Stellgrößenfolge $\mathbf{u}_0, \dots, \mathbf{u}_{N-1}$ den Verlauf der Zustandsgrößen über einen endlichen Zeithorizont $T = t_{N-1} - t_0$ zu präzisieren.

$$\mathbf{x}_{\text{pred},k+1} = \mathbf{f}(\mathbf{x}_{\text{pred},k}, \mathbf{u}_k), \quad \text{für } k = 0, \dots, N-1 \quad (5.23)$$

Unter Nutzung iterativer Optimierungsverfahren lässt sich damit eine optimale Stellgrößenfolge $\mathbf{u}_{\text{opt},0}, \dots, \mathbf{u}_{\text{opt},N-1}$ ermitteln, die das System in einen Soll-Zustand \mathbf{x}_{ref} überführt (oder diesen beibehält) und gleichzeitig ein Gütefunktional minimiert (siehe auch Gl. 4.15). [GP17, S. 1 f.]

Durch die Einwirkung von Störgrößen, mögliche Abweichungen zwischen Systemmodell und Realität oder Messungenauigkeiten ist zu erwarten, dass das vorausberechnete Systemverhalten nicht vollständig mit dem tatsächlichen übereinstimmt. Aus diesem Grund erweitert das Verfahren der MPC die gefundene Optimalsteuerungssequenz um eine Rückkopplungsschleife. Dies geschieht oftmals dergestalt, dass von der vorausberechneten optimalen Stellgrößenfolge nur der erste diskrete Wert $\mathbf{u}_{\text{opt},0}$ tatsächlich auf die physische Regelstrecke aufgeprägt wird. Die modellbasierte Berechnung der Stellgrößenfolge muss somit für jeden Zeitschritt mit den aktuellen Messwerten der Zustandsgrößen erneut ausgeführt werden.³

³Dies gilt nicht für den Sonderfall eines linearen, zeitinvarianten Systemmodells, für das ein quadratisches Gütefunktional ohne Zwangsbedingungen formuliert wird. Bei zusätzlicher Wahl eines unendlichen Zeithorizontes T für die Prädiktion entspricht das Optimierungsproblem dem eines optimalen Zustandsreglers (LQR).

Das Interesse für Anwendungen im antriebstechnischen Umfeld erwächst aus einer Reihe günstiger Eigenschaften: So kann das für die Optimierung genutzte Systemmodell die Systemdynamik inklusive des Verzahnungsspiels direkt enthalten. Die berechneten Stelleingriffe berücksichtigen somit explizit die Nichtlinearität der Regelstrecke. Die Formulierung des Optimierungsproblems kann zudem um Rand- und Zwangsbedingungen erweitert werden. Eine errechnete Stellgrößenfolge kann damit nicht nur die Drehmomentgrenzen der elektrischen Maschine einhalten, sondern auch zusätzliche Forderungen an die Zustandsgrößen erfüllen (zulässige Positionen, tolerierte Maximalbelastung des Antriebsstranges, etc.).

Demgegenüber steht die Haupteinschränkung, dass die Lösung des Optimierungsproblems – abhängig von der Formulierung und den Randbedingungen – mit enormem Rechenaufwand verbunden sein kann. Eine Berechnung in Echtzeit kann bei antriebstechnischen Systemen mit vergleichsweise schneller Eigendynamik und dementsprechend geringen möglichen Zeitschrittweiten an den verfügbaren Rechenkapazitäten scheitern. Darüber hinaus besteht bei der Einbeziehung von Zwangsbedingungen keine Garantie, dass eine Lösung existiert oder mit vertretbarem Aufwand ermittelt werden kann. Dennoch sind erfolgreiche Anwendungen nicht nur in Bereichen mit großen Zeitkonstanten (chemische Industrie) bekannt, sondern auch bei linearen Torsionsschwingungssystemen [HTF10] und in der Robotik [GP17; CB07].

Praktische Implementierungen von MPC-Strategien für Antriebssysteme mit Spiel sind jedoch bisher kaum dokumentiert. Eine Ausnahme bilden die Veröffentlichungen [Lag04; LE05; Ros+07]. Darin werden Antriebe mit überaus niederfrequenter Torsionsdynamik und Eigenfrequenzen unter 5 Hz behandelt. Um vorteilhafte Abtastraten in der Größenordnung von 10 ms rechentechnisch realisieren zu können, wird auf die Verwendung der eingangs beschriebenen klassischen online-MPC-Strategie verzichtet. Das stattdessen eingesetzte Verfahren (explicit MPC) basiert darauf, für eine große Bandbreite möglicher Systemzustände jeweils ein optimales Regelgesetz vorab zu berechnen. Diese Vorab-Berechnung kann auf leistungsfähigen Rechnern erfolgen und nimmt mehrere Stunden bis Tage in Anspruch [Lag04]. Die eigentliche Regelung lässt sich damit sehr effizient implementieren, indem über eine look-up-table das für den aktuell vorliegenden Zustandsvektor ermittelte Regelgesetz nur noch ausgewählt wird. Eine Garantie, dass alle real auftretenden Zustände im Voraus berücksichtigt wurden, existiert dabei nicht.

In den Veröffentlichungen von LAGERBERG [Lag04; LE05] kommt das Verfahren zum Einsatz, um eine Steigerung des Fahrkomforts in einem KFZ-Antriebsstrang mit Getriebespiel zu erreichen. Ziel ist es, eine Soll-Beschleunigung des Fahrzeuges – definiert durch die Gaspedalstellung – möglichst schnell und ruckfrei zu erreichen. Dabei sollen keine Drehschwingungen des Antriebsstranges angeregt werden und keine komfortmindernden Längsbeschleunigungen des Fahrzeugs auftreten. MPC wird hierbei nur für die Durchquerung des Verzahnungsspiels eingesetzt. Zur Bedämpfung der Triebstrangschwingung bei anliegenden Zahnflanken findet ein optimaler Zustandsregler Verwendung. Die Funktion der Regelstrategie wird in Simulationen verifiziert.

Der Artikel [Ros+07] knüpft direkt an die Untersuchungen von LAGERBERG an, indem eine lineare und eine nichtlineare MPC-Realisierung einem optimalen Zustandsregler in Versuchen an einem Miniaturprüfstand gegenübergestellt werden. Dem Regler stehen dabei realistischerweise nur Messdaten der Drehwinkel von Motor und Last zur Verfügung. Die restlichen Zustandsgrößen werden über einen Zustandsbeobachter rekonstruiert. Der eingesetzte MPC-Algorithmus verfügt durch die erfolgreiche Einhaltung der definierten Zwangsbedingungen über ein Alleinstellungsmerkmal gegenüber den anderen bekannten Regelstrategien. Es gelingt die Reduktion der Lastspitzen, gleichermaßen werden Torsionsschwingungen aktiv bedämpft.

Die wohl ausgereifteste Implementierung einer modellprädiktiven Regelung wird von ROSTITI et al. [Ros+18] beschrieben. In einem Laborumfeld gelingt die erfolgreiche Minimierung von Überlasten und Schwingungen in einem realen PKW-Antriebsstrang. Das im Vorfeld durch Simulationen prognostizierte Verbesserungspotenzial der online-MPC-Strategie kann jedoch in der

späteren Umsetzung auf Control-Prototyping-Hardware nicht erreicht werden. Zur Gewährleistung der Echtzeitfähigkeit müssen Einbußen der Regelgüte in Kauf genommen werden.

In den genannten Veröffentlichungen wird deutlich, dass mehrere Punkte eine breitere Anwendung verhindern:

- Die bestmögliche Regelgüte ist bei der Verwendung eines realitätsnahen, nichtlinearen Systemmodells zu erwarten. Der damit verbundene Lösungsaufwand des Optimierungsproblems ist für die in der Antriebstechnik notwendigen Abstraten derzeit nicht in Echtzeit realisierbar [Ros+18].
- Wird ein nichtlineares Systemmodell mit vorab berechnetem MPC-Algorithmus genutzt [Ros+07], erweist sich dies als wenig robust gegenüber Modellunsicherheiten und Störungen. Die Vorausberechnung des Regelgesetzes birgt zudem die Gefahr, dass nicht alle Zustandskonfigurationen vorab erfasst werden, sodass für diesen Fall ein konventioneller Regler als Backup vorzuhalten ist.
- Die robust-stabile (sprich: praktisch umsetzungsfähige) Reglersynthese für stückweise lineare Systeme ist ein offenes Forschungsfeld.
- Selbst bei den untersuchten idealisierten Beispielsystemen erfordert die Sicherstellung einer akzeptable Regelgüte ein aufwendiges händisches Anpassen der Zwangs-, Ziel- und Umschaltbedingungen.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass der enorme Umsetzungsaufwand und die mangelnde Reife des Verfahrens derzeit eine Nutzung im industriellen Umfeld noch ausschließen.

5.4.5 Invertierung der Nichtlinearität

Eine weitere Gruppe von Veröffentlichungen verfolgt den zunächst wünschenswert erscheinenden Ansatz, die Auswirkungen des Spiels vollständig zu kompensieren. Hierzu wird von der Modellierung der Lose als statischem, nichtlinearem Übertragungselement der Regelstrecke ausgegangen (siehe Abs. 5.2). Indem eine Umkehrfunktion der Nichtlinearität als Teil des Reglers vorgesehen wird, resultiert bei perfekter Kompensation der Lose ein System mit linearem Ein-/Ausgangverhalten [NG02]. Die Mehrheit der Autoren bezieht sich generell auf losebehaftete Systeme, jedoch mit der Einschränkung, dass sich die Nichtlinearität am Ein- oder Ausgang der Regelstrecke befinden muss.

RECKER et al. [Rec+91] stellen ein Identifikationsverfahren für die unbekannt Parameter einer Nichtlinearität (Totzone) vor, um damit eine möglichst treffsichere adaptive Umkehrfunktion abzuleiten. Der lineare Regelstreckenteil ist ein System erster Ordnung.

In einer Reihe von Veröffentlichungen von TAO und KOKOTOVIĆ werden Kompensationsstrategien für Spiel am Systemeingang (Aktor) [TK92] und Systemausgang (Sensor) [TK95] vorgestellt, die eine lineare Reglersynthese für das kompensierte System erlauben. Der erfolgreiche Einsatz von künstlichen neuronalen Netzen zur Identifikation der Spielparameter wird unter anderem in der Aufsatzsammlung [TL01] beschrieben.

Die Beschränkung auf Systeme mit ein- oder ausgangsseitiger Nichtlinearität ermöglicht den Einsatz bei Regelstrecken mit spielbehafteten Sensoren oder Fluid-Aktoren. Für Antriebsstränge und die spezifische Problemstellung bei Zahnradgetrieben sind die vorgestellten Ansätze generell nicht anwendbar. Die notwendige Umkehrfunktion zur Kompensation der Nichtlinearität hat bei einer spielbehafteten masselosen Welle den Differenzwinkel zwischen den gekoppelten Trägheiten als Ausgangsgröße (siehe Abb. 5.10). Daraus folgt, dass zur Kompensation des Verzahnungsspiels eben jener Differenzwinkel eine sprungförmige Änderung erfahren müsste, sobald sich die Zahnflanken ablösen und das Wellenmoment den Wert null erreicht. Da jedoch die Trägheiten der an- und abtriebsseitigen Komponenten die Nichtlinearität umschließen (»sandwiched non-linearity«) ist eine abrupte Winkeländerung physikalisch unmöglich.

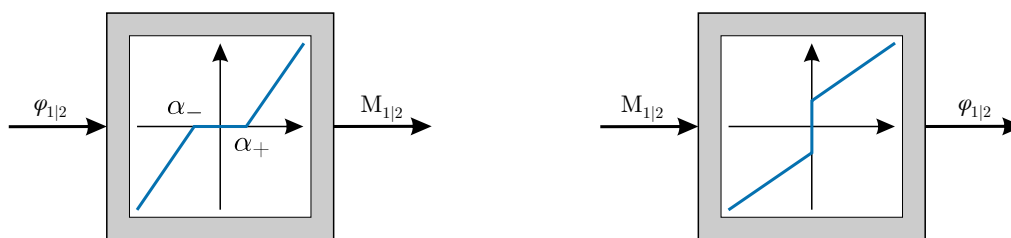


Abbildung 5.10: Totzonenmodell des Getriebespiels (links) und idealisierte Umkehrfunktion (rechts)

Eine realisierbare Alternative beschreiben BONEH et al. in dem Artikel [BY99]. Für ein Zweimasensystem mit bekannter Motor- und Lastposition wird eine kaskadierte Positionsreglerstruktur vorgeschlagen. Ein innerer Motor-Positionsregelkreis mit hoher Bandbreite soll bei geöffneter Lose schnellstmöglich die Durchquerung des Spiels über eine Referenztrajektorie sicherstellen. Ein überlagerter langsamerer Positionsregelkreis der Last realisiert die Sollwertfolge. Abgesehen von der grundsätzlichen Problematik eines nicht-kollokierten Stell- und Messortes bei elastischer Kopplung, kann der Ansatz unter hohem Stellgrößeneinsatz das Auftreten von Dauerschwingungen der Last nur begrenzen, aber nicht vollständig unterbinden.

5.4.6 Zwischenfazit

Aus der Vielzahl publizierter Verfahren und Ideen zur Beherrschung spielbehafteter Systeme eignet sich nur ein Teil für den Einsatz bei Schwenkantrieben. Wesentliche Randbedingung ist die Umsetzbarkeit auf den verbreiteten Anlagensteuerungen. Messungen und Simulationen belegen, dass am untersuchten Antriebsstrang selbst mit den bisherigen linearen Regelgesetzen keine extremen Überlasten auftreten. Eine Abwägung von Umsetzungsaufwand und Optimierungspotenzial lässt deshalb einen möglichst einfachen Ansatz attraktiv erscheinen. Idealerweise wird die vorhandene, etablierte Regelstrategie im Falle des Flankenkontaktes der Verzahnungen beibehalten. Somit sollte zur Spieldurchquerung das Umschalten auf einen zweiten Regler erfolgen. Die nachfolgend vorgestellte Regelstrategie baut auf den Ansätzen von SCHAEFER [Sch93] und EZAL et al. [EKT97] auf.

5.5 Konzeption und Umsetzung einer Strategie zum lastminimierten Spieldurchlauf

Der Grundgedanke für ein Verfahren zur Minimierung der Lasten im Zuge der Durchquerung des Getriebespiels entstammt den Erkenntnissen der vorangegangenen Abschnitte. So lässt sich eine Reduktion der Antriebsstrangbelastung durch eine Verringerung der Differenzdrehzahl zwischen Motor und Last im Moment des Flankenkontaktes nach erfolgter Spieldurchquerung erreichen. Damit einher gehen eine geringere Drehimpulsänderung der Zahnräder und eine reduzierte Stoßbelastung in den Zahnradpaarungen. Auch die Anregung niederfrequenter Drehschwingungen des Wellenstranges sinkt, zusätzlich erfahren die abtriebsseitigen Strukturen eine minimierte Beschleunigungsänderung. Strukturell lässt sich das im folgenden vorgestellte Verfahren als Zusatzmodul in die vorhandene Antriebsregelung integrieren.

5.5.1 Optimaltrajektorie zur Spieldurchquerung

Die Durchquerung des Zahnflankenspiels aller Getriebestufen kann als Optimalsteuerungsproblem aufgefasst werden. Ziel ist die Findung eines Stellgrößenverlaufs $u(t)$ der den Motor als idealisierten Massepunkt zeitoptimal um den Spielwinkel α bewegt. Mathematisch führt dies auf das nichtlineare Optimierungsproblem

$$\begin{aligned}
 & \min_{u(t)} T \\
 \text{s. t.} \quad & \frac{1}{J_1} \int_0^T u(t) dt = \varphi_1(T) = \alpha \\
 & \frac{1}{J_1} \int_0^T u(t) dt = \omega_1(T) = 0 \\
 & u(t=0) = u(t=T) = 0 \\
 & |u| \leq M_{1,\max} \\
 & \left| \frac{du}{dt} \right| \leq \frac{M_{1,\max}}{t_a}
 \end{aligned} \tag{5.24}$$

Eine Reihe von Zwangsbedingungen sichert die technische Realisierbarkeit und lässt die Starrkörperdynamik des Motors einfließen:

- Der Motordrehwinkel $\varphi_1(T)$ zur Zielzeit T muss der Spielweite α entsprechen.
- Zur Lastminimierung muss die Zielgeschwindigkeit $\omega_1(T)$ null betragen.
- Der Stellgrößenverlauf beginnt und endet lastfrei, d.h. $M_1 = 0$.
- Um die endlichen Drehmomentbelastbarkeit der elektrischen Maschine zu berücksichtigen, muss die Stellgrößenbeschränke $M_{1,\max}$ eingehalten werden.
- Die Anstiegsrate des Drehmomentes du/dt soll begrenzt sein, um höherfrequente Eigenschwingformen des entkoppelten Wellenstranges nicht anzuregen. Dies entspricht einer Ruckbegrenzung mit der Ruckdauer t_a .

Zur numerischen Lösung des Trajektorienoptimierungsproblems ist die Überführung in eine Formulierung mit endlicher Parameteranzahl notwendig [Bet10]. Durch zeitliche Diskretisierung in N Zeitpunkte ergibt sich die zu optimierende Stellgrößenfolge $\mathbf{u} = [u_0, \dots, u_{N-1}]$ mit $u_0 = u(t=0)$ und $u_{N-1} = u(t=T)$. Ergänzt um die Gesamtzeit T als Optimierungszielgröße ist die Lösung mit gängigen Parameteroptimierungsalgorithmen wie z. B. `fmincon()` in MATLAB möglich.

Abb. 5.11 zeigt die Optimaltrajektorie für eine beispielhafte Spielweite $\alpha = 10$ rad, ein zulässiges Motordrehmoment $M_{1,\max} = 500$ Nm und eine Ruckdauer $t_a = 0,1$ s. Um die Zielposition in minimaler Zeit zu erreichen, erfolgt die Steuerung mit den betragsmäßig maximal zulässigen Drehmomenten, welche über konstante Anstiegsraten erreicht werden. Die intuitiv schlüssig erscheinende Lösung stellt gleichzeitig das mathematische Optimum dar.

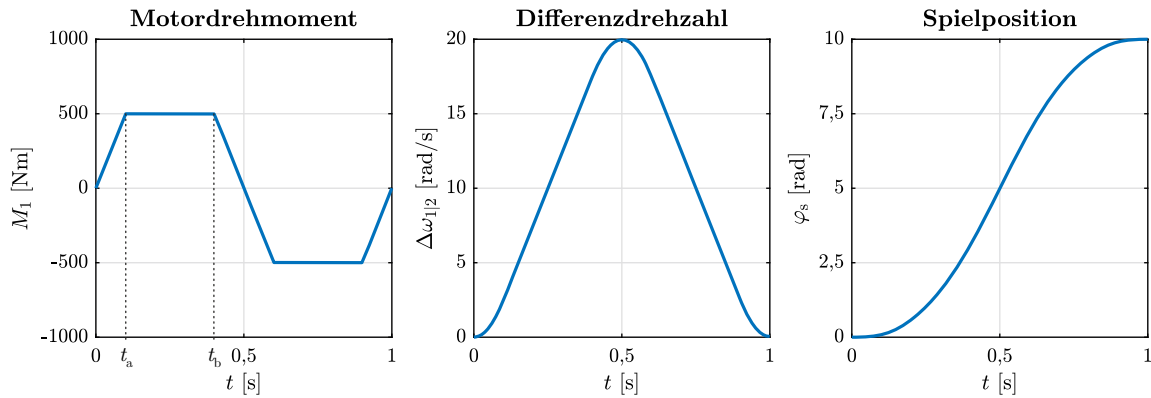


Abbildung 5.11: Optimaltrajektorie zur Spieldurchquerung

5.5.2 Realisierung der Spieldurchquerung

Entscheidend für die Praktikabilität der Spieldurchquerungsstrategie ist die einfache Umsetzbarkeit. Zu Beginn jedes Reversiervorganges wird dazu einmalig die Bahnkurve berechnet. Die gefundene numerische Lösung aus dem vorherigen Abschnitt lässt sich analytisch kompakt als Ruckprofil beschreiben.

$$\ddot{\varphi}(t) = \frac{M_{1,\max}}{J_1 t_a} \begin{cases} 1 & , t \leq t_a \\ 0 & , t_a < t < t_b \\ -1 & , t_b \leq t \leq t_b + 2t_a \\ 0 & , t_b + 2t_a < t < 2t_b + t_a \\ 1 & , 2t_b + t_a \leq t \leq 2t_b + 2t_a \end{cases} \quad (5.25)$$

Der anschließend benötigte Geschwindigkeitsverlauf folgt durch zweimalige Integration des Rucks $\ddot{\varphi}$. Gl. 5.25 beruht neben der Ruckdauer t_a noch auf dem Zeitpunkt t_b zu dem die erstmalige Verzögerung beginnt (siehe Abb. 5.11). Nach kurzer kinematischer Rechnung ergibt sich

$$t_b = \frac{t_a}{2} + \sqrt{\frac{t_a^2}{4} + \frac{\alpha J_1}{M_{1,\max}}} \quad (5.26)$$

Maßgeblicher Parameter für die Trajektorienberechnung ist die Spielweite α . Indirekt ist die gesuchte Information im Spielpositionswinkel φ_s enthalten, dessen Schätzung mit dem in Kapitel 4 vorgestellten KALMAN-Filter gelingt. Die sich bei Flankenkontakt einstellenden Extremwerte von φ_s repräsentieren die beiden Grenzwerte α_+ und α_- . Diese lassen sich automatisiert in Echtzeit auswerten: Wirkt für eine gewisse Zeitdauer t_{\min} ein positives Motormoment auf den Antrieb, wird der Wert von φ_s als α_+ abgespeichert. Analog erfolgt eine Ermittlung des zweiten Grenzwertes α_- . Die Zeitdauer t_{\min} sollte größer als die Reversierdauer gewählt werden und stellt sicher, dass Flankenkontakt vorliegt und stabilisierte Werte von φ_s gespeichert werden.⁴

Realisieren lässt sich die so ermittelte Trajektorie über eine Differenzdrehzahlregelung. Das aus Gl. 5.25 resultierende Drehzahlprofil beschreibt die Relativbewegung von Motor und Lastseite. Folglich liegt es nahe, durch einen Differenzdrehzahlregler die Motordrehzahl an die nicht als konstant anzunehmende Lastdrehzahl zu koppeln. Im Gegensatz zu den Verfahren [Sch93; EKT97] ist eine mehrfache Neuberechnung der Trajektorie in Abhängigkeit der momentanen

⁴Auf diese Weise lassen sich auch Veränderungen des Getriebeispiels im Betrieb erfassen, sei es verschleißbedingt oder durch Achsabstandsänderung infolge eines Rundlauffehlers von Schwenklager und Zahnkranz. Das Verfahren ist damit auch für Anwendungen jenseits der Antriebsregelung nutzbar.

Lastbewegung während der Spieldurchquerung nicht notwendig. Ein PI-Folgeregler mit einer Parametrierung entsprechend des symmetrischen Optimums stellt einen minimalen Drehzahlregelfehler bei weitgehender Ausnutzung der Stelldynamik sicher. Durch die Wahl der Ruckdauer wird sichergestellt, dass die dynamische Motorregelung keine Eigenschwingformen des entkoppelten Motorwellenstranges anregt.

Das Schema in Abb. 5.12 zeigt den prinzipiellen Aufbau der Spieldurchlaufregelung und die Integration in die bisherige Antriebsregelung. Wenn sich das Vorzeichen der Ziel-Schwenkgeschwindigkeit ändert, wird die Spieldurchlaufstrategie initiiert. Sobald die vorausberechnete Durchlaufzeit T verstrichen ist, erfolgt ein Umschalten auf den Kontaktdrehzahlregler. Das zeitbasierte Umschalten sichert in jedem Fall dass das Spiel durchquert wird – entweder durch den Spieldurchlaufregler oder, bei Schätzfehlern der Spielweite, durch den konventionellen Kontaktdrehzahlregler.⁵ Da keine gemessenen oder geschätzten Drehwinkel zur Aktivierung und Deaktivierung des Spielreglers genutzt werden, ist ein mehrfaches Umschalten oder die Instabilität des hybriden Regelsystems ausgeschlossen.

Bei Mehrmotorensystemen ist für jeden Antriebsstrang ein eigener Motordrehzahlregler vorzusehen. Die maximale Spielweite aller Antriebe wird zur Berechnung des Zeitparameters in Gl. 5.26 genutzt. Damit alle Antriebsstränge das jeweilige Getriebespiel zum selben Zeitpunkt durchlaufen haben, ist eine Absenkung des Maximaldrehmomentes bei den Antriebssträngen mit geringerem Spiel notwendig. Durch den so erreichten gleichzeitigen Flankenkontakt aller Antriebe kann nach dem Spieldurchlauf die Kontaktdrehzahlregelung wieder aktiviert werden.

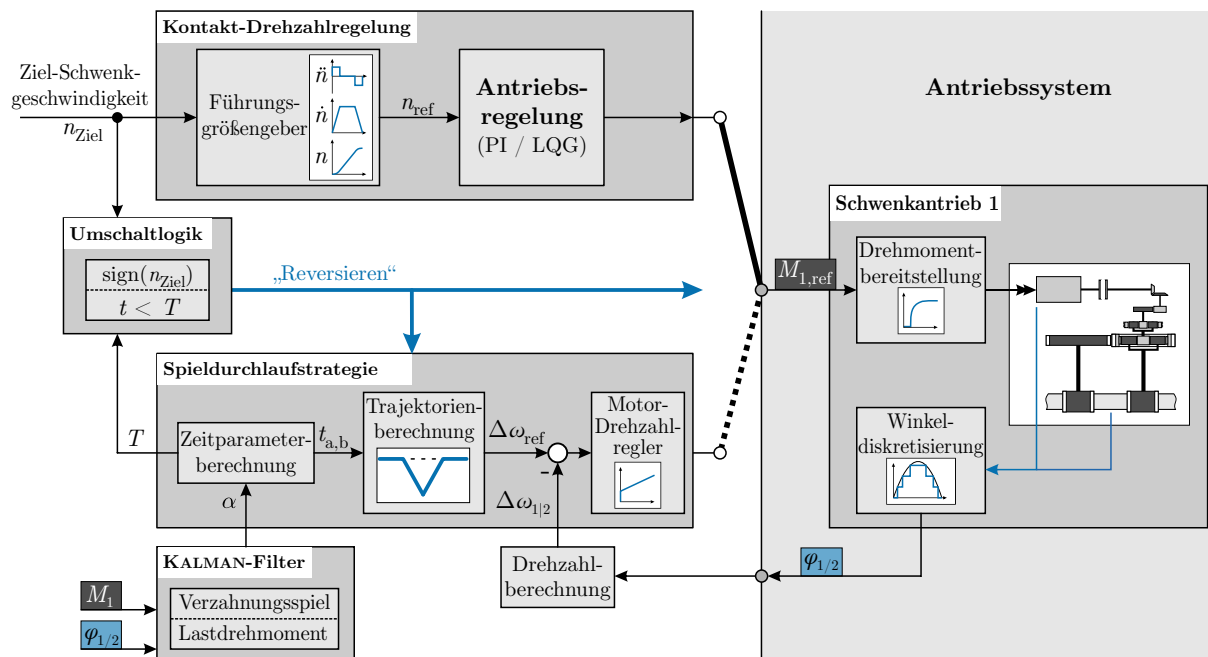


Abbildung 5.12: Struktur der Antriebsregelung mit Zusatzmodul zum lastminimierten Spieldurchlauf

⁵Der gewählte Umschaltzeitpunkt bedingt, dass der Antriebsstrang zu Beginn noch verspannt sein kann. Der Spielwinkelschätzung ist deshalb in Gl. 5.26 noch die ebenfalls vom KALMAN-Filter geschätzte elastische Antriebsstrangverdrillung $\Delta\varphi_{1,2} = \hat{M}_2/k$ aus dem Lastmoment zu addieren.

5.5.3 Simulative Verifizierung

Zur Funktionsprüfung der vorgestellten Strategie wird das MKS-Gesamtsystemmodell des Beispielschwenkwerks aus Kapitel 3 genutzt. Als Test-Lastfall dient ein beschleunigtes Reversieren in 12s statt 16,5s, bei dem mit der momentan eingesetzten konventionellen Antriebsregelung unzulässige Lastspitzen auftreten würden (siehe auch S. 111). Abb. 5.13 veranschaulicht den Lastfall anhand der Motordrehzahlprofile und der Stellmomente aller vier Antriebe.

Vor dem eigentlichen Reversieren mit aktiver Spieldurchlaufregelung (ab $t = 30$ s) muss das Verzahnungsspiel α_i für alle Antriebsstränge geschätzt werden. Hierzu erfolgt ein Anlagenhochlauf, an den sich ein Umsteuerzyklus anschließt. Im unteren Teil-Diagramm ist die Schätzung der Spielposition $\varphi_{s,i}$ des KALMAN-Filters abgebildet. Zusätzlich hervorgehoben sind die Phasen, in denen sich durch ein dauerhaft positives bzw. negatives Motordrehmoment ein gesicherter Vor- oder Rückflankenkontakt eingestellt hat und die Grenzen des Verzahnungsspiels automatisiert ausgelesen werden. In der Simulation weisen die vier Antriebe ein unterschiedliches Gesamtflankenspiel auf. Grundlage hierfür bildet die Fertigungstoleranz des Achsabstandes zwischen den Abtriebsritzeln des Schwenkgetriebes und dem Zahnkranz. Die antriebsspezifischen Spieldurchlauftrajektorien zeigen sich in den Motordrehzahlprofilen und den Stellmomentenverläufen.

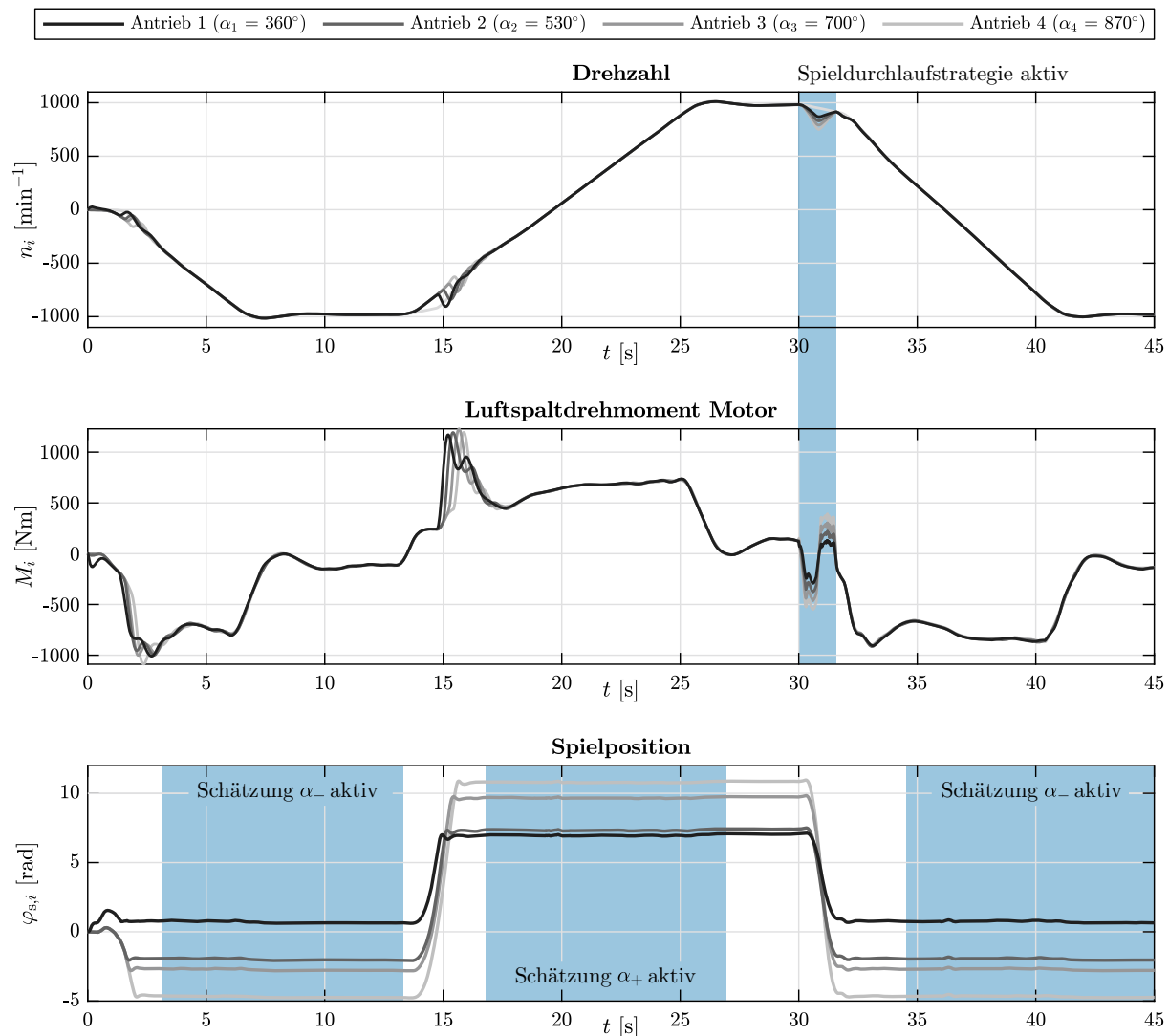


Abbildung 5.13: Lastfall zum Test der adaptiven Spieldurchlaufstrategie unter Nutzung des detaillierten Gesamtsystem-Simulationsmodells

Die Wirksamkeit der Maßnahme veranschaulicht Abb. 5.14. Im Vergleich zur reinen PI-Drehzahlregelung lässt sich die Antriebsstrangbelastung um ca. 50 % reduzieren. Die überlagerten höherfrequenten Lastanteile ab $t = 31$ s entstehen durch den erstmaligen Rückflankenkontakt der einzelnen Getriebestufen, bevor es zum dauerhaften Anliegen der Zahnflanken kommt. Hervorzuheben ist, dass die Reduktion allein durch eine Minimierung der Schwingungsanregung (Ursache) erzielt wird, sodass keine höherwertige Regelung zur aktiven Dämpfung der Triebstrangschwingungen (Folge der Anregung) erforderlich ist.

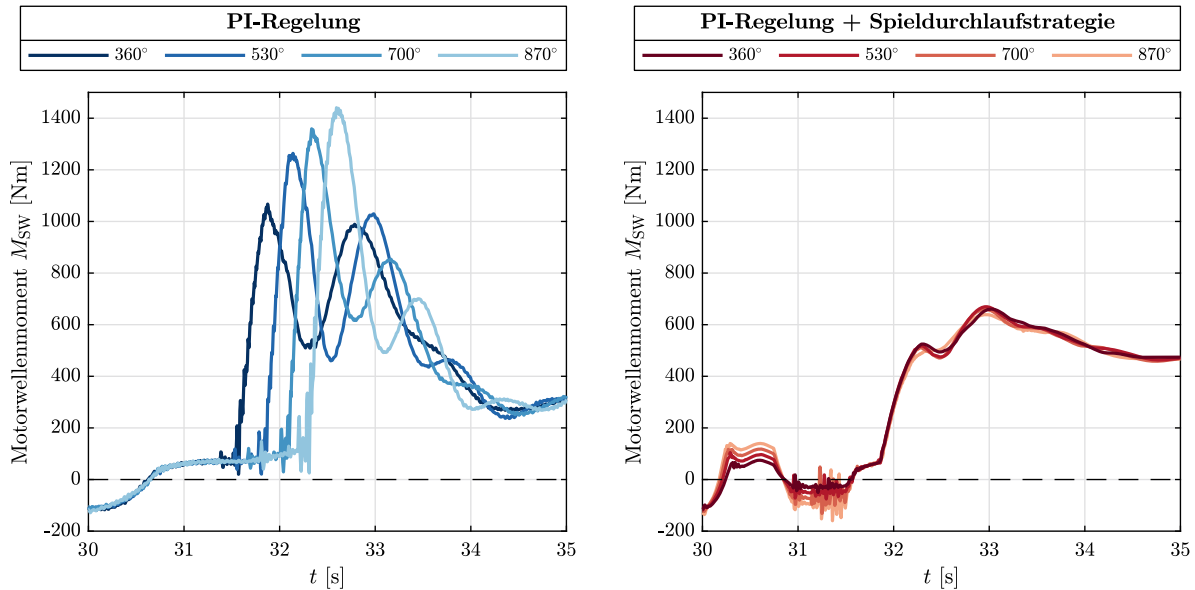


Abbildung 5.14: Getriebebelastung bei unterschiedlichen Beträgen des Gesamtflankenspiels mit und ohne adaptive Spieldurchlaufstrategie. Alle Antriebsstränge des Beispielschwenkantriebes weisen unterschiedliche Spielbeträge auf. Jede Kurve beschreibt einen der vier Antriebe.

Abschließend soll die Robustheit des Verfahrens gegenüber Schätzfehlern der Spielweite α geprüft werden. Das Getriebeispiel ist die einzige nicht direkt messbare Größe, auf der die vorgestellte Spieldurchquerungsstrategie basiert. Aus Implementierungen von vergleichbaren Algorithmen zur Spielschätzung [Red+20; HK07] ist bekannt, dass selbst unter Praxisbedingungen maximale Schätzabweichungen unter 2 % erreichbar sind. Um zu prüfen, inwiefern sich eine ungenaue Schätzung der Spielweite auf die Antriebsstrangbelastung auswirkt, wird der bereits in Abb. 5.13 dargestellte Lastfall erneut aufgegriffen. Zur Rechenzeitoptimierung für die nachfolgenden Serienrechnungen wird die Mechanik über ein recheneffizientes Mehrmassen-Drehschwingungsmodell abgebildet. Das interessierende maximale Drehmomentbelastung des Antriebs wird hierdurch gut wiedergegeben. Abb. 5.15 stellt die Antriebsstrangbelastungen gegenüber, die sich für verschiedene relative Schätzfehler des Getriebeispielwinkels ergeben. Die schwarze Kurve repräsentiert eine exakte Schätzung und bildet somit die Referenz. Wird das reale Getriebeispiel unterschätzt ($\tilde{\alpha} < \alpha_{\text{real}}$, rote Kurven), erfolgt die Umschaltung auf den Kontakt-Drehzahlregler zu früh. Dieser sichert eine Durchquerung der Lose, gewährleistet dabei jedoch kein sanftes Anlegen der Zahnflanken. Folglich kommt es zu moderaten Lastüberhöhungen. Kritischer ist der Fall, dass das reale Getriebeispiel überschätzt wird ($\tilde{\alpha} > \alpha_{\text{real}}$, blaue Kurven). Dabei tritt der initiale Flankenkontakt noch während des beschleunigten Spieldurchgangs auf. Je nach Festlegung der Zeit- und Drehmomentgrenzen der Spieldurchquerungstrajektorie können große Differenzdrehzahlen im Antriebsstrang auftreten und zu hohen Überlasten führen. Doch erst bei einem Schätzfehler von +20 % wird das Lastniveau erreicht, das ohne die vorgeschlagene Spieldurchlaufstrategie (sondern allein mit der konventionellen PI-Antriebsregelung) vorliegen würde.

Solange eine Schätzung des Getriebespiels in den Grenzen zwischen -20% und $+12\%$ gelingt, wäre das vorgeschlagene Verfahren im konkreten Anwendungsfall und mit den gewählten Parametern nutzbringend einsetzbar. Die auftretenden Lastüberhöhungen unterschreiten dann das Getriebe-nennmoment und führen deshalb nicht zum Auslösen der Überlastkupplung, auch die angestrebte Reduktion der Reversierdauer wird erreicht. Im realistischeren Fall von Unsicherheiten der Spielschätzung in der Größenordnung von $\pm 5\%$ bleibt die eingangs prognostizierte deutliche Lastreduktion unverändert erhalten.

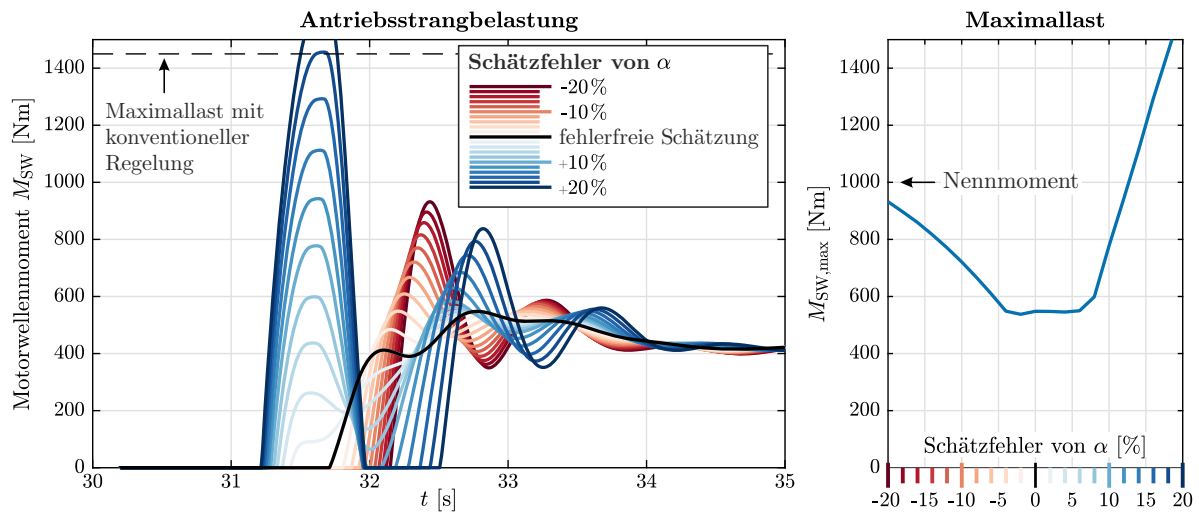


Abbildung 5.15: Robustheitsbewertung der Spieldurchlaufstrategie bei fehlerhafter Schätzung des Getriebeispielwinkels α

6 Zusammenfassung und Ausblick

6.1 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit stellt Möglichkeiten zur Beschreibung, Analyse und gezielten Optimierung der Antriebsdynamik von Schwenkwerken vor. Eine genaue Kenntnis der maschinendynamischen Effekte ermöglicht eine beanspruchungsgerechte – und damit ressourcenschonende – Dimensionierung der mechanischen Komponenten. Gleichmaßen befördert sie die Identifikation von belastungsreduzierenden Betriebsstrategien und somit eine gesteigerte Anlagensicherheit und -zuverlässigkeit. Der dazu beschrittene Lösungsweg basiert auf den nachfolgend zusammengefassten vier inhaltlichen Schwerpunkten:

Detaillierte Modellierung von Schwenkwerken

Schwenkwerke sind mechatronische Systeme, bestehend aus einem elektromotorisch angetriebenen Zahnradgetriebe (Schwenkantrieb), einer Drehverbindung zwischen feststehendem und schwenkbarem Anlagenteil sowie einer Antriebsregelung. Ein eingangs vorgestellter Literaturüberblick zu Schwenk- und Drehwerken sowie Azimutantriebssystemen aus verschiedenen Anwendungsfeldern unterstreicht, dass eine detaillierte Modellierung und Simulation all jener Systembestandteile bisher nicht Untersuchungsgegenstand war. Deshalb wird im ersten Teil der Arbeit eine ganzheitliche Modellierungsmethodik vorgestellt und beispielhaft an dem Schwenkwerk eines Großbaggers umgesetzt. Zielstellung ist dabei die Nachbildung der relevanten, messtechnisch nachweisbaren antriebsdynamischen Effekte und Getriebebelasten durch ein Simulationsmodell.

Grundlage bildet die Abbildung des mechanischen Antriebsstranges als vollelastisches Mehrkörpersystem-Modell. Im Gegensatz zu herkömmlichen Drehschwingungsmodellen wird dadurch eine signifikant gesteigerte Aussagekraft und Realitätsnähe erreicht. Zusätzlich zur Rotation als Hauptbewegungsrichtung können sich die Körper des Wellenstranges auch räumlich verlagern und verkippen. Da weiterhin die Elastizität von geometrisch komplexen Integralbaugruppen wie Planetenträgern und Getriebegehäusen berücksichtigt wird, steigt die Abbildungsgüte des Modells.

Es werden Vorschläge zur Modellierungstiefe für den Aufbau eines detaillierten vollelastischen MKS-Simulationsmodells zusammengestellt. Ein Kerngedanke ist dabei, die Systemgrenze so weit zu fassen, dass die Modellparameter durch Geometrie, Materialeigenschaften oder die bekannten Kraft-Verschiebungs-Zusammenhänge der jeweiligen Komponenten des realen Systems eindeutig und ohne iterative Abstimmung ermittelt werden können. Der damit verbundene Verzicht auf vage Parameterannahmen bedingt ein aufwendiges Vorgehen, um die elastischen Komponenten des Wellenstranges, der Getriebeumgebung und der zu schwenkenden Strukturen modellhaft zu beschreiben. Die Modellierung führt auf separate Submodelle von Schwenkgetriebe, Schwenklager und den schwingungsfähigen Stahlbaustrukturen am Getriebeausgang. Alle Teilmodelle fügen sich schließlich zu einem mechanischen Gesamtmodell.

Im Sinne einer domänenübergreifenden Gesamtsystembetrachtung bleibt der Fokus nicht auf die mechanischen Komponenten des Antriebsstranges beschränkt. Zur Abbildung der Interaktionen zwischen Mechanik und geregelter elektrischer Antrieb wird eine Modellerweiterung um die Antriebsregelung, die Sensorik und die elektrische Antriebsmaschine vorgenommen.

Anschließend erfolgt eine messdatengestützte Modellvalidierung, um die Güte und Richtigkeit der Modellannahmen zu bewerten. Hierzu wurden am realen Schaufelradbagger mehrere Messstellen zur Erfassung von Lasten und Bewegungsgrößen installiert. Da die Sensoranzahl

für eine experimentelle Identifikation von Schwingformen nicht ausreicht, kann die Modellvalidierung nicht wie üblich über modale Eigenschaften durchgeführt werden: d. h. der Abgleich von Eigenfrequenzen und Eigenschwingformen zwischen Modell und Realität ist nicht möglich. Stattdessen wird auf die Betriebsmessdaten aus einer einwöchigen Messkampagne unter Nutzung der installierten Sensorik zurückgegriffen. Ziel der Simulation ist die Nachbildung ausgewählter gemessener Lastfälle. Über den Vergleich der Systemreaktionen von Modell und Realsystem im Frequenzbereich sowie die Darstellung und statistische Auswertung der Zeitverläufe wird eine Validierung angestrebt. Für derartige Zeitbereichssimulationen muss das Gesamtsystemmodell noch um Annahmen zu den statischen und dynamischen Betriebslasten erweitert werden. Der mit hochdynamischen Vorgängen einhergehende Arbeitsprozess des untersuchten Großgerätes wird über ein semi-analytisches Kraftelement nachgebildet. Als Validierungslastfälle werden zum einen der Betrieb mit konstanter Schwenkdrehzahl und zum anderen das Umsteuern der Antriebe ausgewählt.

Der Schwenkbetrieb mit dauerhaft konstanter Drehgeschwindigkeit stellt einen stationären Lastfall dar, bei dem sich etwaige Resonanzen ausbilden können. Es bietet sich deshalb eine Auswertung im Frequenzbereich an. Durch systematische Analyse der Messdaten gelingt zunächst die Unterscheidung zwischen Anregungskomponenten (Schwingungsursache) und resonanzbedingten Überhöhungen (Wirkung). Die Simulation des Lastfalls bestätigt die hohe Abbildungstreue des Gesamtsystemmodells. Einerseits werden die messtechnisch nachweisbaren Resonanzfrequenzen von Antriebsstrang und abtriebsseitigen Stahlbaustrukturen genau wiedergegeben. Andererseits bewegen sich auch die simulierten Belastungen und Beschleunigungen in ähnlichen Größenordnungen. Eine exakte Reproduktion der Messdaten ist durch die komplexen und teils stochastischen Anregungsmechanismen sowie die schwer quantifizierbaren Dämpfungseffekte nicht zu erwarten.¹

Der zweite Validierungslastfall umfasst den instationären Vorgang der Schwenkrichtungsumkehr. Hierbei ergibt sich eine differenziertere Einschätzung. Das Simulationsmodell ist in der Lage, die Spitzenlasten und die zeitlich gemittelte Belastung in den einzelnen Phasen des Reversiervorganges sehr gut wiederzugeben. Dies unterstreicht die korrekte Abbildung der niederfrequenten Torsionsdynamik und untermauert die Relevanz des Getriebespiels als Ursache der maximalen Antriebsstrangbelastung. Hingegen kann die messtechnisch nachgewiesene starke Ungleichförmigkeit des Motorwellendrehmomentes nur ungenau simuliert werden. Zurückzuführen ist dies darauf, dass die zugrundeliegenden höherfrequenten Anregungsmechanismen unbekannt sind. Gleichmaßen erweist sich die Quantifizierung der Haftreibungsphänomene bei geringen Relativgeschwindigkeiten in den Verzahnungen und Lagern nahe des Drehzahl-Nulldurchganges als schwierig.

Hervorzuheben ist, dass das Torsionseigenverhalten in Form der ersten und zweiten Torsionseigenschwingung ohne eine iterative Modellabstimmung auf Antrieb präzise abgebildet wurde. Allein die Erfassung der maßgeblichen Steifigkeiten und Trägheiten durch den gewählten Detaillierungsgrad erweist sich dafür als ausreichend. Die erreichte Modellgüte rechtfertigt den erheblichen Aufwand bei der Modellbildung.

Aufbau eines Gesamtverständnisses zum Systemverhalten von Schwenkantrieben

Im Verlauf der Modellierung und Messdatenauswertung konnte das Systemverhalten des untersuchten Schwenkantriebes detailliert messtechnisch und simulativ untersucht werden. Die systematische Analyse des Eigenschwingungsverhaltens kristallisierte zwei für das Gesamtsystem bedeutsame Phänomene heraus.

¹Da der Lastfall im weiteren Verlauf für die *vergleichende* Bewertung des Potenzials aktiver Schwingungsdämpfungsmaßnahmen dient, ist dies auch nicht notwendig. Wichtiger als die amplitudenrichtige Wiedergabe der Reaktionen, ist die frequenzrichtige Abbildung der relevanten Eigenschwingungen und ihre Anregung.

Erstens ist bei Mehrmotorenantrieben mit dem Auftreten gegenphasiger Motorschwingungen geringer Frequenz zu rechnen. Dieser mangelnde dynamische Gleichlauf ist mit großen Lastamplituden in den Antriebssträngen verbunden. Auf die Strukturen jenseits des Zahnkranzes wirken sich derartige Schwingungen jedoch nicht aus, denn es besteht ein lokales Kräftegleichgewicht zwischen den Antriebssträngen. Für die Modellierung der Schwingungserscheinung bedeutet dies, dass keine Informationen zu den abtriebsseitigen Strukturen vorliegen müssen. Bereits mit einem Modell einer Motor-Getriebe-Einheit lässt sich die zugehörige Eigenfrequenz verlässlich prognostizieren.

Zweitens ist eine solche isolierte Analyse des Schwenkantriebes für andere Schwingformen, bei denen kein internes Kräftegleichgewicht besteht, nicht empfehlenswert. So sind generell dynamische Wechselwirkungen zwischen den Antrieben und den zu schwenkenden, schwingungsfähigen Komponenten zu erwarten. Eine gemeinsame Betrachtung der Strukturmechanik des Tragwerks und der Antriebsdynamik des Schwenkwerks ist in jedem Fall ratsam.

Auch die Anregungscharakteristik setzt sich aus zwei verschiedenen Hauptanteilen zusammen. Zum einen existieren je nach Anwendungsgebiet spezifische Anregungsmechanismen aufseiten des Getriebeausganges. Das untersuchte Beispielschwenkwerk weist starke Kraftanregungen sehr niedriger Frequenz durch den Grabprozess des Schaufelrades auf. In der Folge reagiert der Schwenkantriebsstrang mit erzwungenen Schwingungen. Da die Eigendynamik des Antriebssystems nicht angesprochen wird, sind keine zusätzlichen Lastüberhöhungen zu beobachten. Eine Reduktion der damit verbundenen Komponentenbelastung wäre nur durch eine Verminderung der Anregungsintensität zu erreichen.

Zum anderen bedingt die konstruktive Gestaltung der eingesetzten Zahnradgetriebe weitere, getriebeinterne Anregungen. Dominierender Mechanismus ist die Schwankung der Eingriffssteifigkeit der geradverzahnten Getriebestufen. So erzeugt der Zahneingriff zwischen Zahnkranz und Abtriebsritzel des Schwenkgetriebes eine überaus energiereiche Parametererregung. Infolge dieser Anregungsquelle bildet sich bei dem hier betrachteten Antrieb eine niederfrequente Drehschwingungsresonanz bei Nenndrehzahl aus. Das Betriebsszenario mit phasenweise konstanter Schwenkgeschwindigkeit begünstigt große Lastüberhöhungen (Resonanzeinlauf). Mit der beschriebenen Modellierungs- und Analysemethodik ist eine frühzeitige Identifikation kritischer Betriebspunkte möglich. Eine Reduktion der resonanzbedingten Lastüberhöhungen ist sowohl durch Minderung der Anregung (Schrägverzahnung) als auch durch eine Änderung der modalen Eigenschaften (Eigenfrequenz, Dämpfung) denkbar.

Hauptinflussgrößen auf die unteren Eigenfrequenzen sind die Verteilung der rotatorischen Trägheit entlang des Antriebsstranges und dessen Elastizität. Letztere wird maßgeblich durch die Nachgiebigkeiten am langsamlaufenden Getriebeausgang in Form der Ritzel-Zahnkranz-Paarung, der Abtriebswelle und der Ritzellagerung beeinflusst.

Die Dämpfung in den Verzahnungen und Wälzlager des Getriebes ist von begrenzter Bedeutung. Bei konstruktiv einfach ausgeführten Baureihen-Schwenkgetrieben (vgl. Abb. 1.1) sind ggf. die dissipativen Effekte in den Axialgleitlagerungen der Planetenträger von Belang. Bei günstiger Auslegung wirkt die Antriebsregelung als Hauptdämpfungsquelle der niederfrequenten Drehschwingungen.

Von besonderer Bedeutung für das Systemverhalten und die Belastungssituation von Schwenkantrieben ist das Getriebespiel. Ursachen und Auswirkungen werden detailliert dargestellt. Eine Folge des Zahnflankenspiels im Schwenkgetriebe ist das Auftreten wiederkehrender Spitzenlasten infolge des Spieldurchlaufs bei Hochlaufvorgängen und Drehrichtungsumkehr. Aus Sicht der Betriebsfestigkeit handelt es sich dabei um ein schädigungsrelevantes Ereignis. Bereits bei wenigen Spitzenlastereignissen pro Tag werden bei den üblichen Anlagennutzungsdauern von 20 und mehr Jahren Lastwechselzahlen erreicht, die in den Zeitfestigkeitsbereich fallen und keine Bauteilauslegung auf Basis statischer Festigkeitskennwerte mehr rechtfertigen. Die Lasthöhe folgt aus der Größe des Getriebespiels und der Drehzahldifferenz zwischen An- und Abtriebsseite

im Moment des Zahnflankenkontaktes. Somit übt die Betriebsstrategie des Antriebssystems einen großen Einfluss aus. Auf Grundlage dieses Zusammenhangs wird bei Schwenkantrieben oft eine sehr geringe Drehzahländerungsrate gewählt – mit dementsprechend träger Reaktion auf Änderungen der Soll-Schwenkgeschwindigkeit. Auch eine niederfrequente Torsionsdynamik wirkt sich lastmindernd bei Spieldurchläufen aus.

Die genannten Punkte belegen, dass konstruktive Maßnahmen zur gezielten Beeinflussung der Torsionsdynamik – üblicherweise in Form einer Versteifung durch zusätzlichen Materialeinsatz – hier nicht zielführend sind. Weder ist eine nennenswerte Erhöhung der Eigenfrequenz mit vertretbarem Aufwand möglich (Eigenfrequenz $\sim \sqrt{\text{Steifigkeit}}$), um bspw. Resonanzpunkte aus dem Betriebsbereich zu schieben; noch wirkt sich ein solches Vorgehen positiv auf die spielbedingten Spitzenlasten aus. Gleichzeitig steht mit der Antriebsregelung eine systemdynamisch hoch wirksame Stellschraube bereit, um einerseits die Dämpfung von Drehschwingungsresonanzen aktiv zu erhöhen und andererseits durch eine angepasste Betriebsstrategie auch transiente Maximallasten zu minimieren.

Ableitung recheneffizienter Minimalmodelle

Um die wesentlichen Charakteristiken von Schwenkantrieben auch mit geringerem Modellierungsaufwand beschreiben zu können, erfolgt die Ableitung eines recheneffizienten, allgemeingültigen Minimalmodells. Die direkte Bereitstellung der Modellgleichungen erlaubt eine softwareunabhängige Implementierung.

Die genutzte Topologie des mechanischen Teilmodells als Mehrmassen-Drehschwinger ist keineswegs neu. Jedoch kann die Findung der Modellparameter durch die vorangegangene Identifikation der systemdynamischen Haupteinflussgrößen zielgerichteter und zuverlässiger erfolgen. Vormalig notwendige zeitaufwendige und ggf. sicherheitskritische Experimente an dem realen Antrieb zur Findung von Modellparametern können somit entfallen. Auch die Abschätzung des torsionsdominierten Eigenverhaltens ist mit dem Minimalmodell möglich.

Nach einer Erweiterung um einfache Teilmodelle für Aktorik und Sensorik ist eine Nutzung für die modellbasierte Synthese von Regelalgorithmen denkbar. Wird auch die Antriebsregelung in das domänenübergreifende Minimalmodell integriert, besteht zudem die Möglichkeit zur Zeitbereichssimulation verschiedener Lastfälle.

Anstelle der bisher praktizierten Belastungsabschätzung im Auslegungsprozess mittels generalisierter Anwendungs-, Stoß-, oder Dynamikfaktoren können nun die realen Betriebsbedingungen (Drehzahlregelverfahren, Größe des Getriebespiels) und die konstruktiven Besonderheiten (Antriebsdynamik) direkt simulativ berücksichtigt werden. So ist mit einer konservativen Abschätzung des vorhandenen Getriebespiels und des geplanten Reversier-Drehzahlprofils bereits eine verlässliche Prognose der Schnittlasten an den Maschinenelementen des Antriebsstranges während der Drehrichtungsumkehr möglich. Auch die Maximalbelastung bei selten auftretenden Sonderlastfällen wie der Notbremsung (Einfall der motorseitigen Betriebsbremse) kann simulativ ermittelt werden. Das vorgestellte Minimalmodell kann somit die Grundlage für eine beanspruchungsgerechte Dimensionierung der Antriebsstrangkomponenten darstellen.

Entwicklung von Verfahren zur Optimierung des Anlagenbetriebs

Auf Grundlage der gewonnenen Erkenntnisse ist es gelungen, die Betriebsstrategie der Anlage gezielt zu optimieren. Eine schonende Betriebsweise und eine gesteigerte Zuverlässigkeit lassen sich einfach und wirkungsvoll über Modifikationen der Antriebsregelung erreichen.

Zur Verbesserung der Drehzahlregelgüte und zur Beherrschung der herausfordernden Dynamik elastischer Antriebsstränge wird eine Mehrgrößenregelstrategie in Form einer LQG-Zustandsrege-

lung entworfen. Im Zuge der Reglersynthese erfolgt eine umfassende Darstellung der wesentlichen Hürden, die bei der Auslegung auftreten. Die entscheidenden Schwierigkeiten lassen sich durch die Verwendung des vorgestellten Modellansatzes für die Auslegung, das erläuterte Konzept zur Schätzung der Zustandsgrößen ohne Zusatzsensorik und die intuitive Methode zur Reglersynthese und Robustheitsbewertung umgehen. Besonderes Augenmerk liegt auf der praktischen Umsetzbarkeit des Regelverfahrens in Anbetracht der üblicherweise begrenzten Sensoranzahl an der Regelstrecke. Die Vor- und Nachteile der vorgeschlagenen Zustandsregelung im Vergleich zum derzeitigen Industriestandard werden differenziert und allgemeingültig für drehzahlgeregelte Antriebe mit elastischem Wellenstrang dargestellt.

Zur Reduktion von Reversierlasten und Reversierdauer werden zunächst in einem umfangreichen Literaturüberblick bisher bekannte Regelverfahren für spielbehaftete Antriebe aufgearbeitet. Speziell für die Einsatzbedingungen von Schwenkantrieben wird darauf aufbauend ein innovatives Verfahren zur zeit- und belastungsoptimierten Durchquerung des betragsmäßig großen Getriebebeispiels vorgestellt. Dabei zeigt sich, dass sich mit wenigen Eingriffen in die Antriebsregelung die Belastung der Maschinenelemente des Wellenstranges reduzieren lässt und gleichzeitig ein schnelleres Umsteuern realisierbar ist. Zeit- und kostenintensive konstruktive Änderungen sind dazu nicht notwendig.

Konkret können am untersuchten Beispielschwenkwerk im modellbasierten Test der Optimierungsansätze signifikante Verbesserungen erzielt werden: So gelingt eine aktive Dämpfung der Mehrmotorenschwingung – und eine damit verbundene Absenkung der Resonanzamplitude um ca. 80 %. Da neben der Drehschwingungsresonanz aber noch weitere Belastungskomponenten mit teils größerer Schwankungsbreite im Getriebe wirken, muss der Beitrag der Maßnahme zur Schädigungsminderung kritisch hinterfragt werden. Uneingeschränkt positiv zu bewerten ist die ebenfalls erreichte Reduktion der Spitzenlast während des Reversierbetriebes um ca. 50 %. Gleichzeitig ist eine Verkürzung der Hochlauf- und Reversierdauer um jeweils 4,5 s möglich. Im förderstechnischen Anwendungsfeld mit einem typischen 100-sekündigen Betriebsspiel (Schwenkvorgang gefolgt von einem Umsteuern der Antriebe) entspricht dies einer Steigerung der Anlageneffizienz von etwa 5 %. Da zudem ein vermehrtes Ansprechen der gerätespezifischen Überlastkupplung – und damit ein Stillsetzen der Anlage – unterbunden wird, dürfte die reale Steigerung noch größer ausfallen.

Die prinzipielle Ähnlichkeit von Betriebsweise und Antriebstopologie zwischen untersuchtem Antrieb und den verbreitet eingesetzten Baureihen-Schwenkgetrieben lässt ähnliche Verbesserungen auch dort realistisch erscheinen.

6.2 Ausblick

Die vorliegende Arbeit hat vielfältigen Forschungsbedarf bei einer bisher wenig betrachteten Gruppe von Antrieben aufgezeigt und für ausgewählte Problemfelder Lösungsansätze vorgestellt. Durch die möglichst allgemeingültige Aufbereitung der Ergebnisse bietet sich eine Anwendung in den in Kapitel 2 thematisierten weiteren Einsatzgebieten von Schwenkantrieben an.

Sinnvoll erscheint eine Einbindung der dargestellten Methoden zur Modellierung und Belastungsprognose in den Entwicklungsprozess von Schwenkantriebssystemen. Detaillierte statische FE-Modelle von Getriebekomponenten sind aufseiten der Hersteller verbreitet verfügbar. Mit geringem Mehraufwand lassen sich damit die Parameter eines dynamischen Minimalmodells bestimmen. Dieses, ergänzt um Angaben zum Getriebeispiel, versetzt den Nutzer des Getriebes bzw. den Gesamtsystemlieferanten bereits in die Lage, die Antriebsdynamik besser zu verstehen. Systemkomponenten (Getriebe, Kupplungen, Lager, Dämpfungselemente, usw.) können durch die Betrachtung der gegenseitigen Wechselwirkungen passend ausgewählt und aufeinander abgestimmt werden.

Die bisher simulativ realisierten regelungstechnischen Optimierungsansätze streben nach einer praktischen Erprobung und Validierung. Der Betreiber des untersuchten Beispielschwenkwerks prüft derzeit eine Umsetzung. Da der vorliegende Antriebsstrang jedoch mechanisch derart überdimensioniert ist – es existieren schlicht keine Masse- und Bauraumrestriktionen – sind die vorhandenen Ermüdungsbeanspruchungen durch den derzeitigen Resonanzbetrieb tolerierbar. Selbst die wiederkehrenden Spitzenlasten durch den Spieldurchgang fallen noch in den Grenzbereich zwischen Dauer- und Zeitfestigkeit des Getriebes. Realistischerweise ist der Einsatzbereich der regelungstechnischen Ansätze zur aktiven Schwingungsdämpfung eher bei Anwendungen mit stärkerem Fokus auf Leichtbau und Werkstoffausnutzung zu suchen.

Das ursprünglich als Teil des Regelungskonzeptes implementierte Verfahren zur Schätzung nicht messbarer Zustandsgrößen erlaubt auch die Identifikation des Getriebespiels aller Antriebe in Echtzeit. Der Zustandsschätzer kann losgelöst von einer Regelung betrieben werden. Verschleiß- oder schadensbedingte Veränderungen des sonst nur unter hohem Aufwand messbaren Zahnflankenspiels können so detektiert werden. Für die Zustandsüberwachung und die Instandhaltungsplanung sind derartige Zusatzinformationen wertvoll.

Auch über die vorgestellten Ansätze hinaus bietet sich Raum für weiterführende Arbeiten. Lohnenswert erscheint die Untersuchung von Positionsregelungen (anstelle der hier behandelten Drehzahlregelungen) zur weiteren Automatisierung von Arbeitsprozessen. Eine besondere Bedeutung besitzt dabei die genaue Modellierung der Haft- und Mischreibungseffekte in Lagern und Laufverzahnungen bei geringen Relativgeschwindigkeiten.

Offen bleibt auch die Frage, ob mit einer Mehrgrößen-Regelung eine aktive Schwingungsdämpfung der abtriebsseitigen Struktur möglich ist. Hier konzentrierten sich die Anstrengungen zur aktiven Schwingungsregulierung auf den Antriebsstrang selbst. Wenn es gelingt, die dynamischen Strukturdeformationen (z. B. Auslegerbiegung) verlässlich messtechnisch zu erfassen, wäre auch eine Schwingungsdämpfung durch die Schwenkantriebe denkbar.

Literaturverzeichnis

- [And10] ANDERSEN, K. (ERFINDER), SIEMENS AG (ANMELDER). *Wind turbine yaw system and method of controlling the same*. Schutzrecht. 2010.
- [Ben48] BENNETT, W. R. »Spectra of Quantized Signals«. In: *Bell System Technical Journal* 27.3 (Juli 1948), S. 446–472. DOI: 10.1002/j.1538-7305.1948.tb01340.x.
- [Bes+13] BESSELINK, B. u. a. »A comparison of model reduction techniques from structural dynamics, numerical mathematics and systems and control«. In: *Journal of Sound and Vibration* 332.19 (Sep. 2013), S. 4403–4422. DOI: 10.1016/j.jsv.2013.03.025.
- [Bet10] BETTS, J. T. *Practical Methods for Optimal Control and Estimation Using Non-linear Programming*. Society for Industrial und Applied Mathematics, Jan. 2010. DOI: 10.1137/1.9780898718577.
- [BL86] BAKULE, L. und LUNZE, J. »Rechnergestützter Entwurf von Regelungssystemen unter Verwendung der LQ-Regelung«. In: *Messen, Steuern, Regeln - wissenschaftlich-technische Zeitschrift für die Automatisierungstechnik* 29 (1986), S. 292–298.
- [Bon20] BONFIGLIOLI RIDUTTORI S.P.A. *Product Range Wind Solutions*. 2020.
- [Bra11] BRANDT, A. *Noise and Vibration Analysis*. John Wiley & Sons, Feb. 2011. DOI: 10.1002/9780470978160.
- [Bra89a] BRANDENBURG, G. »Einfluss und Kompensation von Lose und Coulombscher Reibung bei einem drehzahl- und lagegeregelten, elastischen Zweimassensystem«. In: *Automatisierungstechnik* 37.1 (1989), S. 23–31.
- [Bra89b] BRANDENBURG, G. »Einfluss und Kompensation von Lose und Coulombscher Reibung bei einem drehzahl- und lagegeregelten, elastischen Zweimassensystem«. In: *Automatisierungstechnik* 37.3 (1989), S. 111–119.
- [Bro17] BROGLIATO, B. »Feedback control of multibody systems with joint clearance and dynamic backlash: a tutorial«. In: *Multibody System Dynamics* 42.3 (Aug. 2017), S. 283–315. DOI: 10.1007/s11044-017-9585-4.
- [BS95] BÖRNER, J. und SENF, M. »Verzahnungsbeanspruchung im Eingriffsfeld - effektiv berechnet«. In: *antriebstechnik* 34.1 (1995), S. 59–63.
- [BV15] BRINCKER, R. und VENTURA, C. E. *Introduction to Operational Modal Analysis*. John Wiley & Sons, Aug. 2015. DOI: 10.1002/9781118535141.
- [BY99] BONEH, R. und YANIV, O. »Reduction of limit cycle amplitude in the presence of backlash«. In: *Journal of dynamic systems, measurement, and control* 121.2 (Juni 1999), S. 278–284. DOI: 10.1115/1.2802466.
- [CB07] CAMACHO, E. F. und BORDONS, C. *Model Predictive Control*. Springer, 2007. DOI: 10.1007/978-0-85729-398-5.
- [CB68] CRAIG, R. und BAMPTON, M. »Coupling of Substructures for Dynamic Analyses«. In: *AIAA Journal, American Institute of Aeronautics and Astronautics* 6.7 (1968), S. 1313–1319.
- [CK06] CRAIG, R. R. und KURDILA, A. J. *Fundamentals of Structural Dynamics*. 2. Aufl. John Wiley & Sons, 2006.

- [CN18] CHEN, Hua-Peng und NI, Yi-Qing. *Structural Health Monitoring of Large Civil Engineering Structures*. 1. Aufl. John Wiley & Sons, März 2018. DOI: 10.1002/9781119166641.
- [Dai+21] DAI, Juchuan u. a. »Performance study of multi-source driving yaw system for aiding yaw control of wind turbines«. In: *Renewable Energy* 163 (Jan. 2021), S. 154–171. DOI: 10.1016/j.renene.2020.08.065.
- [Dan19] DANA MOTION SYSTEMS ITALIA S.R.L. *Brevini Planetary Gearboxes - Slewing Drive Series*. 2019.
- [DF14] DRESIG, H. und FIDLIN, A. *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme*. 3. Aufl. Springer-Verlag, 2014. DOI: 10.1007/978-3-642-24117-8.
- [DH16] DRESIG, H. und HOLZWEISSIG, F. *Maschinendynamik*. 12. Aufl. Springer-Verlag, 2016. DOI: 10.1007/978-3-662-52713-9.
- [DIN22261] DIN 22261-2:2015-11. *Bagger, Absetzer und Zusatzgeräte in Braunkohlentagebauen – Teil 2: Berechnungsgrundlagen*. Norm.
- [DIN3964] DIN 3964:1980-11. *Achsabstandsabmaße und Achslagetoleranzen von Gehäusen für Stirnradgetriebe*. Norm. DOI: 10.31030/1103233.
- [DIN3967] DIN 3967:1978-08. *Getriebe-Passsystem: Flankenspiel, Zahndickenabmaße, Zahndickentoleranzen, Grundlagen*. Norm. DOI: 10.31030/1103340.
- [DIN3990] DIN 3990 TEIL 1:1987-12. *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern - Einführung und allgemeine Einflussfaktoren*. Norm.
- [DK97] DIETZ, S. und KNOTHE, K. *Reduktion der Anzahl der Freiheitsgrade in Finite-Element-Substrukturen*. Techn. Ber. 315. Institut für Luft- und Raumfahrt der Technischen Universität Berlin, 1997.
- [DKT94] DHAOUADI, R., KUBO, K. und TOBISE, M. »Analysis and compensation of speed drive systems with torsional loads«. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 30.3 (1994), S. 760–766. DOI: 10.1109/28.293726.
- [DM70] DUDITZA, F. und MILOIU, G. »Exzentergetriebe«. In: *Antriebstechnik* 9.12 (1970), S. 463–468.
- [Doy78] DOYLE, J. C. »Guaranteed Margins for LQG Regulators«. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 23.4 (Aug. 1978), S. 756–757.
- [Dra07] DRALLE, H.-J. »30 years of operation with opencast-mine equipment in the 240.000 class«. In: *World of Mining - Surface & Underground* 59.2 (2007), S. 74–81.
- [EKT97] EZAL, K., KOKOTOVIC, P. V. und TAO, G. »Optimal control of tracking systems with backlash and flexibility«. In: *Proceedings of the 36th IEEE Conference on Decision and Control*. IEEE, 1997. DOI: 10.1109/cdc.1997.657811.
- [Fie13] FIETKAU, P. »Transiente Kontaktberechnung bei Fahrzeuggetrieben«. Diss. Universität Stuttgart, 2013. DOI: 10.18419/OPUS-4542.
- [FKM20] FORSCHUNGSKURATORIUM MASCHINENBAU (FKM). *FKM-Richtlinie - Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile (7. Aufl.)* 2020.
- [Fri05] FRIEDLAND, B. *Control System Design - An Introduction to State-Space Methods*. Dover Publications, 2005.
- [Fri82] FRIED, I. »Large deformation static and dynamic finite element analysis of extensible cables«. In: *Computers & Structures* 15.3 (1982), S. 315–319. DOI: 10.1016/0045-7949(82)90022-0.

-
- [Fri96] FRIEBE, J. »Schaufelradbagger 293 - Die weitere Entwicklung der Schaufelradbaggertechnik im rheinischen Braunkohlerevier«. In: *Braunkohle - Surface Mining* 48.1 (Jan. 1996), S. 15–22.
- [FVA1172] JURETZKI, B. *Modellfindung Schwingungssimulation (FVA 96 / XVII) - Leitfaden zur Erstellung, Validierung und Optimierung von Schwingungsmodellen*. FVA-Heft 1172. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 2012.
- [FVA214] WÜNSCH, D. und DEL CASTILLO, L. G. *Modellfindung (FVA 95 / I) - Lösungs- und Operationskatalog zur Modellfindung mechanischer Torsionsschwingungssysteme (Teil B)*. FVA-Forschungsheft 214. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 1986.
- [FW18] FEYRER, K. und WEHKING, K.-H. *FEYRER - Drahtseile*. 3. Aufl. Springer-Verlag, 2018. DOI: 10.1007/978-3-642-54296-1.
- [GG19] GRABMAIR, G. und GAHLEITNER, R. »PI-Zustandsregler - eine methodische Neubetrachtung«. In: *at - Automatisierungstechnik* 67.9 (Sep. 2019), S. 727–738. DOI: 10.1515/auto-2019-0037.
- [Gip99] GIPSER, M. *Systemdynamik und Simulation*. Springer Fachmedien, 1999. DOI: 10.1007/978-3-663-11581-6.
- [GK01] GOSLING, P.D. und KORBAN, E.A. »A bendable finite element for the analysis of flexible cable structures«. In: *Finite Elements in Analysis and Design* 38.1 (2001), S. 45–63. DOI: 10.1016/S0168-874X(01)00049-X.
- [GL10] GERMANISCHER LLOYD. *Guideline for the Certification of Wind Turbines*. 2010.
- [GNG97] GALARDINI, D. G., NORDIN, M. und GUTMAN, P. O. »Robust PI tuning for an elastic two-mass system«. In: *1997 European Control Conference (ECC)*. IEEE, Juli 1997. DOI: 10.23919/ecc.1997.7082225.
- [Gos98] GOSLAR, M. »Ein Beitrag zur anwendungsorientierten Zustandsregelung elektrischer Hochleistungsantriebe«. Diss. TU Clausthal, Fakultät für Bergbau, Hüttenwesen und Maschinenwesen, 1998.
- [GP17] GRÜNE, L. und PANNEK, J. *Nonlinear Model Predictive Control*. Springer International Publishing, 2017. DOI: 10.1007/978-3-319-46024-6.
- [GR15a] GÉRADIN, M. und RIXEN, D. J. *Mechanical Vibrations - Theory and Application to Structural Dynamics*. 3. Aufl. John Wiley & Sons, 2015.
- [GR15b] GRIEMERT, R. und RÖMISCH, P. *Fördertechnik: Auswahl und Berechnung von Elementen und Baugruppen*. 11. Aufl. Springer-Verlag, 2015. DOI: 10.1007/978-3-658-09084-5.
- [Gra13] GRANESS, H. »Aktive Schwingungsdämpfung drehzahl geregelter Schaufelradantriebe«. Diplomarbeit. TU Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, 2013.
- [Gra18] GRANESS, H. »Raupenfahrzeug-Dynamik«. Diss. TU Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, 2018.
- [Guo00] GUOQIANG, W. »Experimental Study on the Dynamic Characteristics of the Wheel Boom of the Bucket Wheel Excavator«. In: *Surface Mining - Braunkohle & Other Minerals* 52.5 (Sep. 2000), S. 539–542.
- [Gv68] GELB, A. und VAN DER VELDE, W. E. *Multiple-Input Describing Functions and Nonlinear System Design*. 1. Aufl. McGraw-Hill Book Company, 1968.

- [Har88] HARDTKE, H.-J. »Messwertverarbeitung und Identifikation maschinendynamischer Systeme«. Diss. TU Dresden, 1988.
- [Has85] HASENJÄGER, E. »Digitale Zustandsregelung für Parabolantennen unter Berücksichtigung von Nichtlinearitäten«. Diss. Universität Siegen, Institut für Mechanik und Regelungstechnik, 1985.
- [Hau09] HAUSLADEN, N., SEDLMAIER, M. (ERFINDER), LIEBHERR-WERK BIBERACH GMBH (ANMELDER). *Antriebseinheit mit Überlastschutz zum Antrieb eines Zahnkranzes*. Schutzrecht. 2009.
- [Hei12] HEIDER, M. »Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben - Beurteilung und Optimierung des Schwingungsverhaltens von Stirnrad- und Planetengetrieben«. Diss. TU München, Lehrstuhl für Maschinenelemente, FZG, 2012.
- [HIS94] HORI, Y., ISEKI, H. und SUGIURA, K. »Basic consideration of vibration suppression and disturbance rejection control of multi-inertia system using SFLAC (state feedback and load acceleration control)«. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 30.4 (1994), S. 889–896. DOI: 10.1109/28.297904.
- [HK06] HARRIS, T. A. und KOTZALAS, M. N. *Rolling Bearing Analysis - Essential and Advanced Concepts of Bearing Technology*. 5. Aufl. CRC Press, Nov. 2006. DOI: 10.1201/9781482275148.
- [HK07] HASCHKA, M. S. und KREBS, V. »Beobachtung der Verdrillung in einem Kfz-Antriebsstrang mit Lose (Observing the Torque of a Powertrain with Backlash)«. In: *at – Automatisierungstechnik* 55.3 (Jan. 2007), S. 127–135. DOI: 10.1524/auto.2007.55.3.127.
- [HL73] HENTSCHEL, R. und LORZ, J. »Beitrag zur Theorie der Grabwiderstände: Untersuchungen am Beispiel des Schaufelradbaggers«. Diss. Technische Hochschule Magdeburg, 1973.
- [HS07] HARDTKE, H.-J. und SCHEFFLER, M. *Systemdynamik*. TU Dresden, Fakultät Maschinenwesen, Arbeitsgruppe Fernstudium, 2007.
- [HS19] HONG, K.-S. und SHAH, U.H. *Dynamics and Control of Industrial Cranes*. Advances in Industrial Control. Springer Singapore, 2019. DOI: 10.1007/978-981-13-5770-1.
- [HTF10] HOFFMANN, N., THOMSEN, S. und FUCHS, F. W. »Model based predictive speed control of a drive system with torsional loads — A practical approach«. In: *Proc. 14th Int. Power Electronics and Motion Control Conf. EPE-PEMC 2010*. Sep. 2010, T5-149-T5-156. DOI: 10.1109/EPEPEMC.2010.5606693.
- [IEC61400-1] IEC 61400-1:2005-08. *Wind Turbines - Part 1: Design Requirements*. Norm.
- [IEC61400-4] IEC 61400-4:2012-12. *Wind Turbines - Part 4: Design Requirements for Wind Turbine Gearboxes*. Norm.
- [IK09] INALPOLAT, M. und KAHRAMAN, A. »A theoretical and experimental investigation of modulation sidebands of planetary gear sets«. In: *Journal of Sound and Vibration* 323.3-5 (2009), S. 677–696.
- [Irv94] IRVINE, M. »Dynamic loading on bucketwheel reclaimers«. In: *International Journal of Impact Engineering* 15.3 (Jan. 1994), S. 281–296. DOI: 10.1016/s0734-743x(05)80018-1.

-
- [ISO16281] ISO/TS 16281:2008-06. *Rolling bearings – Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings*. Vornorm.
- [ISO21771] DIN ISO 21771:2014-08. *Zahnräder - Zylinderräder und Zylinderradpaare mit Evolventenverzahnung - Begriffe und Geometrie (ISO 21771:2007)*. Norm. DOI: 10.31030/2144663.
- [Jan10] JANSCHKE, K. *Systementwurf mechatronischer Systeme*. Springer Verlag, 2010. DOI: 10.1007/978-3-540-78877-5.
- [JC05] JU, F. und CHOO, Y.S. »Super element approach to cable passing through multiple pulleys«. In: *International Journal of Solids and Structures* 42 (2005), S. 3533–3547. DOI: 10.1016/j.ijsolstr.2004.10.014.
- [Jev83] JEVTIĆ, V. »Theoretische und experimentelle Analyse des dynamischen Verhaltens von fördertechnischen Antriebssystemen unter dem Einfluss von Nichtlinearitäten«. Diss. Ruhr-Universität Bochum, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Förder-technik, 1983.
- [Jia12] JIANG, H. »Abbildung des Oberbaus eines Schaufelradbaggers als elastisches Mehrkörpermodell«. Belegarbeit. TU Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, März 2012.
- [JPK04] JERMAN, B., PODRŽAJ, P. und KRAMAR, J. »An investigation of slewing-crane dynamics during slewing motion—development and verification of a mathematical model«. In: *International Journal of Mechanical Sciences* 46.5 (Mai 2004), S. 729–750. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2004.05.006.
- [Jue87] JUEN, G. »Position Control of a 30M - Millimeter-Wavelength Radiotelescope«. In: *10th Triennial IFAC Congress on Automatic Control - 1987 Volume III*. Bd. 20. IFAC Proceedings Volumes 5. Elsevier BV, Juli 1987, S. 159–168. DOI: 10.1016/s1474-6670(17)55368-9.
- [Kah94] KAHRAMAN, A. »Planetary Gear Train Dynamics«. In: *Journal of Mechanical Design* 116.3 (Sep. 1994), S. 713–720. DOI: 10.1115/1.2919441.
- [KB61] KALMAN, R. E. und BUCY, R. S. »New Results in Linear Filtering and Prediction Theory«. In: *Journal of Basic Engineering* 83.1 (März 1961), S. 95–108. DOI: 10.1115/1.3658902.
- [KD10] KRESSNER, M. und DREBENSTEDT, C. »Analyse der zeitabhängigen Kraftfunktionen in den Messwerten des mechanischen Antriebsmomentes von Schaufelradwellen«. In: *Continuous Surface Mining* (2010), S. 334–346. ISSN: 978-3-86012-406-2.
- [KD14] KIM, M.-G. und DALHOFF, P.-H. »Yaw Systems for wind turbines – Overview of concepts, current challenges and design methods«. In: *Journal of Physics: Conference Series* 524 (Juni 2014), S. 012086. DOI: 10.1088/1742-6596/524/1/012086.
- [Kei17] KEIL, S. *Dehnungsmessstreifen*. 2. Aufl. Springer Verlag, 2017. DOI: 10.1007/978-3-658-13612-3.
- [KGJ02] KUNZE, G., GÖHRING, H. und JACOB, K. *Baumaschinen. Erdbau- und Tagebaumaschinen*. Fördertechnik und Baumaschinen. Vieweg+Teubner Verlag, 2002. ISBN: 9783663093527. DOI: 10.1007/978-3-663-09352-7.
- [KH01] KAMMAN, J.W. und HUSTON, R.L. »Multibody dynamics modeling of variable length cable systems«. In: *Multibody System Dynamics* 5.3 (Apr. 2001), S. 211–221. DOI: 10.1023/A:1011489801339.

- [Kir98] KIRK, D. *Optimal Control Theory - An Introduction*. Dover Publications, 1998.
- [Kle08] KLEIN, U. *Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen*. 3., überarbeitete Auflage, unveränderter Nachdruck. Verlag Stahleisen, 2008. ISBN: 9783514006874.
- [Kle15] KLEIN, B. *FEM - Grundlagen und Anwendungen der Finite-Elemente-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*. 10. Aufl. Springer Verlag, 2015. DOI: 10.1007/978-3-658-06054-1.
- [Kli74] KLITTICH, M. »Entwurf und Inbetriebnahme des Nachführ- und Positioniersystems für das Radioteleskop Effelsberg«. In: *IFAC Symposium on Control in Power Electronics and Electrical Drives: Volume 2, Düsseldorf*. Bd. 7. IFAC Proceedings Volumes 2. Elsevier BV, Okt. 1974, S. 301–316. DOI: 10.1016/s1474-6670(17)67841-8.
- [Koc+20] KOCH, A. u. a. »Untersuchung und Optimierung des Einflusses von niedrig auflösenden Rotorlagegebern auf die Fahrbarkeitsfunktionen elektrifizierter Fahrzeugantriebssysteme mittels eines Hardware-in-the-Loop-Prüfstands«. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 84.2 (März 2020), S. 191–204. DOI: 10.1007/s10010-020-00399-x.
- [Kow04] KOWALEWSKI, J. *Gutachten zur Stand- und Lagesicherheit des Schaufelradbaggers 293 mit Verbindungsbrücke*. Techn. Ber. RWE Power AG, 2004.
- [Kow94] KOWALEWSKI, J. »Auswertung von Langzeitmessungen der Betriebsbeanspruchung am Oberbau des Schaufelradbaggers 289«. In: *Braunkohle* 46.1-2 (1994), S. 18–23.
- [KR19] KUTTNER, T. und ROHNEN, A. *Praxis der Schwingungsmessung*. 2. Aufl. Springer Verlag, 2019. DOI: 10.1007/978-3-658-25048-5.
- [Kra19] KRAUSS, J. »Möglichkeiten zur Simulation des Abwälvorganges von Verzahnungen«. Belegarbeit. TU Dresden, Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion, 2019.
- [Kra75] KRAMER, K. »Seitenkräfte aus dem Grabwiderstand an Schaufelradbaggern«. In: *Neue Bergbautechnik* 5.3 (März 1975), S. 180–187.
- [KS91] KAHRAMAN, A. und SINGH, R. »Interactions between time-varying mesh stiffness and clearance non-linearities in a geared system«. In: *Journal of Sound and Vibration* 146.1 (Apr. 1991), S. 135–156. DOI: 10.1016/0022-460x(91)90527-q.
- [Kun98] KUNERT, J. »Experimentell gestützte Untersuchungen zum Verformungs- und Spannungsverhalten an außenverzahnten Stirnrädern für eine verbesserte Beanspruchungsanalyse«. Diss. TU Dresden, Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion, 1998.
- [Lag04] LAGERBERG, A. »Control and Estimation of Automotive Powertrains with Backlash«. Diss. Chalmers University of Technology Göteborg, Department of Signals und Systems, 2004.
- [LB10] LINKE, H. und BÖRNER, J. *Stirnradverzahnung*. Hanser-Verlag, 2010. DOI: 10.3139/9783446433724.
- [LE03] LAGERBERG, A. und EGARDT, B. S. »Estimation of backlash with application to automotive powertrains«. In: *42nd IEEE International Conference on Decision and Control*. IEEE, 2003. DOI: 10.1109/cdc.2003.1272259.
- [LE05] LAGERBERG, A. und EGARDT, B. »Model Predictive Control of Automotive Powertrains with Backlash«. In: *IFAC Proceedings Volumes* 38.1 (2005), S. 1–6. DOI: 10.3182/20050703-6-cz-1902.01888.

-
- [LE07] LAGERBERG, A. und EGARDT, B. »Backlash Estimation With Application to Automotive Powertrains«. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 15.3 (Mai 2007), S. 483–493. DOI: 10.1109/tcst.2007.894643.
- [LG16] LICHTSINDER, A. und GUTMAN, P.-O. »Closed-form Sinusoidal-input Describing Function for the Exact Backlash Model«. In: *IFAC-PapersOnLine* 49.18 (2016), S. 422–427. DOI: 10.1016/j.ifacol.2016.10.202.
- [Lie18] LIEBHERR-COMPONENTS AG. *Slewing Drives for Wind Turbines*. 2018.
- [LS10] LAWRENCE, J. und SINGHOSE, W. »Command Shaping Slewing Motions for Tower Cranes«. In: *Journal of Vibration and Acoustics* 132.1 (Jan. 2010). DOI: 10.1115/1.3025845.
- [Lub67] LUBRICH, W. »Über den Schneidkraftwert von Schaufelradbaggern«. In: *Braunkohle - Wärme und Energie* 19.8 (1967), S. 269–275.
- [Lun14a] LUNZE, J. *Regelungstechnik 1 - Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. 10. Aufl. Springer Verlag, 2014. DOI: 10.1007/978-3-642-53909-1.
- [Lun14b] LUNZE, J. *Regelungstechnik 2 - Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung*. 8. Aufl. Springer Verlag, 2014. DOI: 10.1007/978-3-642-53944-2.
- [May87] MAY, A. L. »Analyse der dreidimensionalen Schnittverhältnisse beim Schaufelradbagger«. Diss. Universität Karlsruhe, 1987.
- [MD17] MARCHTHALER, R. und DINGLER, S. *Kalman-Filter*. Springer-Verlag, 2017. DOI: 10.1007/978-3-658-16728-8.
- [MPS21] MAGNUS, K., POPP, K. und SEXTRO, W. *Schwingungen*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2021. DOI: 10.1007/978-3-658-31116-2.
- [Mta12] MTAUWEG, S. »Dynamische Untersuchung des Pitch- und Azimutsystems und der zugehörigen Regelstrategien einer Windenergieanlage mittels Mehrkörpersimulation«. Diss. TU Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, 2012.
- [Mül16] MÜLLER, J., WETTINGEN, M., WENNHELLER, O. (ERFINDER), LIEBHERR-COMPONENTS BIBERACH GMBH (ANMELDER). *Verstelleinheit, Windkraftanlage mit einer solchen Verstelleinheit und Verfahren zum Steuern einer solchen Verstelleinheit*. Schutzrecht. 2016.
- [Neu16] NEUBAUER, B. »Lastverteilung und Anregungsverhalten in Planetengetriebesystemen«. Diss. TU München, Lehrstuhl für Maschinenelemente, FZG, 2016.
- [Neu93] NEUFFER, I., KELLER C., HARTLIEF, F.-J. (ERFINDER), SIEMENS AKTIENGESELLSCHAFT (ANMELDER). *Verfahren und Anordnung zur Verringerung von Schwingungen bei Laststößen bei Antrieben mit schwingungsfähiger mechanischer Anordnung*. Schutzrecht. Juni 1993.
- [NG00] NORDIN, M. und GUTMAN, P.-O. »Nonlinear speed control of elastic systems with backlash«. In: *Proceedings of the 39th IEEE Conference on Decision and Control*. IEEE, 2000. DOI: 10.1109/cdc.2000.912350.
- [NG02] NORDIN, M. und GUTMAN, P.-O. »Controlling mechanical systems with backlash - A survey«. In: *Automatica* 38.10 (2002), S. 1633–1649. DOI: 10.1016/S0005-1098(02)00047-X.

- [NGG97] NORDIN, M., GALIC', J. und GUTMAN, P.-O. »New models for backlash and gear play«. In: *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing* 11.1 (Feb. 1997), S. 49–63. DOI: 10.1002/(sici)1099-1115(199702)11:1<49::aid-acs394>3.0.co;2-x.
- [Nor00] NORDIN, M. »Nonlinear Backlash Compensation for Speed Controlled Elastic Systems«. Diss. Royal Institute of Technology Stockholm, Department of Mathematics, 2000.
- [NW03] NIEMANN, G. und WINTER, H. *Maschinenelemente - Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe. Entwerfen, Berechnen und Gestalten im Maschinenbau*. 2. Aufl. Bd. 2. Springer Verlag, 2003.
- [Paj60] PAJER, G. »Beitrag zur Theorie des Schaufelrades«. In: *Wissenschaftliche Zeitschrift der Hochschule für Schwermaschinenbau Magdeburg* 4.1 (1960), S. 123–134.
- [Paw72] PAWANDENAT, D. »Probleme der Winderregung von schwingungsfähigen Tragwerken«. In: *Hebezeuge und Fördermittel* 12.3 (1972), S. 70–75.
- [Pet+07] PETRELLA, R. u. a. »Speed measurement algorithms for low-resolution incremental encoder equipped drives: a comparative analysis«. In: *2007 International Aegean Conference on Electrical Machines and Power Electronics*. IEEE, Sep. 2007. DOI: 10.1109/acemp.2007.4510607.
- [PJ11] PAO, L. Y. und JOHNSON, K. E. »Control of Wind Turbines«. In: *IEEE Control Systems* 31.2 (Apr. 2011), S. 44–62. DOI: 10.1109/mcs.2010.939962.
- [Pod77] PODERNI, R. J. »Grundlagen der Grabkraftentstehung bei Schaufelradbaggern«. In: *Hebezeuge und Fördermittel* 17.10 (1977), S. 306–308.
- [Pod78] PODERNI, J. »Experimentelle Untersuchungen der Grabkräfte bei Schaufelradbaggern«. In: *Hebezeuge und Fördermittel* 18.7 (1978), S. 201–205.
- [Pre18] PREUMONT, A. *Vibration Control of Active Structures*. 4. Aufl. Springer International Publishing, 2018. DOI: 10.1007/978-3-319-72296-2.
- [Rai94] RAISCH, J. *Mehrgrößenregelung im Frequenzbereich*. 1. Aufl. Oldenbourg, 1994. ISBN: 3486217968.
- [Ram+17] RAMLI, L. u. a. »Control strategies for crane systems: A comprehensive review«. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 95 (Okt. 2017), S. 1–23. DOI: 10.1016/j.ymssp.2017.03.015.
- [Ran11] RANDALL, R. B. *Vibration-Based Condition Monitoring - Industrial, Aerospace and Automotive Applications*. 1. Aufl. Wiley, 2011. DOI: 10.1002/9780470977668.
- [Rau03] RAU, M. »Nichtlineare modellbasierte prädiktive Regelung auf Basis lernfähiger Zustandsraummodelle«. Diss. TU München, Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme, 2003.
- [RC01] RUSINSKI, E. und CZMOCHOWSKI, J. »The Modal Analysis of the Superstructure of an Excavator Type SchRs-800«. In: *Surface Mining - Braunkohle & Other Minerals* 53.3 (Juli 2001), S. 319–324.
- [Rec+91] RECKER, D. A. u. a. »Adaptive nonlinear control of systems containing a deadzone«. In: *Proc. 30th IEEE Conf. Decision and Control*. Dez. 1991, S. 2111–2115. DOI: 10.1109/CDC.1991.261510.

-
- [Red+20] REDDY, P. u. a. »Backlash size estimation in automotive drivelines«. In: *2020 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA)*. IEEE, Aug. 2020. DOI: 10.1109/ccta41146.2020.9206309.
- [Rie98] RIEGE, B. *Strukturmaße für dynamische Systeme*. Forschungsber. Gerhard-Mercator-Universität Duisburg, 1998.
- [RKS19] ROSENLÖCHER, T., KOSTIAL, M. und SCHLECHT, B. »Possibilities to determine design loads for thrusters«. In: *MARINE VIII : proceedings of the VIII International Conference on Computational Methods in Marine Engineering*. CIMNE, 2019, S. 600–606.
- [Ros+07] ROSTALSKI, P. u. a. »A hybrid approach to modelling, control and state estimation of mechanical systems with backlash«. In: *International Journal of Control* 80.11 (Nov. 2007), S. 1729–1740. DOI: 10.1080/00207170701493985.
- [Ros+18] ROSTITI, C. u. a. »A Backlash Compensator for Drivability Improvement Via Real-Time Model Predictive Control«. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 140.10 (Mai 2018). DOI: 10.1115/1.4039562.
- [Ros12] ROSENLÖCHER, T. »Systematisierung des Modellierungsprozesses zur Erstellung elastischer Mehrkörpersystem-Modelle und dynamischen Untersuchung von Großantrieben«. Diss. TU Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, 2012.
- [Rot01] ROTH, K. *Zahnradtechnik - Stirnrad-Evolventenverzahnungen*. 2. Aufl. Springer Verlag, 2001. DOI: 10.1007/978-3-642-18141-2.
- [Rot16] ROTHSCHEDL, C. J. »Condition Monitoring of Large-Scale Slew Bearings in Bucket-Wheel Boom-Type Reclaimers«. Magisterarb. Chair of Automation, University of Leoben, 2016.
- [RS21] RAUSCHER, F. und SAWODNY, O. »Modeling and Control of Tower Cranes With Elastic Structure«. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 29.1 (Jan. 2021), S. 64–79. DOI: 10.1109/tcst.2019.2961639.
- [RSK97] RUSINSKI, E., SMOLNICKI, T. und KANCZEWSKI, P. »Gesichtspunkte zur Sanierung der Stahlkonstruktion von Schaufelradbaggern«. In: *Braunkohle - Surface Mining* 49.5 (Sep. 1997), S. 465–471.
- [Rus+17] RUSIŃSKI, E. u. a. *Surface Mining Machines*. Springer International Publishing, 2017. DOI: 10.1007/978-3-319-47792-3.
- [Sau82] SAUPE, D. »Untersuchungen über die tangentielle Kraft an Schnittwerkzeugen in Erdstoffen unter Berücksichtigung der Verschleißfläche«. Diss. Technische Universität Dresden, Juli 1982.
- [Sch+99] SCHLECHT, B. u. a. »Messtechnische Analyse der Schneidkräfte eines Kompakt-schaufelradbaggers«. In: *Braunkohle - Surface Mining* 51.4 (Juli 1999), S. 435–444.
- [Sch00] SCHMIDT, K. »Anwendung neuronaler Netze zur nichtlinearen Zustandsregelung elektromechanischer Antriebssysteme«. Diss. TU Dresden, Fakultät Elektrotechnik, 2000.
- [Sch07] SCHULZE, T. »Ganzheitliche dynamische Antriebsstrangbetrachtung von Windenergieanlagen«. Diss. TU Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, 2007.
- [Sch09] SCHLECHT, B. *Maschinenelemente 2 - Getriebe, Verzahnungen, Lagerungen*. 1. Aufl. Bd. 2. Pearson Studium, 2009. ISBN: 9783827371461.

- [Sch13] SCHRÖDER, D. *Elektrische Antriebe - Grundlagen*. 5. Aufl. Springer-Verlag, 2013. DOI: 10.1007/978-3-642-30471-2.
- [Sch14] SCHULZ, C. »Ganzheitliche Systemanalyse von Schaufelradantrieben«. Diss. Technische Universität Dresden, März 2014.
- [Sch15] SCHRÖDER, D. *Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen*. 4. Aufl. Springer-Verlag, 2015. DOI: 10.1007/978-3-642-30096-7.
- [Sch19] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG. *Wälzlagerpraxis - Handbuch zur Gestaltung und Berechnung von Wälzlagerungen*. 5. Aufl. Vereinigte Fachverlage, 2019.
- [Sch20] SCHNEIDER, H. *Auswuchttechnik*. 9. Aufl. Springer Berlin Heidelberg, 2020. DOI: 10.1007/978-3-662-61891-2.
- [Sch82] SCHEFFLER, M. *Fördermaschinen, Lehrbrief Teil 8*. 1982.
- [Sch83] SCHEIFF, F. »Elektrische Ausrüstung und Regelung von Schwenkwerksantrieben«. In: *Braunkohle* 35.4 (Apr. 1983), S. 106–114.
- [Sch93] SCHÄFER, U. »Entwicklung von nichtlinearen Drehzahl- und Lageregelungen zur Kompensation von Coulomb-Reibung und Lose bei einem elektrisch angetriebenen, elastischen Zweimassensystem«. Diss. TU München, Lehrstuhl für Elektrische Antriebstechnik, 1993.
- [Sch94] SCHEFFLER, M. *Grundlagen der Fördertechnik - Elemente und Triebwerke*. Vieweg, 1994. DOI: 10.1007/978-3-322-96881-4.
- [Sch98] SCHLECHT, B. »Design of Slewing Gears on the Basis of New Fatigue Strength Calculation Rules«. In: *bulk solids handling* 18.1 (Jan. 1998), S. 95–105.
- [SE14] SCHIEHLEN, W. und EBERHARD, P. *Technische Dynamik*. Springer-Verlag, 2014. DOI: 10.1007/978-3-658-06185-2.
- [Sha13] SHABANA, A. *Dynamics of Multibody Systems*. 4. Aufl. Cambridge University Press, 2013.
- [Sie96a] SIEMENS. *Beschreibung Bagger 293 - 3. Band, Teil SW: Regelung - Schwenkwerk*. Techn. Ber. 1996.
- [Sie96b] SIEMENS AG. *Bagger 293 - Schwingungsmessungen*. Techn. Ber. Rheinbraun AG, 1996.
- [Sim06] SIMON, D. *Optimal State Estimation - Kalman, H_∞ and Nonlinear Approaches*. Wiley-Interscience, 2006.
- [Sim19] DASSAULT SYSTÈMES. *Simpack 2019X Documentation*. 2019.
- [SJ83] SCHEFFLER, M. und JACOB, K. *Fördermaschinen - 19. Lehrbrief: Schaufelradbagger*. Zentralstelle für das Hochschulfernstudium des Ministeriums für Hoch- und Fachschulwesen, 1983.
- [Sok20] SOKOLSKI, M., Hrsg. *Mining Machines and Earth-Moving Equipment*. Springer International Publishing, 2020. DOI: 10.1007/978-3-030-25478-0.
- [SP05] SKOGESTAD, S. und POSTLETHWAITE, I. *Multivariable Feedback Control: Analysis and Design*. 2. Aufl. Wiley, 2005.
- [Spi16] SPIEGELHAUER, M. »Möglichkeiten zur regelungstechnischen Beeinflussung des Fahrverhaltens von Raupenfahrwerken«. Belegarbeit. Juni 2016.
- [Spu19] SPURA, C. *Einführung in die Balkentheorie nach Timoshenko und Euler-Bernoulli*. Springer Fachmedien, 2019. DOI: 10.1007/978-3-658-25216-8.

-
- [SS18] SCHLECHT, B. und SPIEGELHAUER, M. *Condition Monitoring - Ein Leitfaden zur Einführung für Ingenieure und Techniker*. Techn. Ber. TU Dresden, Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion, 2018.
- [SS20a] SPIEGELHAUER, M. und SCHLECHT, B. »Analyse zum Einfluss des Zahnflankenspiels bei geregelten Schwenkantrieben«. In: *Beiträge zum 4. Aalener Kolloquium Antriebstechnische Anwendungen*. Institut für Antriebstechnik Aalen. Shaker Verlag, 2020, S. 72–79. ISBN: 978-3-8440-7529-8.
- [SS20b] SPIEGELHAUER, M. und SCHLECHT, B. »On the influence of gear backlash in speed controlled slewing drives«. In: *World of Mining - Surface and Underground 72.4* (2020), S. 200–204.
- [SS21a] SPIEGELHAUER, M. und SCHLECHT, B. »Active vibration control of slewing drives with gear backlash«. In: *19th Drive Train Technology Conference (ATK2021)*. Bd. 1097. 1. IOP Publishing, Feb. 2021, S. 012011. DOI: 10.1088/1757-899x/1097/1/012011.
- [SS21b] SPIEGELHAUER, M. und SCHLECHT, B. »Efficient modelling of flexible cable-pulley systems«. In: *Forschung im Ingenieurwesen 85* (2021), S. 67–75. DOI: 10.1007/s10010-020-00433-y.
- [SS22a] SPIEGELHAUER, M. und SCHLECHT, B. *Optimierung des dynamischen Verhaltens von Schwenkwerken für Schaufelradbagger (IGF-Vorhaben 20434BR)*. Abschlussbericht. FDBI e.V., 2022.
- [SS22b] SPIEGELHAUER, M. und SCHLECHT, B. »Zum Schwingungsverhalten von Schwenkantrieben«. In: *Dresdner Maschinenelemente Kolloquium DMK 2022*. Sierke Verlag, 2022, S. 594–607. ISBN: 978-3-96548-135-0.
- [SSK11] SCHLECHT, B., SCHULZ, C. und KRESSNER, M. »Erstellung eines Grabwiderstandsmodells zur ganzheitlichen Simulation von Schaufelradantrieben«. In: *Advanced Mining Solutions 4* (2011), S. 21–30.
- [Ste94] STENGEL, R. F. *Optimal control and estimation*. Korrig. Nachdr. d. Ausg. New York, Wiley, 1986. Dover books on advanced mathematics. Dover Publications, 1994. XVI, 639. ISBN: 0486682005.
- [Sto+09] STOLL, R.-D. u. a., Hrsg. *Der Braunkohlentagebau. Bedeutung, Planung, Betrieb, Technik, Umwelt*. 1. Aufl. Springer, 2009. DOI: 10.1007/978-3-540-78401-2.
- [Stö+20] STÖLZNER, M. u. a. »Investigation of the Dynamic Loads on Tower Cranes During Slewing Operations«. In: *Proceedings of the 10th International Conference on Simulation and Modeling Methodologies, Technologies and Applications (Simultech 2020)*. SCITEPRESS - Science und Technology Publications, 2020. DOI: 10.5220/0009816300590067.
- [SZ15] SHI, Z. und ZUO, Z. »Backstepping Control for Gear Transmission Servo Systems With Backlash Nonlinearity«. In: *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering* 12.2 (Apr. 2015), S. 752–757. DOI: 10.1109/tase.2014.2369430.
- [Tao99] TAO, G. »Hybrid control of sandwich systems with nonsmooth nonlinearities«. In: *IFAC Proceedings Volumes 32.2* (Juli 1999), S. 1113–1118. DOI: 10.1016/s1474-6670(17)56188-1.

- [TF08] THOMSEN, S. und FUCHS, F. W. »Konventionelle Regelung und Zustandsregelung für elektrische Antriebssysteme zur aktiven Dämpfung mechanischer Schwingungen bei Wirkung von Lose«. In: *Elektrisch-mechanische Antriebssysteme - Innovationen - Trends - Mechatronik / 3. VDE/VDI Tagung Böblingen*. ETG-Fachbericht 113. 2008.
- [TF09] THOMSEN, S. und FUCHS, F. W. »Speed control of torsional drive systems with backlash«. In: *Proc. 13th European Conf. Power Electronics and Applications*. Sep. 2009, S. 1–10.
- [Tho13] THOMSEN, S. »Drehzahlregelungsverfahren für Antriebssysteme mit schwingungsfähiger Last unter Berücksichtigung verschiedener mechanischer Antriebsparameter - Auslegung, Analyse und Vergleich«. Diss. Christian-Albrechts-Universität zu Kiel, Technische Fakultät, 2013.
- [TK92] TAO, G. und KOKOTOVIĆ, P. V. »Adaptive Control of Systems with Backlash«. In: *IFAC Proceedings Volumes* 25.14 (Juli 1992), S. 87–93. DOI: 10.1016/s1474-6670(17)50717-x.
- [TK95] TAO, G. und KOKOTOVIĆ, P. V. »Adaptive control of system with unknown output backlash«. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 40.2 (1995), S. 326–330. DOI: 10.1109/9.341803.
- [TL01] TAO, G. und LEWIS, F. *Adaptive Control of Nonsmooth Dynamic Systems*. 1. Aufl. Springer, 2001. DOI: 10.1007/978-1-4471-3687-3.
- [TN00] THEODOSSIADIS, S. und NATSIAVA, S. »Non-linear Dynamic of Gear-Pair Systems with Periodic Stiffness and Backlash«. In: *Journal of Sound and Vibration* 229.2 (Jan. 2000), S. 287–310. DOI: 10.1006/jsvi.1999.2490.
- [Tur02] TURSCHNER, D. »Selbsteinstellende kaskadierte Zustandsregelung mit evolutionären Algorithmen für mechatronische Antriebssysteme mit Lose«. Diss. TU Clausthal, Fakultät für Bergbau, Hüttenwesen und Maschinenwesen, 2002.
- [Ulr15] ULRICH, C. »Erstellung eines recheffizienten Ersatzmodells für den Oberbau eines Schaufelradbaggers«. Diplomarbeit. Technische Universität Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, Mai 2015.
- [Unb00] UNBEHAUEN, H. *Regelungstechnik III*. 6. Aufl. Vieweg+Teubner Verlag, 2000.
- [Unb07] UNBEHAUEN, H. *Regelungstechnik II*. Vieweg+Teubner Verlag, 2007. DOI: 10.1007/978-3-8348-9139-6.
- [van10] VAN DER VALK, P.L.C. »Model Reduction and Interface Modeling in Dynamic Substructuring - Application to a Multi-Megawatt Wind Turbine«. MSc. Thesis. TU Delft, 2010.
- [VDI2039] VDI 2039:2016-06. *Drehschwingungen im Antriebsstrang – Berechnung, Messung, Reduzierung*. Richtlinie.
- [VDI2358] VDI 2358:2012-12. *Drahtseile für Fördermittel*. Richtlinie.
- [VDI3830] VDI 3830:2004-08. *Werkstoff- und Bauteildämpfung*. Richtlinie.
- [Voo12] VOORMEEREN, S. N. »Dynamic Substructuring Methodologies for Integrated Dynamic Analysis of Wind Turbines«. Diss. TU Delft, 2012.
- [WB53] WEBER, C. und BANASCHEK, K. »Formänderung und Profilrücknahme bei gerad- und schrägverzahnten Rädern«. In: *Schriftenreihe Antriebstechnik* 11 (1953).

-
- [WCE17] WOLF, T., CASTAGNOTTO, A. und EID, R. *Moderne Methoden der Regelungstechnik 3 - Einführung in die Modellreduktion*. Lehrstuhl für Regelungstechnik, TU München, 2017.
- [Wei84] WEINMANN, A. *Regelungen: Analyse und technischer Entwurf*. 1. Aufl. Springer-Verlag, 1984. DOI: 10.1007/978-3-7091-3380-4.
- [WH76] WINGET, J.M. und HUSTON, R.L. »Cable dynamics - A finite segment approach«. In: *Computers & Structures* 6.6 (Dez. 1976), S. 475–480. DOI: 10.1016/0045-7949(76)90042-0.
- [Woe16] WOERNLE, C. *Mehrkörpersysteme - Eine Einführung in die Kinematik und Dynamik von Systemen starrer Körper*. 2. Aufl. Springer-Verlag, 2016. DOI: 10.1007/978-3-662-46687-2.
- [Wol21] WOLLER, J. »Durchgängiger Berechnungsansatz für die Körperschallprognose des Antriebsstrangs eines Triebfahrzeugs«. Diss. TU Dresden, Institut für Festkörpermechanik, 2021.
- [Wol72] WOLKOW, P. »Schwingungen und dynamische Beanspruchungen von Schaufelradbaggern und deren Verminderung«. In: *Hebezeuge und Fördermittel* 12.6 (1972), S. 164–169.
- [Zol17] ZOLLERN GMBH U. CO. KG. *Zollern Antriebstechnik - Drehwerksgetriebe*. 2017.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Baureihen-Schwenkantrieb	1
1.2	Übersicht kommerziell verfügbarer Baureihen-Schwenkgetriebe	2
1.3	Verzahnungsspiel und erste Torsionseigenfrequenz für Baureihen-Schwenkgetriebe	5
1.4	Übersicht zur Struktur der Arbeit	6
2.1	Antriebstopologie des Schwenkwerks (Schaufelradbagger 293)	13
2.2	Gesamtansicht des Schaufelradbaggers 293 und Position des Schwenkwerks	14
2.3	3D-Darstellung und Getriebeschema eines Schwenkantriebs	15
3.1	Parameterermittlung bei MKS-Modellen und Erstellung elastischer Körper	20
3.2	Schwenkantrieb mit flexiblen Körpern auf Drehplattform	23
3.3	Topologieplan des Schwenkwerk-MKS-Modells	24
3.4	Topologieplan der ersten beiden Getriebestufen	25
3.5	Topologiepläne der beiden Planetengetriebestufen	25
3.6	Torsionsschwingformen bei symmetrischen Mehrmotorenantrieben	27
3.7	Quasistatisches Anregungsverhalten der ersten Planetengetriebestufe	29
3.8	Quasistatisches Anregungsverhalten des Dreiwellen-Lastausgleichsgetriebes	30
3.9	Zeit-Frequenz-Auswertungen des eingangswellenseitigen Kupplungsdrehmomentes	32
3.10	Übersicht zur schwingungsfähigen Stahlbaustruktur des Baggeroberbaus	33
3.11	FE-Modell des Baggeroberbaus	35
3.12	CAD- und FE-Modelle der Drehplattform	35
3.13	Hubseilsysteme	36
3.14	Drehverbindung	38
3.15	Schaufelradantrieb	41
3.16	Topologieplan des Schaufelradantriebes	42
3.17	Struktur der Antriebsregelung	44
3.18	Funktionsprinzip inkrementeller Winkelmesssysteme	47
3.19	Signalverarbeitung bei der Drehwinkelmessung mit Inkrementalgebern	48
3.20	Geschwindigkeitsberechnung durch Inkrementenzählung	49
3.21	Spangeometrie Grabkraftmodell	53
3.22	Funktionsbausteine des Grabwiderstandsmodells	54
3.23	Messstelle Eingangswelle	55
3.24	Messstellen Schaufelradausleger	56
3.25	Messdaten eines kompletten Arbeitsspiels	59
3.26	DFT der Messdaten	61
3.27	Zeit-Frequenz-Auswertung des gemessenen Motordrehmomentes	62
3.28	Vergleich von Messdaten und Reversiersimulation	63
3.29	Zeitbereichssimulation und Messdaten – statistische Auswertung	66
3.30	Zeitbereichssimulation und Messdaten – DFT	67
3.31	Trägheits- und Steifigkeitsverteilung	69
3.32	Vergleich MKS-Modell und Minimalmodell	71
4.1	Signalflussplan eines linearen Regelkreises	76
4.2	Empfindlichkeitsfunktionen eines Drehzahlregelkreises	77
4.3	BODE- und NYQUIST-Diagramme bei Rückkopplung der Lastdrehzahl	81

4.4	Wurzelortskurven für K_P bei Rückführung der Lastdrehzahl (links) und Sprungantwort für zwei beispielhafte Verstärkungen (rechts)	81
4.5	BODE- und NYQUIST-Diagramme bei Rückkopplung der Motordrehzahl	82
4.6	Wurzelortskurven für K_P bei Rückführung der Motordrehzahl	83
4.7	Wurzelortskurven für K_P und K_I bei Rückführung der Motordrehzahl	84
4.8	Sprungantworten des elastischen Zweimassensystems bei steifer Kopplung	88
4.9	Vergleich von Ein- und Mehrgrößenregelung – Sprungantwort	90
4.10	Vergleich von Ein- und Mehrgrößenregelung – Übertragungsverhalten	92
4.11	Zusammenhang zwischen Winkeldifferenz von Motor- und Lastseite und dem Winkel der elastischen Strangverdrillung	98
4.12	Test der Zustandsschätzung für das Beispielsystem	103
4.13	Vergleich von Zustandsregelung und PI-Drehzahlregelung im Frequenzbereich (nominale Regelstrecke)	106
4.14	Vergleich von Zustandsregelung und PI-Drehzahlregelung im Frequenzbereich (mit parametrischer Unsicherheit)	109
4.15	Vergleich von PI-Regelung und Zustandsregelung anhand eines Hochlaufvorgangs	110
4.16	Vergleich von PI-Regelung und Zustandsregelung anhand eines Reversiervorgangs	111
4.17	Vergleich von PI-Regelung und Zustandsregelung anhand eines Schwenkvorganges	112
5.1	Geometrie Größen einer spielbehafteten Verzahnungspaarung	116
5.2	Einflussgrößen auf das theoretische Flankenspiel	116
5.3	Modellvorstellung einer spielbehafteten elastischen Welle	117
5.4	Phasenraumdarstellung der beiden Spielmodelle	119
5.5	Auswirkungen unterschiedlicher Beträge des Gesamtflankenspiels	121
5.6	Getriebebelastung bei unterschiedlichem Gesamtflankenspiel mit PI- und Zustandsregelung	122
5.7	Grafische Darstellung der Harmonischen Balance	124
5.8	Lastinduzierter Grenzyklus von Vorder- zu Rückflanke.	125
5.9	Lastinduzierter Grenzyklus an der Lastflanke	126
5.10	Totzonenmodell des Getriebespiels und idealisierte Umkehrfunktion	133
5.11	Optimaltrajektorie zur Spieldurchquerung	135
5.12	Antriebsregelung mit Zusatzmodul zum lastminimierten Spieldurchlauf	136
5.13	Lastfall zum Test der adaptive Spieldurchlaufstrategie	137
5.14	Getriebebelastung bei unterschiedlichen Beträgen des Gesamtflankenspiels mit und ohne adaptive Spieldurchlaufstrategie	138
5.15	Robustheitsbewertung der Spieldurchlaufstrategie	139
A.1	Schwenkgetriebezeichnung	166
A.2	Zuordnung der Zähnezahlen zum Getriebeschema	167
B.1	Koordinatensysteme des Grabwiderstandsmodells	169
B.2	Spandickenberechnung	170
C.1	Betragsdifferenz zwischen den Frequenzgängen des Originalsystems (MKS-Modell) und den drei freiheitsgradreduzierten Minimalmodellen	179
C.2	Dominanzmaße des unreduzierten MKS-Modells	180
C.3	Steuerbarkeits- und Beobachtbarkeitsmaße für das balancierte MKS-Modell	180
C.4	Vergleich des linearisierten MKS-Modells mit den drei freiheitsgradreduzierten Minimalmodellen	181

Tabellenverzeichnis

2.1	Technische Daten des Schwenkantriebssystems	16
3.1	Vergleich verschiedener Modellierungstiefen eines Einzelantriebsstranges	26
3.2	Eigenverhalten des Baggeroberbaus im Vergleich mit experimentell identifizierten Betriebschwingungen	39
3.3	Technische Daten der Asynchronmaschine	44
4.1	Nominelle Parameter des für die Regelungsauslegung genutzten Systemmodells und angenommene Schwankungsbreiten für die Robustheitsuntersuchung	108
A.1	Übersicht der wesentlichen modellierten Anregungskomponenten des Getriebes . .	167

A Zusatzinformationen

A.1 Zusammenhang zwischen Schwingfrequenz, Schwingweg und Bauteilschädigung

Dass die größten Schwingwege üblicherweise bei niedrigen Frequenzen auftreten, veranschaulicht folgendes stark vereinfachte Gedankenexperiment: Wird ein Körper betrachtet, auf den eine Kraftanregung mit konstanter Amplitude einwirkt, stellt sich eine harmonische Bewegung mit der Beschleunigung

$$a(t) = \hat{a} \sin \omega t = \frac{\hat{F}}{m} \sin \omega t \quad (\text{A.1})$$

ein. Der Schwingweg $s(t)$ folgt durch zweimalige Integration aus der Beschleunigung

$$s(t) = -\hat{s} \sin \omega t = -\frac{\hat{a}}{\omega^2} \sin \omega t . \quad (\text{A.2})$$

Die Amplitude des Schwingweges \hat{s} sinkt mit zunehmender Anregungsfrequenz ω quadratisch.

Auch in Bezug auf die Bauteilschädigung sind niederfrequente Schwingungen großer Amplitude kritisch. Ein an den oszillierenden Körper angekoppeltes linear-elastisches Bauteil erfährt eine Materialbeanspruchungen proportional zu dessen Deformationsweg. Die Bewertung der werkstoffmechanischen Auswirkungen einer solchen periodischen Deformation erlaubt der Zeitfestigkeitsbereich der WÖHLER-Linie

$$N(\sigma_A) = N_D \left(\frac{\sigma_A}{\sigma_D} \right)^{-k} , \quad (\text{A.3})$$

der den Zusammenhang zwischen ertragbarer Lastwechselzahl N und wirkender Spannungsamplitude σ_A herstellt. Mit Wöhlerlinienexponenten $k > 1$ führt eine verdoppelte Beanspruchung (d. h. eine verdoppelte Schwingungsamplitude) zu einer mehr als halbierten ertragbaren Lastwechselzahl. Die verdoppelte Beanspruchung erzeugt eine größere Bauteilschädigung – und damit tendenziell eher einen Schaden – als eine doppelt so häufig auftretende einfache Beanspruchung.

A.2 Auswertemethodik der Marktanalyse

Datengrundlage für die Marktübersicht kommerziell verfügbarer Schwenkgetriebe in Abb. 1.2 und die Eigenfrequenz- und Spielabschätzung in Abb. 1.3 sind die Herstellerkataloge [Lie18; Dan19; Zol17] sowie die Anwendungsinformationen aus [Bon20].

Zur überschlägigen Ermittlung des Getriebespiels dient zum einen die Zahndickentolerierung von Abtriebsritzel und Zahnkranz nach [DIN3967]. Zudem wird ein Referenz-Achsabstand $a = 1200$ mm mit Toleranzen nach [DIN3964] berücksichtigt. Die Umrechnung auf einen Motorwellendrehwinkel erfolgt unter Nutzung der katalogisierten Getriebeübersetzung. Es handelt sich um eine konservative Schätzung, da die Spielbeträge der Planetengetriebestufen nicht in Betracht gezogen werden.

Ebenfalls prognostiziert wird die Lage der ersten Torsionseigenfrequenz des Antriebes (lokale Motoreigenfrequenz, dargestellt in Abb. 3.6 auf S. 27). Zur Abschätzung wird zunächst basierend auf dem Getriebe-nennmoment ein Norm-Drehstromasynchronmotor mit einem definierten Massenträgheitsmoment gewählt. Die anschließende Schätzung der Antriebsstrangelastizität bezieht neben der Nachgiebigkeit des Zahneingriffes zwischen Ritzel und Zahnkranz auch die Drehelastizität der Abtriebswelle ein. Zur Ermittlung der Eingriffsfedersteifigkeit wird [DIN3990] Methode B mit den bekannten Verzahnungsdaten des Abtriebsritzels genutzt. Für die Torsionssteifigkeit der Abtriebswelle wird eine überschlägige Wellengeometrie berücksichtigt.

A.3 Getriebeübersicht des Beispielantriebes

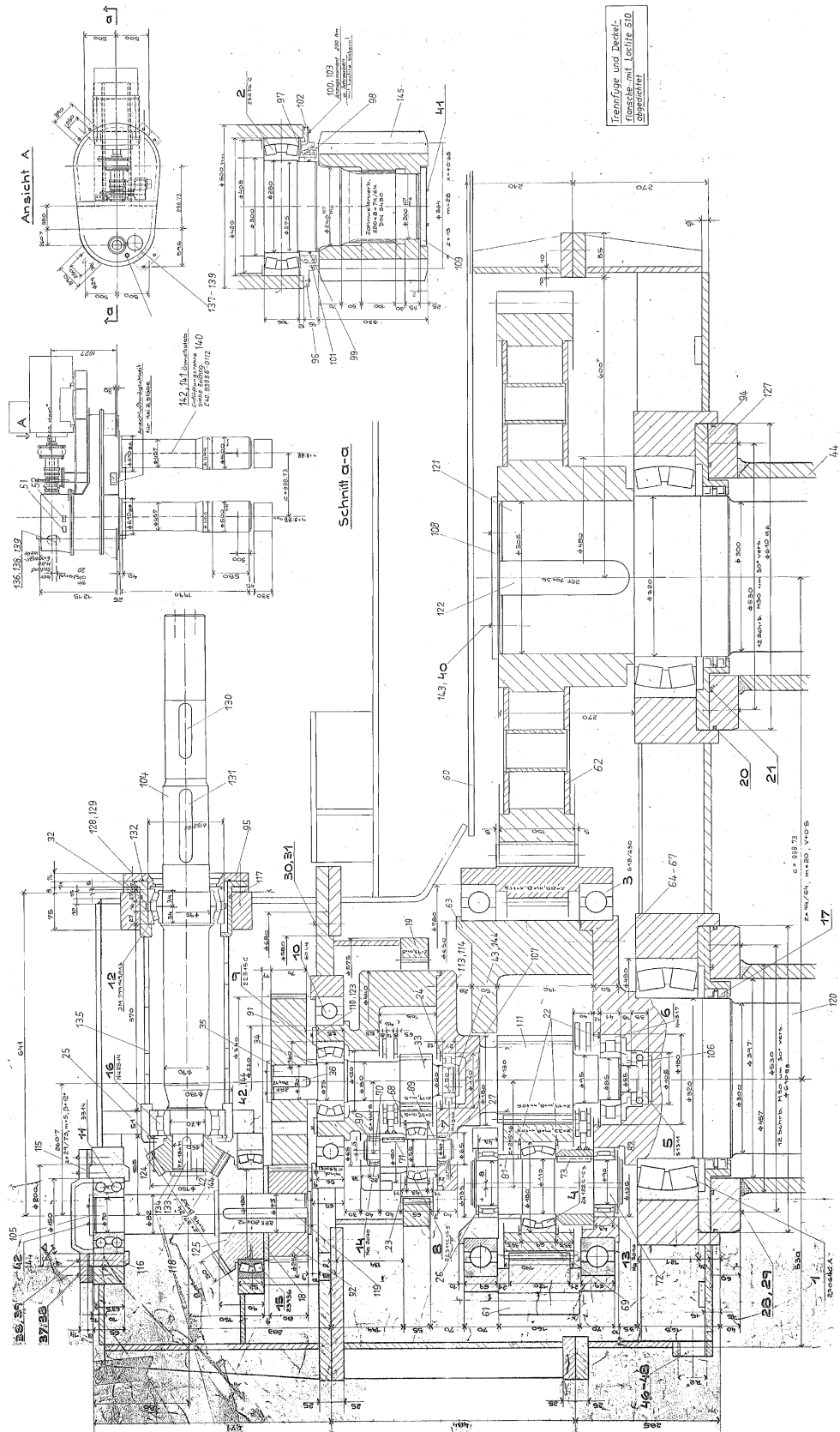


Abbildung A.1: Schnittdarstellung des Schwenkgetriebes

A.4 Anregungsfrequenzen und Getriebeübersetzung des Beispielantriebes

Die Gesamtübersetzung des Schwenkgetriebes beträgt

$$i_{\text{ges}} = \frac{n_{\text{Motor}}}{n_{\text{Ritzel}}} = \frac{z_{2,1} z_{2,2}}{z_{1,1} z_{1,2}} \left(1 + \frac{|z_{3,3}|}{z_{1,3}} \right) \left(1 + \frac{|z_{3,5}|}{z_{1,5}} \left(1 + \frac{z_{2,4}}{z_{1,4}} \right) \right) = 187,89 \quad . \quad (\text{A.4})$$

Abb. A.1 enthält die Zuordnung zwischen den Zähnezahlen und den Zahnrädern des Getriebes. Bei Stirnradstufen definiert der erste Index Ritzel (z_1) und Rad (z_2). Bei Planetenstufen korrespondiert der erste Index mit dem Sonnenrad (z_1), den Planetenrädern (z_2) und dem Hohlrads (z_3). Der zweite Index repräsentiert jeweils die Getriebestufe.

Tabelle A.1: Übersicht der wesentlichen modellierten Anregungskomponenten des Getriebes (Zähnezahlbezeichnungen siehe Abb. A.2)

Anregungskomponente	Berechnung	Ordnung rel. Motor (1. Harmonische)
Unwucht Eingangswelle	f_{n1}	1
ZEF Kegelaradstufe (Index 1)	$z_{1,1} f_{n1}$	24
ZEF Stirnradstufe (Index 2)	$z_{1,2} \frac{z_{1,1}}{z_{2,1}} f_{n1}$	22,70
ZEF Planetenstufe 1 (Index 3)	$ z_{3,3} \frac{z_{1,1} z_{1,2}}{z_{2,1} z_{2,2}} \frac{1}{1 + z_{3,3} /z_{1,3}} f_{n1}$	5,43
ZEF Verteilerstufe (Index 4)	$z_{4,2} \frac{1}{i_{\text{ges}}} f_{n1}$	0,29
ZEF Planetenstufe 2 (Index 5)	$z_{2,5} \frac{ z_{3,5} }{z_{2,5}} \left(1 + \frac{z_{2,4}}{z_{1,4}} \right) \frac{1}{i_{\text{ges}}} f_{n1}$	1,01
ZEF Zahnkranz (Index 6)	$z_{1,6} \frac{1}{i_{\text{ges}}} f_{n1}$	0,07

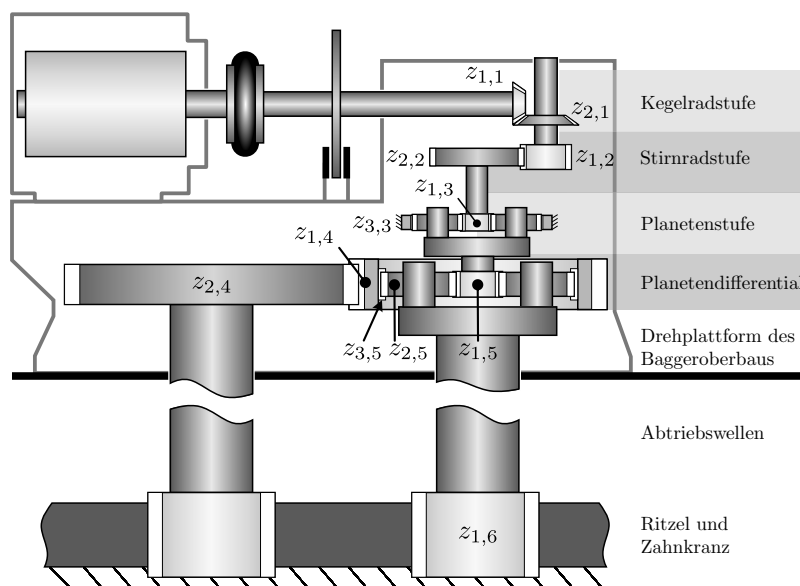


Abbildung A.2: Zuordnung der Zähnezahlen zum Getriebeschema

B Berechnungsgrundlagen des Grabwiderstandsmodells

B.1 Koordinatensysteme

Die mathematische Beschreibung des Grabvorganges stützt sich auf mehrere Koordinatensysteme:

- Im globalen Koordinatensystem ${}_G O$ der MKS-Simulation (Inertialsystem) wird der Schwenkwinkel ${}_G \psi$ (Rotation um die y -Achse) angegeben.
- Im Ausleger-Koordinatensystem ${}_A O$, das auf der Schaufelradachse lokalisiert ist, werden die Zustandsgrößen der Auslegerdeformation ausgelesen und in diesem System erfolgt die Aufprägung der Grablasten. Das System ist um den Hubwinkel ${}_G \delta$ des Auslegers geneigt.
- Im Schaufelrad-Koordinatensystem ${}_R O$ erfolgt die Berechnung der spangeometrischen Kennwerte. Das Koordinatensystem ist wie das Schaufelrad um den Winkel ${}_A \beta$ verschwenkt. Die x -Achse ist stets horizontal orientiert.
- Die Grabkräfte greifen im Schaufel-Koordinatensystem ${}_S O$ an, das um die momentane Winkelposition ${}_R \varphi_S$ der jeweiligen Schaufel verkippt ist und einen Abstand r_{SR} (Schaufelrad-Radius) zur Schaufelradachse besitzt.

Zur Transformation von Größen zwischen den einzelnen Koordinatensystemen bietet sich in diesem Anwendungsfall die Aneinanderreihung von Elementardrehungen unter Nutzung von Transformationsmatrizen an.

Die im vorliegenden Abschnitt verwendeten Formelzeichen schlüsselt das Symbolverzeichnis am Ende dieses Anhangs auf.

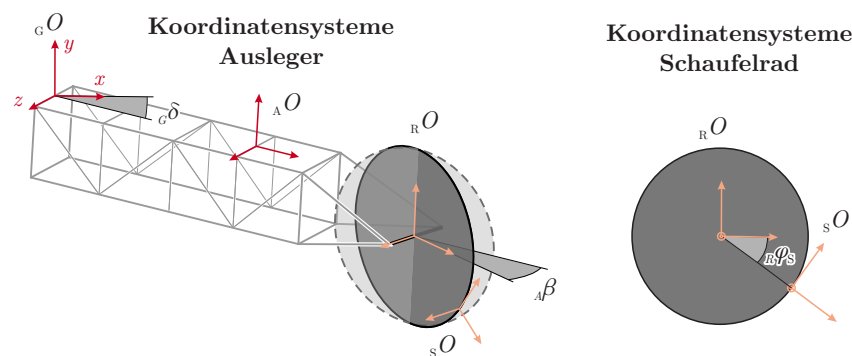


Abbildung B.1: Verwendete Koordinatensysteme. Zur besseren Darstellung ist das Ausleger-Koordinatensystem ${}_A O$ nicht an der eigentlichen Position auf der Schaufelradachse dargestellt.

B.2 Berechnung der Spangeometrie

B.2.1 Spandickenberechnung

Die Berechnung der radialen Spandicke stellt gemäß Abb. B.2 ein geometrisches Problem dar. Grundlage für die Berechnung bilden die kreisförmigen Schnittkonturen der Graborgane während des aktuellen Schnittvorganges (Mittelpunkt der Schnittkontur im Koordinatensystem ${}_R O$) und während des vorangegangenen Grab-Schwenk-Vorganges (Koordinatensystem ${}_Q O$). Zwischen den

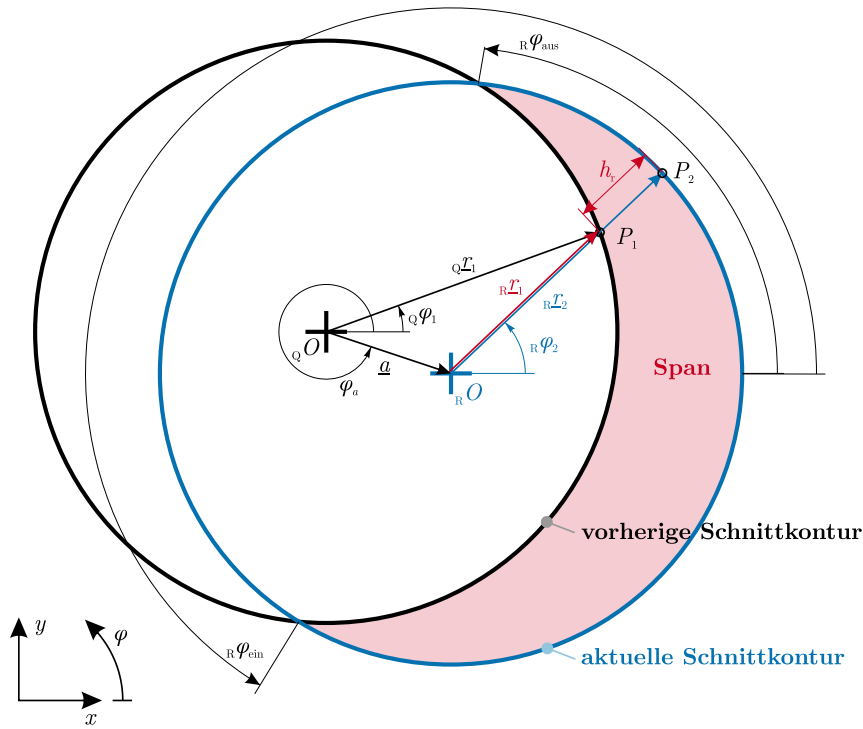


Abbildung B.2: Spandickenberechnung

beiden Grab-Schwenk-Zyklen findet stets eine Mittelpunktverschiebung der Schneidkreise statt, welche der Vorschubvektor \underline{a} in der GAUSSSchen Zahlenebene repräsentiert.

Der momentane Vorschub resultiert aus der horizontalen Zustellbewegung a_0 , die durch ein Verfahren des Gerätes erreicht wird. Mit zunehmendem Schwenkwinkel ${}_G\psi$ verringert sich die Spandicke und damit auch der Momentanvorschub. Zusätzlich ist eine planare Verschiebung der Schaufelradachse durch elastische Auslegerdeformation und Oberbauschwingungen zu beobachten (${}_R x_{MKS}$ und ${}_R y_{MKS}$). Für den Momentanvorschub in der komplexen Zahlenebene gilt deshalb

$$\underline{a} = a_0 \cos {}_G\psi + {}_R x_{MKS} + {}_R y_{MKS} \cdot j \quad . \quad (B.1)$$

Die gesuchte radiale Spandicke h_r entspricht dem Abstand zweier kollinear zum Mittelpunkt des aktuellen Schneidkreises angeordneten Punkte \underline{P}_1 und \underline{P}_2 auf der vorherigen und der aktuellen Schnittkontur (vgl. Abb. B.2). Ausgedrückt mit dem Vorschubvektor \underline{a} und den Ortsvektoren der beiden genannten Punkte ergibt sich die radiale Spandicke

$$h_r = \left| {}_R r_2 - ({}_Q r_1 - \underline{a}) \right| \quad , \quad (B.2)$$

bzw. in ausgeschriebener Notation

$$h_r({}_R\varphi_2, {}_Q\varphi_1) = \left| |{}_R r_2| e^{j \cdot {}_R\varphi_2} - |{}_Q r_1| e^{j \cdot {}_Q\varphi_1} + |\underline{a}| e^{j \cdot \varphi_a} \right| \quad . \quad (B.3)$$

Problematisch für die Nutzung dieses Zusammenhanges ist die Abhängigkeit von den beiden Winkeln ${}_R\varphi_2$ und ${}_Q\varphi_1$, welche in unterschiedlichen Koordinatensystemen vorliegen. Gesucht ist deshalb ein funktionaler Zusammenhang der Spandicke in Abhängigkeit des Vorschubes, des Schneidenradius' r_{SR} und eines Winkels

$$h_r = f(\underline{a}, r_{SR}, {}_R\varphi_2) \quad . \quad (B.4)$$

Erforderlich ist somit eine allgemeingültige Transformationsvorschrift für den Betrag des Vektors r_1 vom System Q in das Koordinatensystem R , um einen Ausdruck in der Form

$$h_r(r_{R\varphi_2}) = \left| |r_{R1}| e^{j \cdot r_{R\varphi_2}} - |r_{R1}(r_{Q\varphi_2}, \underline{a})| e^{j \cdot r_{R\varphi_2}} \right| \quad (\text{B.5})$$

zu erhalten.¹ Ansatzpunkt dazu bildet die Anwendung des Cosinus-Satzes im Dreieck $Q\underline{O}$, $R\underline{O}$, \underline{P}_1

$$|r_{R1}|^2 = |r_{Q1}|^2 + |\underline{a}|^2 - 2 |r_{Q1}| |\underline{a}| \cos(r_{Q\varphi_1} - \varphi_a) \quad (\text{B.6})$$

Nach einiger Rechnung lässt sich der Winkel $r_{Q\varphi_1}$ durch $r_{R\varphi_2}$ ersetzen, was auf eine quadratische Gleichung in $|r_{R1}|$ führt.

$$|r_{R1}|^2 + 2 |\underline{a}| \cos(\varphi_a - r_{R\varphi_2}) |r_{R1}| + |\underline{a}|^2 - |r_{Q1}|^2 = 0 \quad (\text{B.7})$$

Deren Lösung

$$|r_{R1}|_{1,2} = |\underline{a}| \cos(\varphi_a - r_{R\varphi_2}) \pm \sqrt{|\underline{a}|^2 (\cos^2(\varphi_a - r_{R\varphi_2}) - 1) + |r_{Q1}|^2} \quad (\text{B.8})$$

liefert den gesuchten nichtlinearen Zusammenhang zwischen dem Vektor r_{R1} und einer beliebigen Schaufelposition $r_{R\varphi_2}$. Die einzige unbekannte Größe $|r_{Q1}|$ entspricht dem Schaufelrad-Schneidenradius r_{SR} .

Mit Gl. B.5 und Gl. B.8 steht somit das Formelwerk zur allgemeingültigen Beschreibung der Spandicke bei beliebiger planarer Schaufelradverlagerung zur Verfügung. Auf eine Fallunterscheidung wie in [SSK11] kann dabei verzichtet werden.

Zu jedem Rechenschritt des Grabwiderstandsmodells erfolgt die Berechnung der momentanen Spantiefen aller Schaufeln. Eine positive Spandicke ist gleichbedeutend mit einer im Eingriff befindlichen Schaufel. Die Nullstellen der Spandickenfunktion entsprechen dem Eintrittswinkel $r_{R\varphi_{\text{ein}}}$ und dem theoretischen Austrittswinkel $r_{R\varphi_{\text{aus}}}$ des Schaufelrades in den Abbaustoß. Der tatsächliche Austrittswinkel kann elementargeometrisch aus der Abbauscheibenhöhe ermittelt werden.

B.2.2 Spanbreitenberechnung

Der grundlegende Ansatz zur Spanbreitenberechnung beruht gemäß [SJ83] auf dem Verhältnis

$$b_{\text{nenn}} = \frac{v_S}{z_{SR} f_{n,SR}} \quad (\text{B.9})$$

aus Schwenkgeschwindigkeit der betrachteten Schaufel v_S und Schüttungszahl des Schaufelrades. Letztere entspricht der Schaufeleingriffsfrequenz, berechnet aus Schaufelanzahl z_{SR} und Schaufelraddrehfrequenz $f_{n,SR}$. Da die Schwenkgeschwindigkeit mit zunehmendem Abstand vom Drehmittelpunkt zunimmt, vergrößert sich auch die Spanbreite an den auslegerfernen Schaufeln. Deshalb ist es zweckmäßig, die Nenn-Spanbreite unter Nutzung des Drehmittelpunkt-Abstandes r_{eff} und der Schwenkgeschwindigkeit ${}_G\dot{\psi}$ zu berechnen.

$$b_{\text{nenn}} = r_{\text{eff}} \frac{|{}_G\dot{\psi}|}{|{}_R\dot{\varphi}|} \frac{2\pi}{z_{SR}} \quad (\text{B.10})$$

$$\text{mit } r_{\text{eff}}({}_A\delta, {}_R\varphi) = l_{AE} + \cos {}_A\delta \cdot l_A + \cos {}_R\varphi \cdot r_{SR} \quad (\text{B.11})$$

Die Schwenkgeschwindigkeit und Schaufelraddrehgeschwindigkeit stellen Zustandsgröße des zu koppelnden MKS-Modelles dar und variieren belastungs- und schwingungsabhängig.

¹Durch die Forderung, dass \underline{P}_1 und \underline{P}_2 kollinear zum Ursprung RO sind, gilt $r_{Q\varphi_1} = r_{R\varphi_2}$.

In Anlehnung an Abb. 3.21 auf S. 53 kann eine Erweiterung der Spanbreitenberechnung um verschiedene Anteile aus der Auslegerdeformation erfolgen.

Eine Biegeverformung des Auslegers zeichnet sich durch eine translatorische Verlagerung ${}_A z_{\text{MKS}}$ der Schaufelradachse aus. Gleichzeitig neigt sich die Auslegerspitze um den Winkel ${}_A \beta_{\text{MKS}}$ um die Hochachse. Je nach horizontalem Abstand der Schneiden vom Schaufelradmittelpunkt ergibt sich aus diesen beiden Anteilen eine Veränderung der Spanbreite.

$$\Delta b_{\text{bieg}} = {}_A z_{\text{MKS}} - \sin {}_A \beta_{\text{MKS}} \cdot r_{\text{SR}} \cdot \cos {}_R \varphi_{\text{S}} \quad (\text{B.12})$$

Tritt zudem eine Torsion des Schaufelradauslegers entlang seiner Längsachse ${}_A \alpha_{\text{MKS}}$ auf, variiert die Spanbreite schaufelabhängig um den Betrag

$$\Delta b_{\text{tor}} = -\sin {}_A \alpha_{\text{MKS}} \cdot r_{\text{SR}} \cdot \sin {}_R \varphi_{\text{S}} \quad (\text{B.13})$$

Schließlich lässt sich auch die Spanbreitenänderung durch ein Heben oder Senken des Schaufelrades ${}_A y_{\text{MKS}}$ (bspw. verursacht von einer Ausleger-Nickschwingung) entsprechend

$$\Delta b_{\text{nick}} = -\cos {}_R \varphi_{\text{S}} \cdot {}_A y_{\text{MKS}} \frac{r_{\text{eff}} {}_G \dot{\psi}}{r_{\text{SR}} {}_R \dot{\varphi}} \quad (\text{B.14})$$

in Abhängigkeit des Verhältnisses aus Schwenkgeschwindigkeit $r_{\text{eff}} {}_G \dot{\psi}$ zu Umfangsgeschwindigkeit des Schaufelrades $r_{\text{SR}} {}_R \dot{\varphi}$ ausdrücken.

Schwingbewegungen in positive y -Richtung verringern die Spandicke grundsätzlich. Demgegenüber sind die Auswirkungen der Biege- und Torsionsverformung des Auslegers auf die Spanbreite schwenkrichtungsabhängig. Dem wird in der resultierenden wirksamen Spanbreite durch die Verwendung der Signum-Funktion Rechnung getragen.

$$b = b_{\text{nenn}} + \Delta b_{\text{nick}} - (\Delta b_{\text{bieg}} + \Delta b_{\text{tor}}) \text{sgn}(\dot{\psi}) \quad (\text{B.15})$$

Mit den Ansätzen zur Spanbreiten- und Spandickenberechnung sind nun die Voraussetzungen geschaffen, um zu jedem Zeitpunkt die Spangeometrie an einem beliebigen Schaufelradrehwinkel abzuschätzen.

B.3 Schnittkraftberechnung

Die Schnittkräfte zum Lösen des Grabgutes entziehen sich einer exakten Beschreibbarkeit. Empirisch abgesichert ist jedoch die Anwendung einfacher Näherungsgleichungen. So lässt sich die Kraftkomponente in Umfangsrichtung des Schaufelrades unter Nutzung eines spezifischen Grabwiderstandes k_A proportional zur Spanfläche der Schaufel beschreiben, wenn ein bindiger oder harter Erdstoff vorliegt [Sau82].

$${}_S \mathbf{F}_U = -b h_r k_A {}_S \mathbf{e}_y \quad (\text{B.16})$$

Der Einheitsvektor ${}_S \mathbf{e}_y$ drückt dabei die Orientierung des Umfangskraftvektors ${}_S \mathbf{F}_U$ im Schaufel-Koordinatensystem ${}_R O$ aus.

Die Seitenkraft während des Grab-Schwenk-Vorganges kann unter der Annahme berechnet werden, dass die Gesamtkraft an der Schneide in Richtung der effektiven Bewegungsrichtung der Schaufel gerichtet ist. Die Schaufelbewegung setzt sich aus einer Umfangskomponente $r_{\text{SR}} {}_R \dot{\varphi}$ und einer Seitwärtskomponente $r_{\text{eff}} {}_G \dot{\psi}$ aus dem Schwenkvorgang zusammen. Abweichungen von dieser Annahme werden über einen Seitenkraftfaktor c erfasst.

$${}_S \mathbf{F}_S = |{}_S \mathbf{F}_U| c \tan \left(\frac{r_{\text{eff}} {}_G \dot{\psi}}{r_{\text{SR}} {}_R \dot{\varphi}} \right) {}_S \mathbf{e}_z \quad (\text{B.17})$$

Für die empirischen Grabwiderstandsbeiwerte k_A und c existieren Erfahrungswerte [Kra75], [Sau82] für verschiedene Bodenklassen. Durch die starke Abhängigkeit von der Festigkeit des Erdstoffes, dem Schaufelbesatz und dem Verschleißzustand der Schneiden verbleiben beide Parameter zur Modellabstimmung in Bezug auf die Belastung des Schaufelradantriebsstranges M_{SR} (mit k_A) und des Schwenkwerkes M_{SW} (mit c). Die vorliegende Berechnung erfasst die Kraftwirkung durch die Nachschnittspäne an den Seitenschneiden der Schaufeln – hervorgerufen durch die Verschwenkung des Schaufelrades – nicht. [Sch14, S. 87]

Die in diesem Abschnitt berechneten Schnittkräfte an den Schaufeln werden durch Koordinatentransformation in das Schaufelrad-Koordinatensystem überführt. Für jede Schaufel i ergibt sich damit ein Schnittkraftvektor ${}_{\mathbf{R}}\mathbf{F}_{\text{Schnitt},i}$. Durch Einbeziehung des momentanen Ortsvektors einer jeden Schaufel ${}_{\mathbf{R}}\mathbf{r}_{S,i}$ erfolgt die Berechnung der Drehmomentkomponenten an der Schaufelradachse aus dem Schnittvorgang.

$${}_{\mathbf{R}}\mathbf{M}_{\text{Schnitt}} = \sum_{i=1}^{z_{SR}} {}_{\mathbf{R}}\mathbf{r}_{S,i} \times {}_{\mathbf{R}}\mathbf{F}_{\text{Schnitt},i} \quad (\text{B.18})$$

B.4 Hubkraftberechnung

Um die Kraft zu berechnen, die an jeder Schaufel im Zuge des Hebens des gelösten Grabgutes wirkt, muss das Spanvolumen bekannt sein, das die Schaufel füllt. Schwingungsbedingt kann das Spanvolumen von Schaufel zu Schaufel stark schwanken – insbesondere wenn die Spandicke variiert. In der Simulation ist aus diesem Grund der zeitliche Verlauf der Füllung aller Schaufeln zu berücksichtigen. Initial sind alle Schaufeln geleert. Durch Rotation des Schaufelrades zwischen dem vorherigen Simulationszeitschritt $k-1$ und dem aktuellen Simulationszeitpunkt k ergibt sich eine Volumenänderung.

$$V_k = V_{k-1} + b_k h_{r,k} r_{SR,m} ({}_{\mathbf{R}}\varphi_{S,k} - {}_{\mathbf{R}}\varphi_{S,k-1}) \quad (\text{B.19})$$

Solange die Schaufel im Bereich zwischen ${}_{\mathbf{R}}\varphi_{\text{ein}}$ und ${}_{\mathbf{R}}\varphi_{\text{aus}}$ am Abbau des Grabgutes beteiligt ist, steigt das Schaufelvolumen. Schwerkraftbedingt erfolgt in einem darauffolgenden Winkelbereich die Entleerung der Schaufel. Dieser Vorgang wird hier mit einer linearen Formfunktion vereinfacht abgebildet, bis $V_k = 0$ erreicht ist.

Mit bekannten Schaufelvolumina kann die Hubkraft aus der Summation aller Schaufelfüllstände zu einem Zeitpunkt k berechnet werden.

$${}_{\mathbf{R}}\mathbf{F}_{\text{Hub}} = -g\rho \left(\sum_{i=1}^{z_{SR}} V_{k,i} \right) {}_{\mathbf{R}}\mathbf{e}_y \quad (\text{B.20})$$

Als Gewichtskraft ist die Hubkraft stets in negative y -Richtung des Schaufelrad-Koordinatensystems gerichtet. Aus der skalaren Gewichtskraft ergibt sich mit dem Einheitsvektor ${}_{\mathbf{R}}\mathbf{e}_y$ ein Hubkraftvektor.

Unter Nutzung des Hubkraftvektors und durch Einbeziehung des momentanen Ortsvektors einer jeden Schaufel ${}_{\mathbf{R}}\mathbf{r}_{S,i}$ erfolgt die Berechnung des Drehmomentes an der Schaufelradachse aus dem Hubvorgang.

$${}_{\mathbf{R}}\mathbf{M}_{\text{Hub}} = \sum_{i=1}^{z_{SR}} {}_{\mathbf{R}}\mathbf{r}_{S,i} \times {}_{\mathbf{R}}\mathbf{F}_{\text{Hub},i} \quad (\text{B.21})$$

Mit Berechnungsansätzen für die Hub- und Schnittkraft sind somit die zwei wesentlichen Anteile an der Grabkraft am Schaufelrad erfasst. Die Lasten müssen nun noch aus dem Schaufelrad-Koordinatensystem unter Berücksichtigung der Schaufelradverschwenkung β in das Ausleger-

Koordinatensystem transformiert werden. Anschließend können die Lasten auf die elastischen Strukturen des MKS-Gesamtsystemmodells geprägt werden. Alle hier dargestellten Berechnung laufen für jeden Zeitschritt der Gesamtsystems simulation in MATLAB/SIMULINK ab (vgl. Abb. 3.22 auf S. 54).

B.5 Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
a	m	Vorschubvektor in der komplexen Zahlenebene
a_0	m	nomineller Vorschub bei Schwenkwinkel $\psi = 0^\circ$
b	m	Spanbreite
c	-	Seitenkraftbeiwert
${}_{\mathbf{R}}\mathbf{F}_{\text{Hub},i}$	N	resultierender Hubkraftvektor der Schaufel i im Schaufelrad-Koordinatensystem
${}_{\mathbf{R}}\mathbf{F}_{\text{Schnitt},i}$	N	resultierender Schnittkraftvektor der Schaufel i im Schaufelrad-Koordinatensystem
${}_{\mathbf{S}}\mathbf{F}_{\mathbf{S}}$	N	Seitenkraftvektor einer Schaufel
${}_{\mathbf{S}}\mathbf{F}_{\mathbf{U}}$	N	Umfangskraftvektor einer Schaufel
h_r	m	radiale Spandicke
k_A	N m^{-2}	flächenbezogener Grabwiderstand
l_A	m	Ausleger-Länge
l_{AE}	m	Ausleger-Exzentrizität vom Drehmittelpunkt
${}_{\mathbf{R}}\mathbf{M}_{\text{Hub}}$	Nm	resultierendes Drehmoment aus dem Hubvorgang an der Schaufelrad-Achse
${}_{\mathbf{R}}\mathbf{M}_{\text{Schnitt}}$	Nm	resultierendes Drehmoment aus dem Schnittvorgang an der Schaufelrad-Achse
l_1	m	vorherige Schnittkontur des Schaufelrades (komplex Zahl)
l_2	m	aktuelle Schnittkontur des Schaufelrades (komplexe Zahl)
r_{eff}	m	Schaufelabstand vom Drehmittelpunkt des Oberbaus
r_{SR}	m	Schaufelrad-Radius (Schneide)
$V_{k,i}$	m^3	Spanvolumen der i -ten Schaufel zum Zeitpunkt k
x_{MKS}	m	Auslegerdeformation in x -Richtung
y_{MKS}	m	Auslegerdeformation in y -Richtung
z_{MKS}	m	Auslegerdeformation in z -Richtung
z_{SR}	-	Schaufelanzahl des Schaufelrades

Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
${}_A\alpha_{\text{MKS}}$	rad	rotatorische Auslegerdeformation um die x -Achse
${}_A\beta_{\text{MKS}}$	rad	rotatorische Auslegerdeformation um die y -Achse
${}_{\mathbf{R}}\varphi_{\mathbf{S}}$	rad	Winkelposition einer Schaufel im Schaufelrad-Koordinatensystem ${}_{\mathbf{R}}\mathcal{O}$
${}_{\mathbf{R}}\dot{\varphi}$	rad s^{-1}	Schaufelraddrehgeschwindigkeit im Koordinatensystem ${}_{\mathbf{R}}\mathcal{O}$
${}_{\mathbf{G}}\dot{\psi}$	rad s^{-1}	Schaufelraddrehgeschwindigkeit im Koordinatensystem ${}_{\mathbf{G}}\mathcal{O}$
ρ	kg m^{-3}	Massendichte

C Ableitung von Minimalmodellen

Das in Kapitel 3 genutzte Verfahren zur Ableitung eines freiheitsgradreduzierten, recheneffizienten Minimalmodells aus einem umfangreichen MKS-Simulationsmodell ist nicht in jedem Fall erfolgreich einsetzbar. Die vorgestellte physikalische Minimalmodellierung stößt an Grenzen, wenn die Trägheiten des Systems nicht derart klar auf Motor- und Lastseite konzentriert sind wie am untersuchten Beispielantrieb. Auch wenn eine Erfassung der Elastizität der zu schwenkenden Struktur angestrebt wird oder höherfrequente Torsionsmoden des Antriebsstranges berücksichtigt werden sollen, fällt es zunehmend schwer, eine geeignete Modelltopologie zu finden und das Modell zu parametrieren.¹ In den beschriebenen Fällen bietet sich die Nutzung höherwertiger, transformationsbasierter Verfahren zur Modellordnungsreduktion an. Ausgangspunkt der folgenden Erläuterungen ist die Zustandsraumbeschreibung des MKS-Modells gemäß Gl. 3.16.

C.1 Modale Reduktion

Da beliebige Zustandsraumrealisierungen für ein System existieren, besteht die Möglichkeit eines Wechsels der Koordinatenbasis durch eine Transformation $\mathbf{x}(t) = \mathbf{T} \cdot \mathbf{T} \mathbf{x}(t)$. Eine günstige Wahl der Koordinatenbasis erleichtert die Aufteilung in relevante und vernachlässigbare Systemzustände und bildet damit die Grundlage für eine Modellordnungsreduktion. Als geeignet erweist sich die Transformation hin zu modalen Koordinaten.

Die Modalanalyse des homogenen Teils der Zustandsgleichung 3.16 führt auf die Eigenwertprobleme

$$(p_i \mathbf{I} - \mathbf{A}) \phi_{Ri} = \mathbf{0} \quad \text{und} \quad (p_i \mathbf{I} - \mathbf{A}^\top) \phi_{Li} = \mathbf{0}. \quad (\text{C.1})$$

Bedingt durch die Asymmetrie der Systemmatrix \mathbf{A} unterscheiden sich die Rechtseigenvektoren ϕ_{Ri} (Eigenformen) von den Linkseigenvektoren ϕ_{Li} (Eigenkräfte). Das spaltenweise Aneinanderreihen der Eigenvektoren führt auf die Rechts- und Linksmodalmatrizen

$$\Phi_{\mathbf{R}} = [\phi_{R1}, \phi_{R2}, \dots, \phi_{Rn}] \quad \text{und} \quad \Phi_{\mathbf{L}} = [\phi_{L1}, \phi_{L2}, \dots, \phi_{Ln}]. \quad (\text{C.2})$$

Vorteilhaft erweist sich die Bi-Orthonormierung [HS07]

$$\Phi_{\mathbf{L}}^\top \Phi_{\mathbf{R}} = \mathbf{I}. \quad (\text{C.3})$$

Durch Nutzung der neu skalierten Modalmatrizen wird die Transformation der Zustandsgleichung in den Modalraum ermöglicht. Der Basiswechsel $\mathbf{x}(t) = \Phi_{\mathbf{R}} \cdot \Phi_{\mathbf{x}} \mathbf{x}(t)$ heißt Modaltransformation, $\Phi_{\mathbf{x}} \mathbf{x}$ sind die Rechts-Modalkoordinaten.

$$\Phi_{\mathbf{R}} \cdot \Phi_{\mathbf{x}} \dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A} \Phi_{\mathbf{R}} \cdot \Phi_{\mathbf{x}} \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} \mathbf{u}(t) \quad \xrightarrow{\text{Gl. C.3}} \quad \Phi_{\mathbf{x}} \dot{\mathbf{x}}(t) = \underbrace{\Phi_{\mathbf{L}}^\top \mathbf{A} \Phi_{\mathbf{R}}}_{\mathbf{A}} \cdot \Phi_{\mathbf{x}} \mathbf{x}(t) + \underbrace{\Phi_{\mathbf{L}}^\top \mathbf{B}}_{\Phi_{\mathbf{x}} \mathbf{B}} \mathbf{u}(t) \quad (\text{C.4})$$

Für die Ausgabegleichung gilt

$$\mathbf{y}(t) = \underbrace{\mathbf{C} \Phi_{\mathbf{R}}}_{\Phi_{\mathbf{x}} \mathbf{C}} \cdot \Phi_{\mathbf{x}} \mathbf{x}(t) + \mathbf{D} \mathbf{u}(t). \quad (\text{C.5})$$

¹Ein Beispiel für ein topologisch komplexes Minimalmodell eines Schaufelradbaggers mit elastischem Oberbau und Schwenkantrieben ist in [Wol72] aufgeführt. Zusätzlich zu den Schwenkantrieben als Torsionsschwingern ist der flexible Stahlbau über drei diskrete Massen (Schaufelrad, Ballast und Drehplattform) und koppelnde Biegebalken modelliert.

Die Modaltransformation führt auf eine diagonalisierte Systemmatrix (Spektralmatrix Λ)

$$\Phi_{\mathbf{L}}^{\top} \mathbf{A} \Phi_{\mathbf{R}} = \text{diag}(p_1, p_2, \dots, p_n) = \Lambda, \quad (\text{C.6})$$

deren Hauptdiagonalelemente den Eigenwerten des Systems entsprechen. Diese auch als kanonische Normalform bezeichnete Zustandsraumbeschreibung repräsentiert die Systemdynamik durch n entkoppelte Differentialgleichungen [Lun14a].

Eine Modellordnungsreduktion lässt sich nun dadurch erreichen, dass ausgewählte zusammengehörige Rechts- und Linkseigenvektoren konjugiert komplex aus den Modalmatrizen gestrichen werden. Die so entstehenden reduzierten Modalmatrizen $\Phi_{\mathbf{L}}^{\text{red}}$ und $\Phi_{\mathbf{R}}^{\text{red}}$ werden als Transformationsmatrizen in Gl. C.4 und Gl. C.5 eingesetzt.

Üblicherweise genügt die Berücksichtigung der niederfrequenten Schwingungsmodi zur Wiedergabe des Systemverhaltens. Bei Antriebssträngen umfasst dies die Nulleigenwerte (engl. rigid body modes) und einige Eigenschwingformen (engl. free interface vibration modes). Ein objektives Kriterium zur Festlegung einer geeigneten Reduktionsbasis – und damit zur Modenauswahl – lässt sich aus der Modalzerlegung der Übertragungsfunktionsmatrix ableiten. Nach einer LAPLACE-Transformation der Gln.C.4 und C.5 folgt für die Übertragungsfunktionsmatrix

$$\mathbf{G}(p) = \Phi \mathbf{C} (p\mathbf{I} - \Lambda)^{-1} \Phi \mathbf{B} + \mathbf{D}. \quad (\text{C.7})$$

Da die Inverse der Diagonalmatrix $(p\mathbf{I} - \Lambda)$ den reziproken Diagonaleinträgen (und damit $p - p_i$) entspricht, lassen sich die Einträge der Matrix $\mathbf{G}(p)$ folgendermaßen darstellen

$$G_{jk}(p) = \sum_{i=1}^n \frac{\Phi^{c_{ki}} \cdot \Phi^{b_{ij}}}{p - p_i}. \quad (\text{C.8})$$

Jeder Übertragungspfad zwischen einem Eingang j und einem Ausgang k lässt sich hiermit als Überlagerung aller modalen Anteile beschreiben. Die Einträge $\Phi^{c_{ki}}$ der in den Modalraum transformierten Messmatrix und jene Einträge $\Phi^{b_{ij}}$ der Stellmatrix wichten den Anteil, den jeder Schwingungsmodus i bei einer definierten Frequenz p an der betrachtete Übertragungsfunktion hat. Der Betrag der Summanden in Gl. C.8 ordnet so jedem modalen Anteil einen skalaren Wert zu, der den Beitrag der Mode zur Systemantwort bei der Frequenz p quantifiziert. Wird als Bezugsfrequenz $p = 0 \text{ rad s}^{-1}$ gewählt, geht aus den Summanden in Gl. C.8 das Dominanzmaß D_{jki} nach LITZ hervor, das den relativen Beitrag des i -ten modalen Anteils an dem statischen Übertragungsverhalten im untersuchten Übertragungspfad jk beschreibt². Modale Anteile mit einem hohem Dominanzmaß beeinflussen das Ein-Ausgangsverhalten wesentlich und sollten demnach in die Reduktionsbasis integriert werden. [Rie98, S. 7]

Das Abschneiden modaler Koordinaten ist zwangsläufig mit dem Verlust der stationären Genauigkeit verbunden [DK97]. Durch Verfahren wie die Residualisierung [SP05] bzw. die Erweiterung der modalen Basis mithilfe von Residual Attachment Modes ("Formen aus Einzellasten") [Gra18] kann dem entgegengewirkt werden³. Jedoch geht die Erreichung stationärer Genauigkeit mit einer von null verschiedenen Durchgangsmatrix \mathbf{D} einher. Infolgedessen weicht das Übertragungsverhalten des reduzierten und residualisierten Systems bei höheren Frequenzen vom Originalsystem ab. Es gilt gemäß [WCE17, S. 30]

$$\lim_{\omega \rightarrow \infty} \mathbf{G}^{\text{red}}(j\omega) = \mathbf{D} \neq \mathbf{0} = \lim_{\omega \rightarrow \infty} \mathbf{G}(j\omega). \quad (\text{C.9})$$

²Alternativ dazu wird in [SP05, S. 480] der Fehlerterm $F_i = \frac{\bar{\sigma}(\Phi^{c_{ki}} \cdot \Phi^{b_{ij}})}{|\text{Re}(p_i)|}$ vorgeschlagen, welcher den Maximalfehler quantifiziert, der durch das Streichen des i -ten Schwingungsmodus an der Übertragungsfunktionsmatrix des Systems entsteht. Der Operator $\bar{\sigma}(\cdot)$ bezeichnet den größten Singulärwert der Matrix.

³Im Kontext der Strukturodynamik wird die modale Reduktion als *mode displacement method* bezeichnet, während die statische Korrektur des modal reduzierten Systems als *mode acceleration method* bekannt ist. [GR15a]

Bei Antriebssträngen handelt es sich gemeinhin um rotatorisch ungefesselte System, die ein integrales Verhalten mit $\lim_{\omega \rightarrow 0} \mathbf{G}(j\omega) = \infty$ aufweisen. Da dies bereits durch die Starrkörperbewegung sehr gut approximiert wird und die exakte Abbildung der systeminternen Schnittlasten für regelungstechnische Zwecke nicht zwingend erforderlich ist, kann auf eine Anwendung der beschriebenen Verfahren verzichtet werden.

C.2 Balanciertes Abschneiden

Das Reduktionsverfahren des balancierten Abschneidens (engl. balanced truncation) basiert nicht auf strukturdynamischen Methoden, sondern auf regelungstechnischen Konzepten. Der Ansatz bietet ein formalisiertes Vorgehen, um mit einer festgelegten Anzahl an Systemzuständen das frequenzabhängige Ein-Ausgangs-Übertragungsverhalten eines Systems bestmöglich wiederzugeben. [SP05]

Kern des Verfahrens bildet das *Balancieren*, eine Transformation in eine Zustandsraum-Realisierung, in der jeder Systemzustand so beobachtbar wie steuerbar ist. Unter Steuerbarkeit wird die Erreichbarkeit eines Zustandes durch die Systemeingangsgrößen \mathbf{u} verstanden. Analog beschreibt die Beobachtbarkeit den Zusammenhang zwischen einem Zustand und den Systemausgangsgrößen \mathbf{y} . Zustände, die gut steuerbar und beobachtbar sind, tragen maßgeblich zum Übertragungsverhalten des System bei, indem sie zum einen von den Eingangsgrößen angesprochen werden und zum anderen die Ausgangsgrößen beeinflussen.

Quantifizierbar werden diese Systemeigenschaften durch die GRAMschen Steuerbarkeits- und Beobachtbarkeitsmatrizen \mathbf{W}_c und \mathbf{W}_o (engl. controllability/observability GRAMians), die als Lösung der LYAPUNOV-Gleichungen

$$\mathbf{A}\mathbf{W}_c + \mathbf{W}_c\mathbf{A}^\top + \mathbf{B}\mathbf{B}^\top = \mathbf{0} \quad \text{und} \quad \mathbf{A}\mathbf{W}_o + \mathbf{W}_o\mathbf{A}^\top + \mathbf{C}\mathbf{C}^\top = \mathbf{0} \quad (\text{C.10})$$

hervorgehen [Lun14b, S. 68].

Nach einer Eigenzerlegung der Matrizen \mathbf{W}_c bzw. \mathbf{W}_o beschreibt der zum größten Eigenwert gehörige Eigenvektor jene Richtung im Zustandsraum, die mit geringstem Stellaufwand erreichbar ist (Steuerbarkeit), bzw. die den größten Beitrag zu Systemausgangsgrößen liefert (Beobachtbarkeit) [WCE17].

Die Eigenwerte und Eigenvektoren der Steuerbarkeits- und Beobachtbarkeitsmatrizen sind für die hier zugrundeliegende Zustandsraumbeschreibung zweiter Form (Gl. 3.18) verschieden. Durch eine Ähnlichkeitstransformation $\mathbf{x} = \mathbf{B}\mathbf{T} \cdot \mathbf{B}\mathbf{x}$ kann die Basis des Zustandsraumes derart geändert werden, dass

$$\mathbf{B}\mathbf{W}_c = \mathbf{B}\mathbf{W}_o = \text{diag}(w_1, w_2, \dots, w_n) \quad \text{mit} \quad w_1 \geq w_2 \geq \dots \geq 0 \quad (\text{C.11})$$

gilt [SP05, S. 482]. Die numerische Bestimmung der Transformationsmatrix ist in [Bes+13, S. 4412] beschrieben. Somit ist jeder Zustand des balancierten, noch unreduzierten Systems

$$\begin{aligned} \mathbf{B}\dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{B}\mathbf{T}^{-1}\mathbf{A}\mathbf{B}\mathbf{T} \cdot \mathbf{B}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{T}^{-1}\mathbf{B}\mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{B}\mathbf{T} \cdot \mathbf{B}\mathbf{x} \end{aligned} \quad (\text{C.12})$$

genauso beobachtbar, wie steuerbar. Der zum i -ten Zustand gehörige Diagonaleintrag w_i in Gl. C.11 beschreibt dessen Beitrag zum Übertragungsverhalten des Systems.

Eine Modellordnungsreduktion lässt sich nun über das Abschneiden der Zustände erreichen, die zahlenmäßig kleine Steuer- und Beobachtbarkeitsmaßzahlen w_i besitzen und somit das Ein-Ausgangsverhalten nur geringfügig beeinflussen. Realisiert wird das balancierte Abschneiden durch die Streichung der Spalten von $\mathbf{B}\mathbf{T}$ bzw. der Zeilen von $\mathbf{B}\mathbf{T}^{-1}$.

C.3 Vergleich der reduzierten Modelle

Um die Unterschiede zwischen den Reduktionsverfahren zu veranschaulichen, wird das MKS-Modell des Beispiel-Schwenkantriebes mit einem der vier Antriebsstränge und elastischem Oberbau in ein Minimalmodell überführt. Die Dimension des Zustandsraumes soll dabei von $n_{\text{MKS}} = 490$ auf $n = 8$ reduziert werden.⁴ Im Vergleich zum in Kapitel 3 vorgestellten Zweimassenschwinger mit $n = 4$ verspricht dies eine höhere Güte des reduzierten Modells, d. h. eine bessere Reproduktion der Systemdynamik in einem weiteren Frequenzbereich. Die Findung eines geeigneten physikalischen Modells (Mehrmassenschwinger) für die geforderte Ziel-Dimension mit vier Starrkörpern und drei Koppelsteifigkeiten ist nicht trivial. Aus diesem Grund ist in der Gegenüberstellung der Amplitudenfrequenzgänge in Abb. C.4 der Zweimassenschwinger zu Vergleichszwecken mit aufgeführt. Mit dem einfachen physikalischen Minimalmodell gelingt nur die Wiedergabe der Starrkörperdynamik und der Hauptresonanz (erste Torsionseigenschwingung).

C.3.1 Modale Reduktion

Zur Anwendung der Modalreduktion ist zunächst die Eigenwertberechnung für das linearisierte MKS-Modell des Beispielsystems erforderlich. Als Bewertungskriterium zur Auswahl der systemdynamisch relevanten Eigenschwingformen dient das Dominanzmaß D_{jki} . Die dafür zugrunde gelegten Übertragungspfade (Indizes j und k) werden durch die Systemeingänge des MKS-Modells (Drehmomente motor- und drehplattformseitig) und die Systemausgänge (Winkelgeschwindigkeiten motor- und drehplattformseitig) definiert. In Abb. C.2 sind die Summen-Dominanzmaße der ersten 40 Modalkoordinaten dargestellt. Jene Eigenschwingformen, die bereits in Kapitel 3 thematisiert wurden, sind explizit benannt.

Die modale Basis des reduzierten Modells enthält – vergleichbar zum Zweimassensystem – die Starrkörperbewegung und die erste Torsions-Eigenschwingung des Antriebsstranges. Zusätzlich wird eine elastische Oberbauschwingung oberhalb der Hauptresonanz ausgewählt. Als vierter modaler Baustein des Minimalmodells wird exemplarisch die zweite Torsionseigenfrequenz des Antriebsstranges genutzt. Auf diese Weise steigt die Reproduktionsgüte des Frequenzganges G_{11} in Abb. C.4. Im Vergleich zum physikalischen Minimalmodell offenbart Abb. C.1 eine bessere Wiedergabe des Übertragungsverhaltens im Bereich der ersten und zweiten Torsionseigenfrequenz.

Folgende Punkte zeichnen das Reduktionsverfahren aus:

- Mechanische Eigenwerte bleiben in Frequenz und Dämpfung exakt erhalten.
- Modalkoordinaten der Zustandsraumdarstellung sind physikalisch interpretierbar, aber nicht direkt messbar.
- Eigenschwingformen als globale Verformungsansatzfunktionen erlauben den Rückschluss auf systeminterne Größen (modal expansion [BV15]). Eine Erweiterung um statische Korrekturterme ist dafür ggf. angebracht.
- Die Verwendung des Minimalmodells für die Auslegung eines Mehrgrößenreglers führt auf eine modale Regelung, bei der das Schwingungsverhalten modalselektiv abstimmbar ist [Wei84].

⁴Die Festlegung der Modellgröße erfolgt vor dem Hintergrund, dass das Minimalmodell für die Auslegung einer Regelung nutzbar sein soll. Jeder Systemzustand des Modells muss dabei entweder gemessen oder rekonstruiert werden. Für die reine Simulation des Systemverhaltens wären ggf. höhere Modellordnungen sinnvoll.

C.3.2 Balanciertes Abschneiden

Ausgangspunkt der Freiheitsgradreduktion bildet wieder das linearisierte MKS-Modell des Beispielschwenkantriebs. Vor der Anwendung der balancierenden Ähnlichkeitstransformation $\mathbf{x} = \mathbf{B}\mathbf{T}\cdot\mathbf{B}\mathbf{x}$ muss die rotatorische Starrkörperbewegung (Null-Eigenwert) abgespalten werden. Der betreffende Systembestandteil wird nach der Reduktion wieder angefügt [WCE17, S. 28f].

Abb. C.3 stellt die Steuer- und Beobachtbarkeitsmaßzahlen der 40 wichtigsten Systemzustände des »balancierten Systems« dar. Der balancierende Transformation geschuldet, sind die Systemzustände absteigend nach Steuer- und Beobachtbarkeit sortiert. Die Auswahl der Reduktionsbasis beschränkt sich somit auf die Wahl der Zieldimension des reduzierten Systems. In den Abb. C.4 und C.1 wird die hohe Abbildungstreue deutlich.

Folgende Punkte zeichnen das Reduktionsverfahren aus:

- Speziell das Ein-Ausgangs-Verhalten wird approximiert.
- Sowohl die Fehlerschranken des reduzierten Modells als auch dessen asymptotische Stabilität werden garantiert [SP05].
- Zustandskoordinaten des balancierten Systems sind nicht physikalisch interpretierbar und nicht unmittelbar messbar.
- Die Struktur des Zustandsvektors entspricht nicht mehr der bei mechanischen Systemen üblichen Form $\mathbf{x} = [\dot{\mathbf{q}}|\mathbf{q}]^T$. Dies erschwert die Anwendung von Regler-Auslegungsverfahren, die von anschaulichen Zustandsgrößen profitieren (LQR).

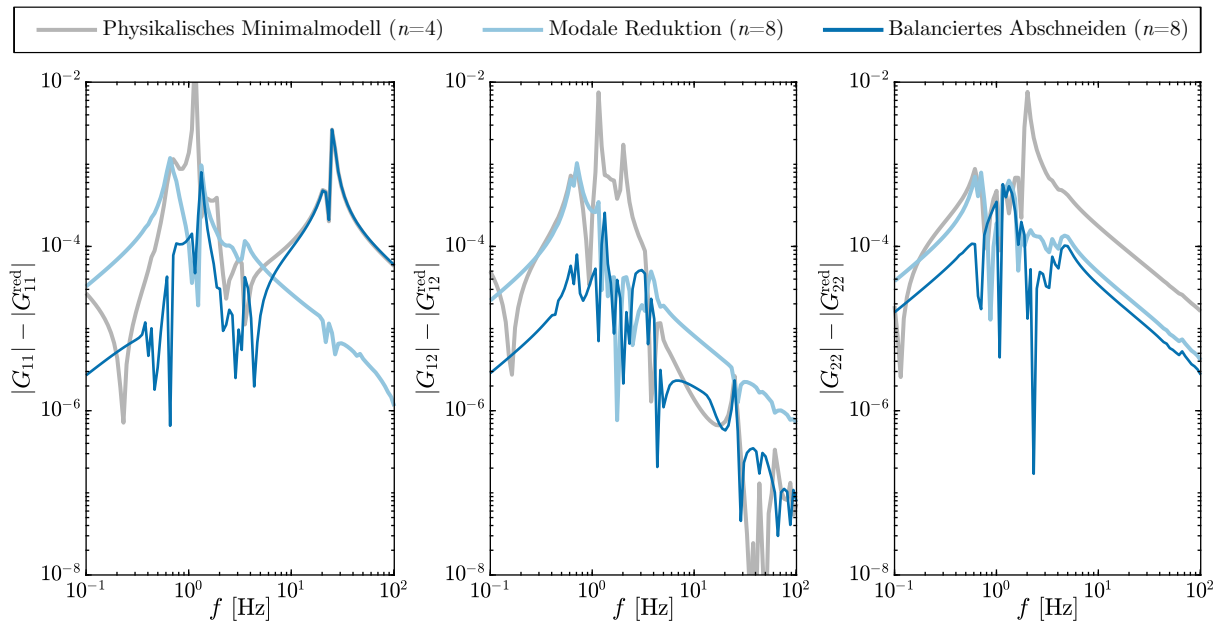


Abbildung C.1: Betragsdifferenz zwischen den Frequenzgängen des Originalsystems (MKS-Modell) und den drei freiheitsgradreduzierten Minimalmodellen

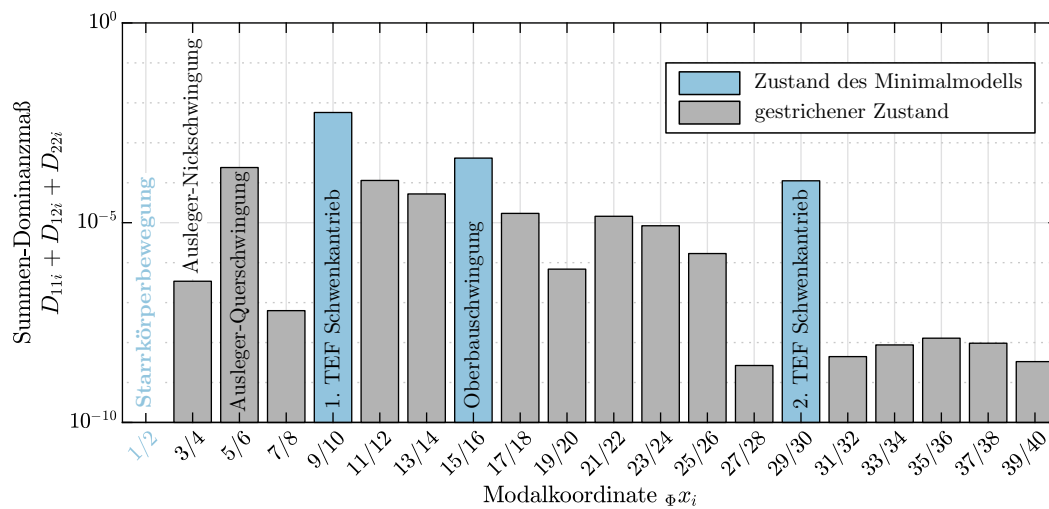


Abbildung C.2: Dominanzmaße der ersten 40 Schwingungsmodi des unreduzierten MKS-Modells

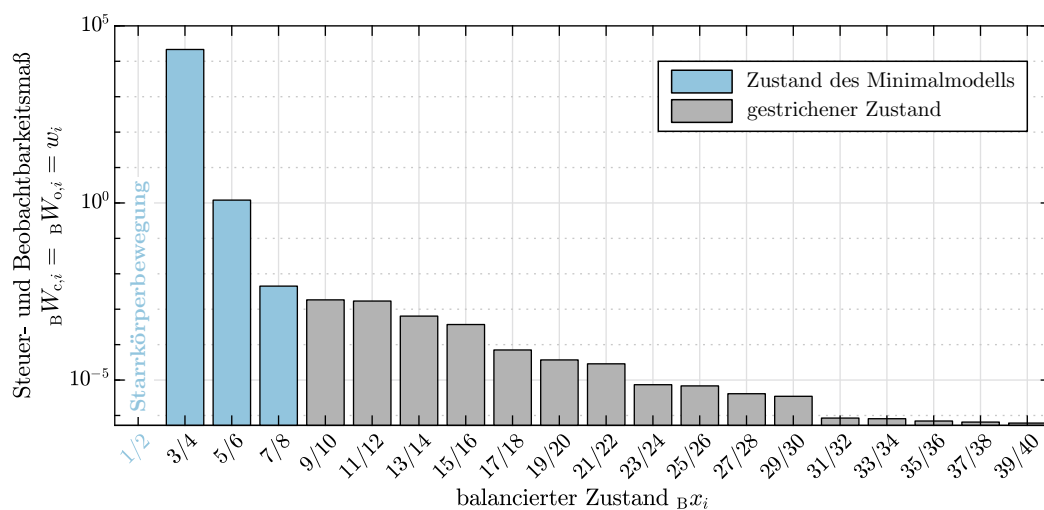


Abbildung C.3: Steuerbarkeits- und Beobachtbarkeitsmaße der ersten 40 Systemzustände für das balancierte MKS-Modell

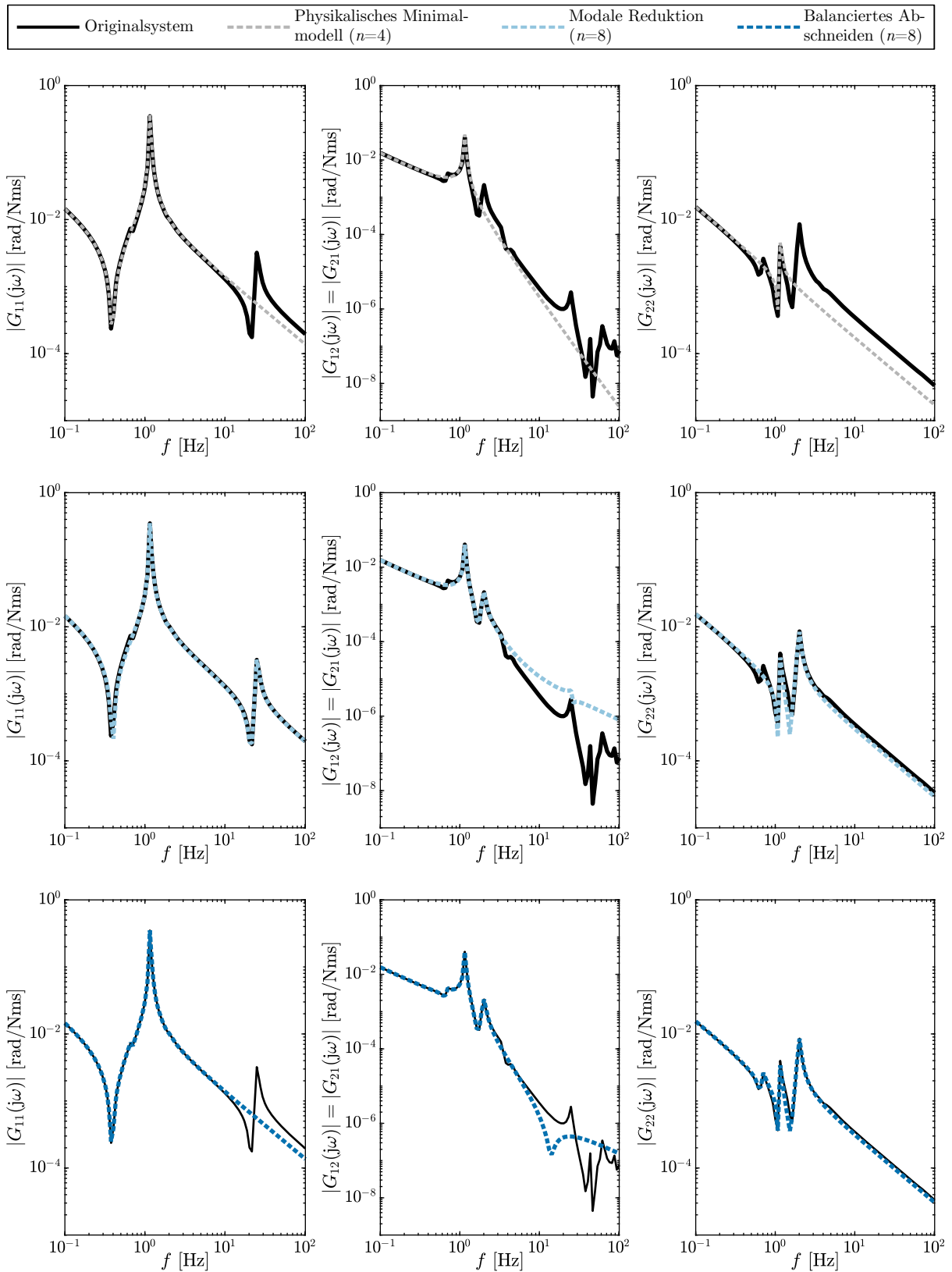


Abbildung C.4: Vergleich der Frequenzgänge des linearisierten MKS-Modells mit dem freiheitsgradreduzierten physikalischen Minimalmodell (obere Diagramm-Zeile), dem modal reduzierten Modell (mittlere Zeile) und dem balanciert reduzierten Modell (untere Zeile). Frequenzgänge: Winkelgeschwindigkeit infolge Drehmomentanregung (engl. mobility)

D Herleitung des maximalen Stoßdrehmomentes nach dem Spieldurchlauf

Ziel der Herleitung ist die möglichst einfache Abschätzung des Maximaldrehmoments in einem elastischen Antriebsstrang nach erfolgtem Spieldurchlauf. Grundlage bilden die Bewegungsgleichungen eines spielbehafteten Zweimassensystems, ergänzt um die Modellierung des Getriebespiels als tote Zone nach Gl. 5.5. Die Herleitung lehnt sich an das in [DH16] grob beschriebene Vorgehen an. Vereinfachend wird angenommen, dass motorseitig ein konstantes Drehmoment wirkt und der Abtrieb unbelastet ist.

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_{1|2} = M_1 \quad (\text{D.1})$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 - M_{1|2} = 0 \quad (\text{D.2})$$

Die Division der Gleichungen durch die jeweiligen Massenträgheitsmomente und Subtraktion (D.2) von (D.1) liefert eine Differentialgleichung für die elastische Strangverdrillung.

$$\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2 + M_{1|2}(\varphi_1, \varphi_2, \alpha) \left(\frac{1}{J_1 + J_2} \right) = \frac{M_1}{J_1} \quad (\text{D.3})$$

Durch Multiplikation mit der Torsionssteifigkeit k_{12} folgt

$$k(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + M_{1|2}(\varphi_1, \varphi_2, \alpha) \underbrace{k \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \right)}_{\omega_0^2} = k \frac{M_1}{J_1}, \quad (\text{D.4})$$

was sich durch Einsetzen der Eigenkreisfrequenz ω_0 als Gleichung für das elastische Strangdrehmoment $M_{1|2}$ des Zweimassensystems interpretieren lässt.

$$\ddot{M}_{1|2} + \omega_0^2 M_{1|2} = k \frac{M_1}{J_1} \quad (\text{D.5})$$

Ein Lösung dieser inhomogenen linearen Differentialgleichung (DGL) 2. Ordnung mit konstanten Koeffizienten ist in der Form

$$M_{1|2}(t) = M_H(t) + M_P(t) \quad (\text{D.6})$$

möglich. Hierbei bezeichnet

$$M_H(t) = C_1 \sin \omega_0 t + C_2 \cos \omega_0 t \quad (\text{D.7})$$

die allgemeine Lösung der homogenen DLG. Für die partikuläre Lösung gilt

$$M_P(t) = C_0 \xrightarrow{\text{einsetzen in Gl. D.5}} C_0 = \frac{k M_1}{\omega_0 J_1} = M_1 \frac{J_2}{J_1 + J_2} \quad (\text{D.8})$$

Um die spezielle Lösung von (D.5) bestimmen zu können, ist noch die Ermittlung der Koeffizienten C_1 und C_2 notwendig. Dafür können die beiden Anfangsbedingungen

$$M_{1|2}(t=0\text{ s}) = 0 \text{ Nm} \quad \text{und} \quad \dot{M}_{1|2}(t) = k(\dot{\varphi}_1(t=0\text{ s}) - \dot{\varphi}_2(t=0\text{ s})) = k \dot{\varphi}_{1,t_0} \quad (\text{D.9})$$

genutzt werden. Die erste Bedingung beruht auf der Annahme, dass zum Zeitpunkt $t=0$ s, bei dem die Zahnflanken nach dem vollständigen Spieldurchlauf aufeinandertreffen, noch kein Drehmoment durch den Antriebsstrang übertragen wird. Gleichzeitig erfolgt eine sprunghafte Drehmomentänderung, die sich aus der Differenzwinkelgeschwindigkeit zwischen beiden Starrkörpern ergibt. Wie eingangs erwähnt, soll der abtriebsseitige Körper ruhen, sodass $\dot{\varphi}_{2,t_0} = 0 \text{ rad s}^{-1}$ gilt.

Nach Einsetzen der beiden Bedingungen (D.9) in den Lösungsansatz (D.6) ergeben sich die gesuchten Koeffizienten zu

$$C_1 = \frac{k \dot{\varphi}_{1,t_0}}{\omega_0} \quad \text{und} \quad C_2 = -C_0, \quad (\text{D.10})$$

was schließlich die Angabe der Zeitbereichslösung

$$M_{1|2}(t) = \frac{k M_1}{\omega_0 J_1} (1 - \cos \omega_0 t) + \frac{k \dot{\varphi}_{1,t_0}}{\omega_0} \sin \omega_0 t \quad (\text{D.11})$$

erlaubt, die sich folgendermaßen umformen lässt

$$M_{1|2}(t) = M_1 \frac{J_2}{J_1 + J_2} \left(1 - \cos \omega_0 t + \frac{\dot{\varphi}_{1,t_0} \omega_0 J_1}{M_1} \sin \omega_0 t \right). \quad (\text{D.12})$$

Aus einer Extremwertanalyse geht das Maximaldrehmoment hervor, das nach dem Flankenkontakt auftritt.

$$M_{1|2,\max} = M_1 \frac{J_2}{J_1 + J_2} \left(1 + \sqrt{1 + \left(\frac{\dot{\varphi}_{1,t_0} \omega_0 J_1}{M_1} \right)^2} \right) \quad (\text{D.13})$$

Ohne das Getriebespiel wäre $C_1 = 0 \text{ Nm}$. Wie groß die Lastüberhöhung ausfällt, wird maßgeblich durch die Größe der abtriebsseitigen Massenträgheit bestimmt. Große Werte von J_2 bewirken ein »Aufziehen« des elastischen Antriebsstranges mit entsprechend hohen Lasten. Im Umkehrschluss führt eine geringe abtriebsseitige Trägheit zwar zu geringen Antriebsstrangbelastungen, resultiert jedoch in hohen Beschleunigungen. Dies ist zu beachten, da im Gegensatz zur hier genutzten Modellvorstellung die Abtriebsseite kein Starrkörper ist, sondern ebenfalls ein schwingungsfähiges Kontinuum.

Der quadrierte Term im Radikand ist als Spieleinfluss aufzufassen. Erwartungsgemäß wirken sich hohe Differenzgeschwindigkeiten (hier repräsentiert durch die Motordrehgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{1,t_0}$) zum Zeitpunkt des Flankenkontaktes überlastbegünstigend aus. Weiterhin wird deutlich, dass sich aus Sicht der Antriebsstrangbelastung eine niedrige Torsionseigenfrequenz – gleichbedeutend mit einem torsionsweichen Antrieb – überaus günstig auswirkt.

Eine weitere Vereinfachung folgt, wenn nur die homogene Lösung des Aufeinanderprallens der Zahnflanken mit Differenzgeschwindigkeit, aber ohne zusätzliches Motordrehmoment, berücksichtigt wird $C_0 = C_2 = 0 \text{ Nm}$. Sodass als Zeitbereichslösung

$$M_{1|2}(t) = \frac{k \dot{\varphi}_{1,t_0}}{\omega_0} \sin \omega_0 t \quad (\text{D.14})$$

verbleibt.