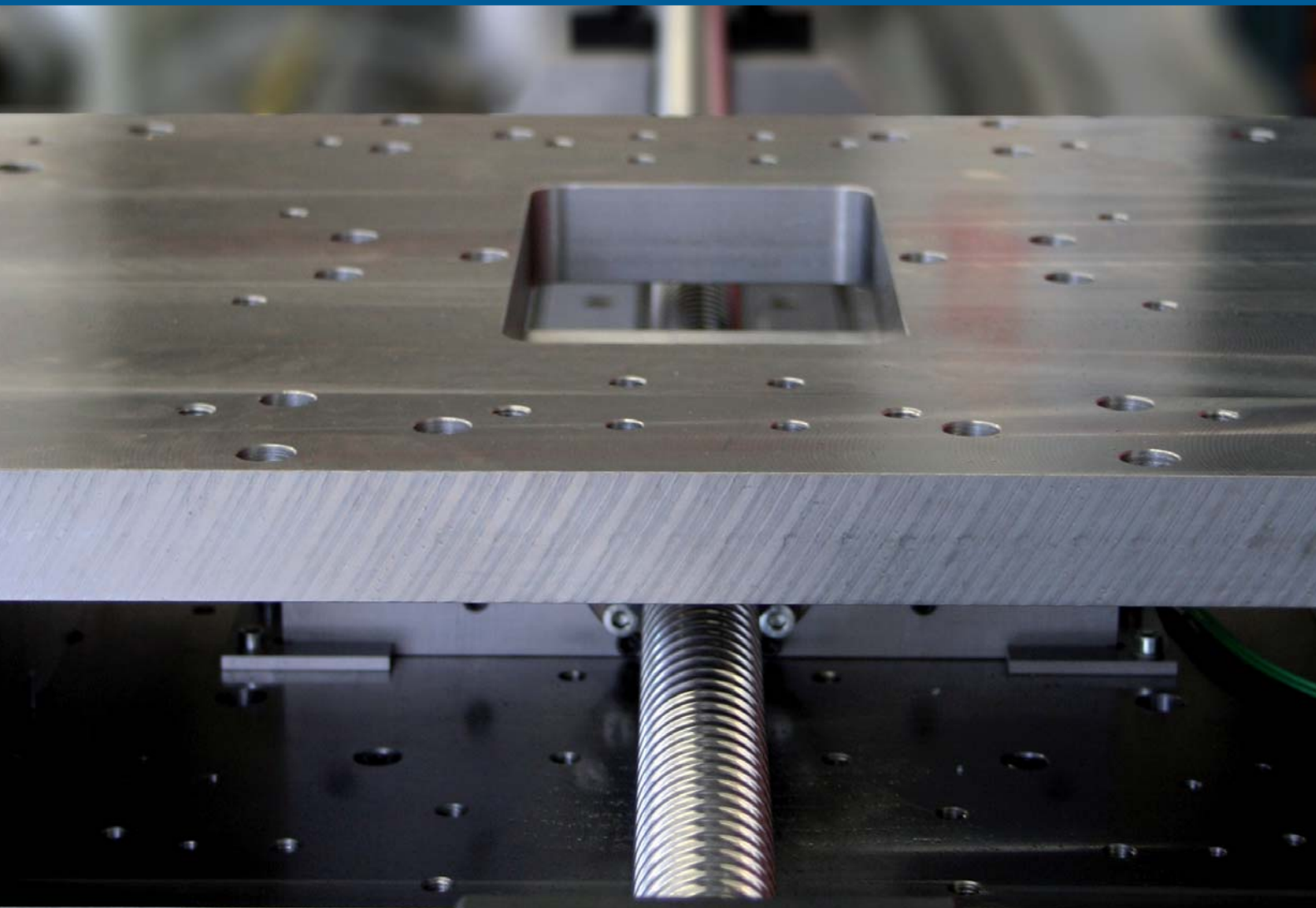


SIEGFRIED FREY

Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Vorschubantrieben durch semiaktive Dämpfung



Herausgeber:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Bauernhansl

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Alexander Verl

Univ.-Prof. a. D. Dr.-Ing. Prof. E.h. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c. mult. Engelbert Westkämper

Siegfried Frey

**Verbesserung des dynamischen Verhaltens
von Vorschubantrieben durch semiaktive
Dämpfung**

Kontaktadresse:

Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA, Stuttgart
Nobelstraße 12, 70569 Stuttgart
Telefon 0711 970-00, Telefax 0711 970-1399
info@ipa.fraunhofer.de, www.ipa.fraunhofer.de

STUTTGARTER BEITRÄGE ZUR PRODUKTIONSFORSCHUNG**Herausgeber:**

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Bauernhansl
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Alexander Verl
Univ.-Prof. a. D. Dr.-Ing. Prof. E.h. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c. mult. Engelbert Westkämper

Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA, Stuttgart
Institut für Industrielle Fertigung und Fabrikbetrieb (IFF) der Universität Stuttgart
Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen (ISW)
der Universität Stuttgart

Titelbild: © ISW Universität Stuttgart

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

ISSN: 2195-2892

ISBN (Print): 978-3-8396-0648-3

D 93

Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2013

Druck: Mediendienstleistungen des Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau IRB, Stuttgart
Für den Druck des Buches wurde chlor- und säurefreies Papier verwendet.

© by **FRAUNHOFER VERLAG**, 2013

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau IRB
Postfach 800469, 70504 Stuttgart
Nobelstraße 12, 70569 Stuttgart
Telefon 0711 970-2500
Telefax 0711 970-2508
E-Mail verlag@fraunhofer.de
URL <http://verlag.fraunhofer.de>

Alle Rechte vorbehalten

Dieses Werk ist einschließlich aller seiner Teile urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die über die engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes hinausgeht, ist ohne schriftliche Zustimmung des Verlages unzulässig und strafbar. Dies gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen sowie die Speicherung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Warenbezeichnungen und Handelsnamen in diesem Buch berechtigt nicht zu der Annahme, dass solche Bezeichnungen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und deshalb von jedermann benutzt werden dürften. Soweit in diesem Werk direkt oder indirekt auf Gesetze, Vorschriften oder Richtlinien (z.B. DIN, VDI) Bezug genommen oder aus ihnen zitiert worden ist, kann der Verlag keine Gewähr für Richtigkeit, Vollständigkeit oder Aktualität übernehmen.

GELEITWORT DER HERAUSGEBER

Produktionswissenschaftliche Forschungsfragen entstehen in der Regel im Anwendungszusammenhang, die Produktionsforschung ist also weitgehend erfahrungsbasiert. Der wissenschaftliche Anspruch der „Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung“ liegt unter anderem darin, Dissertation für Dissertation ein übergreifendes ganzheitliches Theoriegebäude der Produktion zu erstellen.

Die Herausgeber dieser Dissertations-Reihe leiten gemeinsam das Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA und jeweils ein Institut der Fakultät für Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik an der Universität Stuttgart.

Die von ihnen betreuten Dissertationen sind der marktorientierten Nachhaltigkeit verpflichtet, ihr Ansatz ist systemisch und interdisziplinär. Die Autoren bearbeiten anspruchsvolle Forschungsfragen im Spannungsfeld zwischen theoretischen Grundlagen und industrieller Anwendung.

Die „Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung“ ersetzt die Reihen „IPA-IAO Forschung und Praxis“ (Hrsg. H.J. Warnecke / H.-J. Bullinger / E. Westkämper / D. Spath) bzw. ISW Forschung und Praxis (Hrsg. G. Stute / G. Pritschow / A. Verl). In den vergangenen Jahrzehnten sind darin über 800 Dissertationen erschienen.

Der Strukturwandel in den Industrien unseres Landes muss auch in der Forschung in einen globalen Zusammenhang gestellt werden. Der reine Fokus auf Erkenntnisgewinn ist zu eindimensional. Die „Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung“ zielen also darauf ab, mittelfristig Lösungen für den Markt anzubieten. Daher konzentrieren sich die Stuttgarter produktionstechnischen Institute auf das Thema ganzheitliche Produktion in den Kernindustrien Deutschlands. Die leitende Forschungsfrage der Arbeiten ist: Wie können wir nachhaltig mit einem hohen Wertschöpfungsanteil in Deutschland für einen globalen Markt produzieren?

Wir wünschen den Autoren, dass ihre „Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung“ in der breiten Fachwelt als substanziell wahrgenommen werden und so die Produktionsforschung weltweit voranbringen.

Alexander Verl

Thomas Bauernhansl

Engelbert Westkämper

Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Vorschubantrieben durch semiaktive Dämpfung

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Siegfried Frey
geboren in Tübingen

Hauptberichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Alexander Verl

Mitberichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christian Brecher

Tag der mündlichen Prüfung: 24.09.2013

Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen
und Fertigungseinrichtungen
der Universität Stuttgart

2013

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen (ISW) der Universität Stuttgart.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. mult. Alexander Verl für die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit sowie für die Übernahme des Hauptberichts. Auch bedanke ich mich für das entgegengebrachte Vertrauen und die gute Zusammenarbeit über all die Jahre.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Christian Brecher, Institutsdirektor am Werkzeugmaschinenlabor WZL der RWTH Aachen, danke ich für sein Interesse an meiner Arbeit und die Erstellung des Mitberichts.

Ein herzliches Dankeschön geht an alle Mitarbeiter des Instituts, die mich bei meiner wissenschaftlichen Tätigkeit begleitet und unterstützt haben. Recht herzlich danke ich den Herren Dipl.-Ing. Niko Croon, Dr.-Ing. Armin Lechler und Dr.-Ing. Jochen Rupp für die fachliche Durchsicht meiner Arbeit, sowie den zahlreichen Kolleginnen und Kollegen, die unmittelbar zu dem Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Danken möchte ich an dieser Stelle auch den Mitarbeitern der technischen Werkstatt, welche mich tatkräftig bei der Umsetzung zahlreicher Prototypen und Versuchsstände unterstützt haben.

Ich möchte mich bei all meinen Kolleginnen und Kollegen für die freundschaftliche Zusammenarbeit, die fachlichen Diskussionen und Anregungen und für die interessante und spannende Zeit am ISW bedanken.

Ein besonderer Dank gilt meiner Familie, allen voran meiner Freundin Hanna und meinem Sohn Vincent, für die aufgebrachte Geduld und ihr Verständnis für meine Arbeit.

Siegfried Frey

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen	5
Abkürzungen	7
Extended Abstract	8
1 Einleitung und Problemstellung	12
2 Stand der Forschung und Technik	14
2.1 Elektromechanische Vorschubantriebe für Werkzeugmaschinen	14
2.2 Modellbildung von Vorschubantrieben mit Kugelgewindetrieb	17
2.3 Dynamische Eigenschaften von Vorschubantrieben	21
2.4 Ansätze zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens	27
2.5 Zusammenfassende Bewertung des Stands der Forschung	33
3 Zielsetzung und Vorgehensweise	35
4 Semiaktive Dämpfung von Antriebssystemen	37
4.1 Semiaktives Regelgesetz für die Dämpfung von Antriebssystemen	38
4.2 Stabilitätsnachweis für Antriebssysteme mit semiaktiver Dämpfung	41
4.3 Herleitung einer linearen Systembetrachtung	44
4.4 Parameteruntersuchung für das lineare Ersatzsystem	52
5 Einsatz der Methode in Werkzeugmaschinen	57
5.1 Steuer- und hardwaretechnisches Integrationskonzept	58
5.2 Potentiale und Grenzen der semiaktiven Dämpfung	62
5.3 Robustheit der Methode	67
5.4 Bewertung des Konzeptes hinsichtlich wirtschaftlicher Faktoren	70
6 Dämpfungsaktoren für die Integration in Vorschubantriebe	75
6.1 Anforderungen an die Aktorik	76
6.2 Motorische Bremse	77
6.3 Mechanische Bremse	78
6.3.1 Elektrohydraulisch betätigte Bremse	81
6.3.2 Elektromagnetisch betätigte Bremse	85

7	Messtechnische Untersuchungen	91
7.1	Versuchsstand und messtechnischer Aufbau	91
7.2	Dynamiksteigerung durch motorische Bremswirkung	95
7.3	Dynamiksteigerung durch reibungsbasierte Dämpfung	100
7.3.1	Einsatz elektrohydraulisch betätigte Bremse	100
7.3.2	Einsatz elektromagnetisch betätigte Bremse	104
7.4	Bewertung der Messergebnisse	108
8	Zusammenfassung und Ausblick	113
	Literatur	115

Formelzeichen

a	Fourierkoeffizient	J_m	Trägheitsmoment Motor
A	Amplitude	J_s	Trägheitsmoment Spindel
A_{fe}	Eisenquerschnitt Elektromagnet	K	Regeleinrichtung
A_{hyd}	Hydraulische Kolbenfläche	K_B	Proportionalverstärkung B-Feld-Regler
A_r	Amplitudenreserve	K_d	Proportionalverstärkung semiaktive Dämpfung
b	Fourierkoeffizient	K_d^0	Normierter Verstärkungsfaktor semiaktive Dämpfung
B	Magnetische Flussdichte	K_{hyd}	Proportionalverstärkung Druckregler
c	Federkonstante	K_i	Proportionalverstärkung Stromregler
c_{ax}	Steifigkeit in axialer Richtung	K_{mag}	Proportionalverstärkung Kraft-Erregerstrom
c_{mu}	Axialsteifigkeit Kugelgewindemutter	K_p	Proportionalverstärkung Drehzahlregler
c_{rot}	Rotatorische Steifigkeit	K_v	Proportionalverstärkung Lagereger
C	Komplexer Fourierkoeffizient	L	Offener Regelkreis
D	Dämpfungsmaß	l	Luftspalt magnetischer Kreis
d	Dämpfungskoeffizient	M	Drehmoment
d_{ax}	Dämpfungskoeffizient in axialer Richtung	m	Masse
d_{mu}	Dämpfungskoeffizient Kugelgewindemutter	m_s	Masse Kugelgewindespindel
d_{rot}	Rotatorische Dämpfung	m_T	Masse Maschinentisch
d_{sys}	Interne Systemdämpfung	N	Beschreibungsfunktion
E	Energie	P	Leistung
e	Regelabweichung	p	Druck
F	Kraft	p_{offset}	Offset Druck
F_d	Dämpfungskraft	R	Ohmscher Widerstand
F_{mag}	Magnetische Anzugskraft	s	Laplace-Operator
F_N	Normalkraft	t	Zeit
F_R	Reibkraft	T	a) Periodendauer b) Zeitkonstante
G	Regelstrecke		
h	Gewindesteigung Kugelgewindetrieb		
i	Strom		
J	Trägheitsmoment		

T_N	Nachstellzeit Drehzahlregler	Δ	Differenzenoperator
T_i	Nachstellzeit Stromregler	θ	Magnetische Durchflutung
T_p	Nachstellzeit Druckregler	μ	Reibungskoeffizient
V	Lyapunov-Funktion	μ_0	Magnetische Feldkonstante
u	a) Stellgröße b) Stellspannung	φ	a) Drehwinkel b) Phasenverschiebung
$\ddot{u}$	Überschwingweite	φ_r	Phasenreserve
w	Führungsgröße	ω	Winkelgeschwindigkeit
x	Position	ω_0	Eigenkreisfrequenz
$\dot{x}$	Geschwindigkeit	ω_{aktor}	Eigenkreisfrequenz Aktor
$\ddot{x}$	Beschleunigung	ω_{aktor}^0	Eigenkreisfrequenz Aktor normiert
y	a) Regelgröße b) Zustandsgröße	ω_D	Durchtrittskreisfrequenz
z	Störgröße	ω_π	180°-Kreisfrequenz

Abkürzungen

CNC	Computerized Numerical Control
KGT	Kugelgewindetrieb
CACE	Computer Aided Control Engineering
SISO	Single-Input-Single-Output
FEM	Finite Elemente Methode
LDA	Lineardirektantrieb
WZM	Werkzeugmaschine
EHB	Elektrohydraulisch betätigte Bremse
EMB	Elektromagnetisch betätigte Bremse
MB	Motorische Bremse

Extended Abstract

Introduction and Motivation

Feed drives are an essential element of modern production machines. They are used to create the relative movement between tool and workpiece required for the individual machining task. This imposes highest demands on accuracy and dynamic response. Accordingly, the performance of feed drives has a major impact on the productivity of machine tools and manufacturing units. In particular, dynamical aspects such as acceleration capability, damping performance and tracking accuracy play a fundamental role concerning machining time, process stability and quality of the workpiece.

In most cases, feed drives are built up using mechanical transmission elements such as ball screw or rack and pinion drives. The properties of these components, namely stiffness and damping, lead to distinctive vibration modes and an unfavorable dynamical behavior. In particular, the first eigenfrequency and the inherent lack of damping is the constraining factor for the achievable closed loop bandwidth and the dynamic properties of a position-controlled feed drive. In literature, this aspect is mostly addressed using sophisticated control techniques, mitigating the effect of structural vibration modes. Due to problems with robustness and technical feasibility, however, most of these approaches have not been established in industrial applications up until today.

Scientific Approach and Objective

In order to meet the increasing demand for performance and improve the dynamics of electromechanical feed drives beyond the state of the art, a new approach is presented in this thesis: The feed drive is extended by a controllable, semi-active damping device, solely capable of dissipating energy. The additional actuator is used for a selective damping of the dominant vibration mode caused by the mechanical components, improving the controllability and hence the overall dynamic performance. In this context, the interaction between feed drive and damping control is a key factor for the effectiveness of the method. Properly integrated into the control structure of the feed drive, the principle of semi-active damping provides the possibility to increase the control bandwidth and advance the disturbance response at the same time.

The objective of this scientific work is to improve feed drive dynamics by means of semi-active damping. Next to an effective mode of operation and a holistic improvement of the dynamic properties, application-related aspects such as technical feasibility and robustness are analyzed and a proper concept for the practical implementation is developed.

Solution Process

The scientific investigations in the course of this thesis range from general theoretical analyses to the practical implementation on an industrial feed drive. According to Figure 1, the solution process can be divided into four steps.

In chapter 4, the functional principle of semi-active damping is explained and a proper control strategy for the use in drive systems is introduced. The stability and effectiveness of the proposed method are examined in a general, theoretical way. The analysis within this chapter is based on a simplified and universal drive model with one dominant vibration mode. This provides a descriptive view on the fundamental principle and allows for a transfer of the results on arbitrary drive systems. Within the studies, a linear system approach is developed and a parameter analysis is performed, providing information about relevant system parameters and their impact on the damping effect.

In chapter 5, important requirements associated with the application in machine tools are addressed. The analysis is focused on ball screw feed drives, being the most commonly used motion delivery mechanism in modern machine tools. In detail, the following issues are being considered: The technical feasibility of the damping device and its integration into the control structure of a feed drive, the potential for improvement and the robustness of the method. Furthermore, economical aspects are taken into account and a proper concept for the practical implementation is presented.

In chapter 6, different damping devices for the integration in feed drives are developed and tested. Initially, requirements are defined and suitable actuator principles are selected. Within this work three damping devices are realized: A linear direct drive functioning as an electrical brake and two mechanical brake units, namely an electrohydraulic and an electromagnetic-actuated friction brake. All of the above, highly integrative and with minimal restrictions for the feed drive, prove to be suitable for the practical implementation of the developed method of semi-active damping.

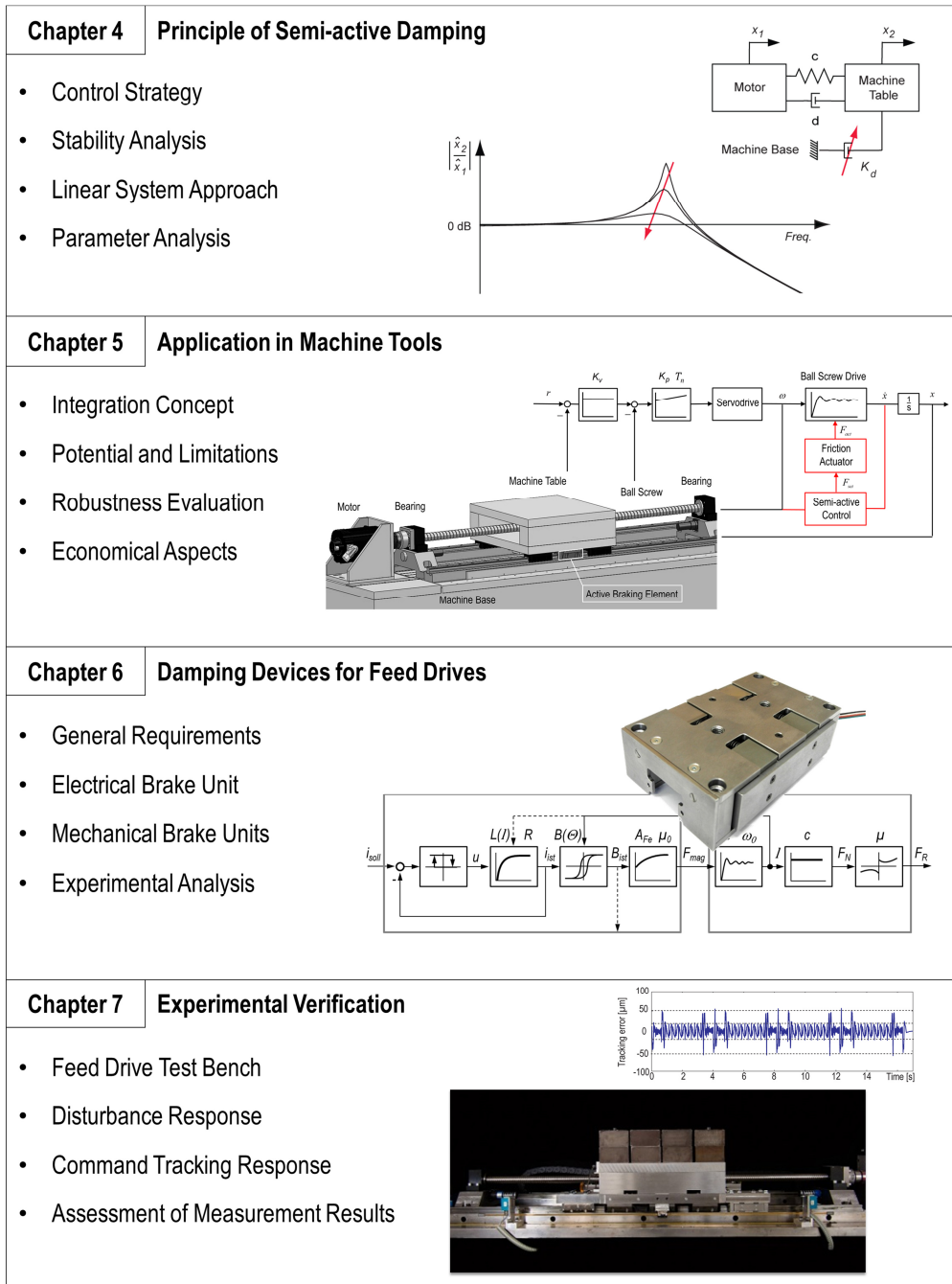


Figure 1: Methodology of the solution process

Finally, the proposed method is implemented and experimentally verified on an industrial feed drive for machine tools. The damping devices developed in the foregoing chapter are integrated into the feed drive and numerous measurements in frequency and time domain are performed. The effectiveness of the developed method is analyzed and its impact on the command tracking as well as on the disturbance response is quantified.

The performed measurements show an increase in position control bandwidth of more than 100 % while still maintaining the phase and gain margin required for a robust controller setting. Due to the intelligent actuator control and the selective mode of operation, an extensive improvement of the overall dynamic properties can be achieved in a very efficient way. The damping energy required proves to be very limited and of secondary importance compared to the mechanical losses of the feed drive itself.

Summary

Within this thesis, a new method for the improvement of feed drive dynamics is presented. The functional principle is explained, relevant system parameters are identified and the effectiveness of the method is examined in a general, theoretical way. Important requirements associated with the application in machine tools are addressed and a proper concept for the practical implementation is introduced. Different damping devices are developed and used for the experimental verification on an industrial feed drive. The conducted experiments predict an increase in position control bandwidth of more than 100 % while the required damping energy remains minimal. The principle of semi-active damping proves to be a very effective method for improving the dynamic performance of feed drives. Providing the possibility for a much better command tracking as well as disturbance response, the proposed method has great potential for increasing the productivity of modern machine tools and manufacturing units.

1 Einleitung und Problemstellung

Für die Erzeugung definierter Vorschubbewegungen im Bereich der Fertigungstechnik kommen überwiegend CNC (Computerized Numerical Control) gesteuerte Vorschubantriebe zum Einsatz. Vorschubantriebe setzen die in der Steuerung generierten Bewegungsanweisungen in Relativbewegungen zwischen Werkzeug und Werkstück um und ermöglichen so die Durchführung von Bearbeitungsaufgaben. Hierbei werden höchste Anforderungen an die Genauigkeit und die Dynamik der Bewegungserzeugung gestellt: Hohe Bahngeschwindigkeiten und minimale Bahnabweichungen auch bei kurzen Bewegungssätzen und dem Einwirken von Prozess- und Störkräften werden angestrebt. Die erreichbare Werkstückqualität sowie die Bearbeitungsdauer werden dabei maßgeblich von der Leistungsfähigkeit der eingesetzten Vorschubantriebe beeinflusst. Insbesondere die dynamischen Eigenschaften wie Beschleunigungsvermögen, Dämpfungsverhalten und Regelbandbreite spielen dabei eine entscheidende Rolle. Entsprechend groß ist deren Bedeutung für die Produktivität moderner Fertigungseinrichtungen.

Die Bewegungserzeugung der linearen Hauptachsen einer Werkzeugmaschine erfolgt heutzutage nahezu ausschließlich auf Basis geregelter elektrischer Antriebe. Zwei Prinzipien der Bewegungserzeugung sind dabei grundsätzlich zu unterscheiden: Lineardirektantriebe (LDA) und elektromechanische Vorschubantriebe. Während bei Lineardirektantrieben die elektromagnetische Kraft des Antriebs unmittelbar für die Bewegungserzeugung genutzt wird, erfolgt bei elektromechanischen Antrieben die Umsetzung der rotatorischen Bewegung eines Motors in eine Linearbewegung mit Hilfe von mechanischen Übertragungselementen. Häufigster Vertreter ist hierbei der Kugelgewindetrieb (KGT), der sich durch eine hohe Präzision in der Bewegungsübertragung und ein hervorragendes Preis-/Leistungsverhältnis auszeichnet. Daneben kommen Zahnstangen-, Schnecken- sowie Riemenantriebe zum Einsatz, wobei letztere im Bereich der Vorschubantriebe für Werkzeugmaschinen eine untergeordnete Rolle spielen.

Auch wenn Direktantriebe große Potentiale hinsichtlich der erreichbaren Dynamik bieten, werden heutzutage überwiegend elektromechanische Vorschubantriebe eingesetzt. Wirtschaftliche Aspekte wie die deutlich geringeren Anschaffungs- und Betriebskosten, der verminderte Aufwand für Montage, Installation und Kühlung aber auch die Möglichkeit der Drehzahl- bzw. Drehmomentanpassung sind wesentliche Gründe hierfür. Als nachteilig erweisen sich allerdings die nichtlinearen Effekte der mechanischen Übertragungselemente wie Reibung und Umkehrspiel sowie die Systemeigenschaften Elastizität

und Dämpfung. Diese stellen eine Herausforderung für die Regelungstechnik dar und begrenzen letztlich die erreichbare Genauigkeit und Dynamik solcher Antriebssysteme.

Die Entwicklung immer leistungsfähigerer Vorschubantriebe ist Grundvoraussetzung für die Steigerung der Produktivität moderner Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen. Durch Fortschritte in der Antriebstechnik sowie im Bereich der mechanischen Komponenten konnte das Einsatzgebiet von elektromechanischen Vorschubantrieben in den letzten Jahren zunehmend erweitert werden. Die wachsenden Anwendungsgebiete sowie die Forderung nach einer höheren Produktivität führen jedoch zu gesteigerten Anforderungen und lassen Vorschubantriebe mit Kugelgewinde- oder Zahnstange-Ritzel-Antrieb zunehmend an ihre dynamischen Grenzen stoßen. Um auch mit zukünftigen Anforderungen Schritt halten zu können, bedarf es daher neuer Konzepte um die Leistungsfähigkeit von elektromechanischen Vorschubantrieben zu erweitern.

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein neues Konzept vorgestellt und untersucht, das ein erhebliches Verbesserungspotential für das dynamische Verhalten von Vorschubantrieben bietet. Hierzu werden zunächst die erforderlichen theoretischen Grundlagen erarbeitet und die für den Einsatz in Werkzeugmaschinen relevanten Rahmenbedingungen betrachtet. Anschließend erfolgt die technische Umsetzung an einem industriellen Vorschubantrieb für Werkzeugmaschinen. In umfangreichen Messungen wird die Wirkungsweise und Effektivität der entwickelten Methode nachgewiesen und deren Bedeutung für die Produktivität moderner Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen aufgezeigt.

2 Stand der Forschung und Technik

Im Folgenden soll der Stand der Forschung und Technik von elektromechanischen Vorschubantrieben für Werkzeugmaschinen genauer beleuchtet werden. Im Vordergrund stehen dabei die dynamischen Eigenschaften und deren Bedeutung für die Produktivität moderner Fertigungseinrichtungen. Hierzu werden zunächst der allgemeine Aufbau und die Funktionsweise von Vorschubantrieben beschrieben. Anschließend wird als Grundlage für die weiteren Untersuchungen auf die Modellbildung und das dynamischen Verhalten eingegangen. Von besonderer Bedeutung ist hierbei das Zusammenspiel von mechanischen Übertragungselementen, Regelparametern und erreichbarer Dynamik. Zuletzt werden die aus dem Stand der Forschung und Technik bekannten Verfahren zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Vorschubantrieben vorgestellt und bewertet. Dies ermöglicht eine Beurteilung der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Methode sowie eine Abgrenzung gegenüber bestehenden Lösungsansätzen. Aufgrund der hohen technischen Relevanz im Bereich der Werkzeugmaschinen erfolgt die Betrachtung am Beispiel eines Vorschubantriebs mit Kugelgewindetrieb.

2.1 Elektromechanische Vorschubantriebe für Werkzeugmaschinen

Vorschubantriebe sind ein zentraler Bestandteil moderner Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen. Entsprechend hoch sind die Anforderungen, welche an diese Funktionseinheit gestellt werden. Der Begriff Vorschubantrieb umfasst dabei sämtliche, für die Bewegungserzeugung erforderlichen Teilsysteme wie Motor, Antriebsverstärker, mechanische Übertragungselemente, Messsysteme sowie die zum Einsatz kommende Regelungstechnik. Zu den wesentlichen Anforderungen eines Vorschubantriebs für Werkzeugmaschinen gehören:

- eine hohe Positionier- und Bahngenauigkeit
- eine hohe statische und dynamische Steifigkeit
- hohe Werte für Maximalgeschwindigkeit und -beschleunigung
- ein gutes Gleichlaufverhalten
- eine feine Auflösung von Weginkrementen und Geschwindigkeitswerten
- geringer Verschleiß
- eine hohe thermische Stabilität
- sowie eine hohe Zuverlässigkeit und lange Lebensdauer.

Die Erzeugung von Vorschubbewegungen erfolgt heutzutage überwiegend auf Basis geregelter elektrischer Antriebe. Die durch den Motor erzeugte Bewegung wird dabei in aller Regel über mechanische Übertragungselemente in eine Relativbewegung zwischen Werkstück und Werkzeug umgesetzt. Das im Bereich der Werkzeugmaschinen am häufigsten eingesetzte Übertragungselement für die Wandlung von rotatorischer in translatorische Bewegungen ist der Kugelgewindetrieb. Kugelgewindetriebe, auch als Gewindespindel-Mutter-System oder Kugelrollspindel bezeichnet, zeichnen sich aus durch eine hohe Präzision in der Bewegungsübertragung sowie eine hohe Zuverlässigkeit und Robustheit. Ebenso wie andere mechanische Übertragungselemente, bieten auch Kugelgewindetriebe die Möglichkeit einer anwendungsspezifischen Anpassung von Drehzahl bzw. Drehmoment durch Wahl einer geeigneten Spindelsteigung. Das ausgezeichnete Preis-/Leistungsverhältnis, die hohe Verfügbarkeit und die große Variantenvielfalt sind darüber hinaus wesentliche Faktoren für die weite Verbreitung dieser Komponente im Werkzeugmaschinenbau.

Lagegeregelte Vorschubantriebe mit hohen Anforderungen an das Übertragungsverhalten sind in aller Regel als Kaskadenregelung ausgeführt. Hierbei werden einzelne Zustandsgrößen erfasst und in separaten Regelkreisen zurückgeführt. Die Stellgröße eines Reglers dient dabei dem unterlagerten Regelkreis als Führungsgröße. Bild 2.1 zeigt den klassischen Aufbau eines Vorschubantriebs mit Kaskadenregelung, wie er typischerweise in CNC-Maschinen zum Einsatz kommt.

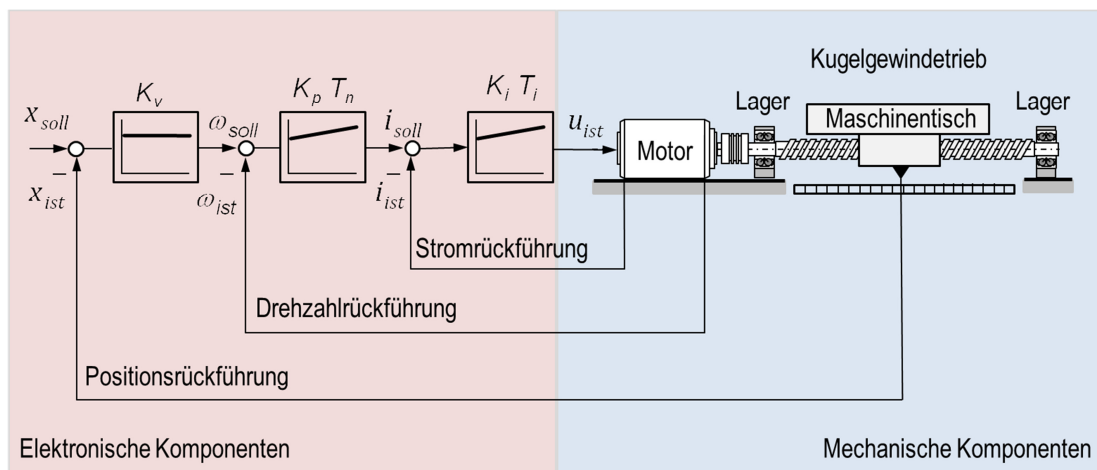


Bild 2.1: Strukturbild eines elektromechanischen Vorschubantriebs mit Kaskadenregelung

Strom, Drehzahl des Motors und Tischposition werden separat erfasst, mit der Führungsgröße verglichen und dem jeweiligen Regler zugeführt. Typischerweise sind Strom- und Drehzahlregler als Proportional-Integral-Regler (PI-Regler) und der Lage-regler als Proportionalregler (P-Regler) ausgeführt. Die Aufteilung der Gesamtregelstrecke in einzelne Teilstrecken erhöht die erreichbare Regelgüte und vereinfacht zugleich das Vorgehen bei der Parametrierung der Regler. Die Optimierung der einzelnen Regler erfolgt dabei von innen nach außen, wobei die innerste Kaskade die höchste, und die äußerste Kaskade die geringste Dynamik aufweisen. Bei der Inbetriebnahme kann auf zahlreiche Einstellregeln und etablierte Verfahren zur Beurteilung des Systemverhaltens zurückgegriffen werden [1] [2].

Die Erfassung der Motordrehzahl erfolgt über einen mit der Motorwelle fest verbundenen Drehgeber. Wird eine hohe statische und dynamische Genauigkeit gefordert, so wird wie in Bild 2.1 dargestellt ein weiteres Messsystem für die Erfassung der Tischposition eingesetzt. Damit können Abweichungen, die sich aus Fertigungs- und Montagetoleranzen, thermischen Einflüssen oder dem Belastungszustand ergeben kompensiert werden. Im Bereich der Werkzeugmaschinen werden höchste Anforderungen an die Konturgenauigkeit und das Folgeverhalten gestellt, sodass in den allermeisten Fällen eine direkte Erfassung der Tischposition erfolgt.

Ein weiterer, wesentlicher Aspekt für das dynamische Verhalten von Vorschubantrieben ist die sogenannte Vorsteuerung. Hierbei erfolgt eine Anpassung der Stellgrößen auf Basis des Sollwertverlaufs und dem zu erwartenden Stellgrößenbedarf. Ist das Übertragungsverhalten des Vorschubantriebs bekannt, so lässt sich durch diese Maßnahme das Führungsverhalten maßgeblich verbessern, ohne die Stabilität des Antriebssystems zu beeinflussen. Man unterscheidet hierbei grundsätzlich zwischen zwei Methoden: Bei der klassischen Vorsteuerung erfolgt eine Anpassung der Stellgrößen innerhalb der einzelnen Regelkaskaden, wodurch sich geschwindigkeits- und beschleunigungsbedingte Schleppabstände weitgehend kompensieren lassen. Demgegenüber steht der Einsatz sogenannter Vorfilter, welche auf eine Invertierung der Regelstrecke abzielen und entsprechend das Sollwertsignal des Lagereglers anpassen. In der Literatur existieren hierfür zahlreiche Methoden [3] [4] wobei im industriellen Umfeld vornehmlich Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvorsteuerungen zum Einsatz kommen. Grundvoraussetzung für den effektiven Einsatz von Vorsteuerverfahren ist eine genaue Kenntnis des dynamischen Übertragungsverhaltens des Antriebssystems. Auftretende Störungen oder Veränderungen der Regelstrecke, wie sie während des Betriebs unweigerlich auftreten, be-

grenzen die Wirkungsweise der Vorsteuerung und müssen durch die Regelung kompensiert werden.

Die Kaskadenregelung ist ein bewährtes Prinzip für die Regelung elektromechanischer Vorschubantriebe und vereint die Vorteile von gutem dynamischen Verhalten, hoher Robustheit und einfacher Inbetriebnahme. Nicht zuletzt deswegen ist die Kaskadenregelung im industriellen Bereich als Standard anzusehen und aus keiner CNC-Werkzeugmaschine wegzudenken.

2.2 Modellbildung von Vorschubantrieben mit Kugelgewindetrieb

Das dynamische Verhalten von Vorschubantrieben wird überwiegend von den mechanischen Übertragungselementen geprägt. Um eine qualitative Aussage zu wichtigen Systemkenngrößen und einstellbaren Regelparametern treffen zu können, bietet es sich an, das Übertragungsverhalten der mechanischen Komponenten in Form vereinfachter, linearer Modelle abzubilden.

Der Begriff mechanische Übertragungselemente umfasst dabei alle im Kraftfluss zwischen Motor und Werkzeug bzw. Werkstück befindlichen Bauteile. Neben Kugelgewinde- oder Zahnstange-Ritzel-Antrieben sind dies mechanische Verbindungselemente, Kupplungen, Lager, Linearführen, Getriebestufen und so weiter. In erster Näherung lassen sich die Einzelkomponenten über ihre Masse-, Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaft charakterisieren und damit als Feder-Masse-Schwinger abbilden. Bild 2.2 zeigt den schematischen Aufbau eines Vorschubantriebs mit direkt angetriebenem Kugelgewindetrieb, wie er häufig für dynamische Anwendungen im Bereich der Werkzeugmaschinen eingesetzt wird, sowie dessen Abbildung als gekoppelter Mehrmassenschwinger.

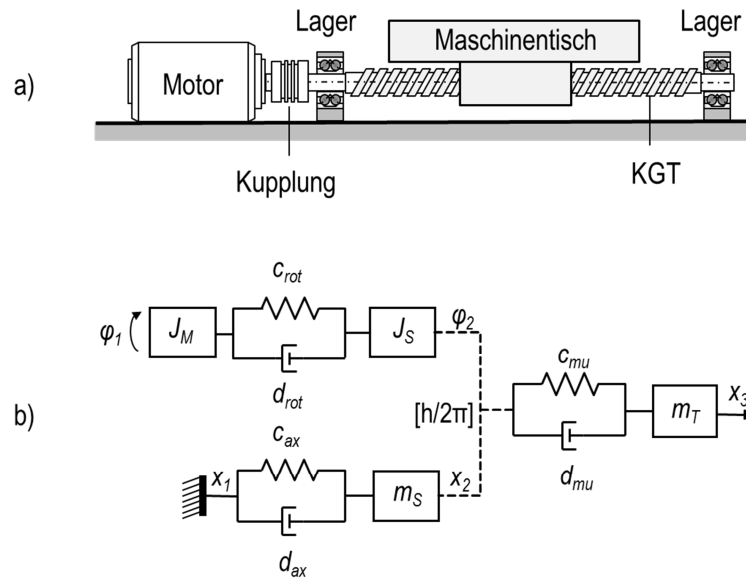


Bild 2.2: a) Schematischer Aufbau eines KGT-Vorschubantriebs und b) Abbildung als gekoppelter Mehrmassenschwinger /5/

Für die Modellierung elektromechanischer Vorschubantriebe existieren in der Literatur zahlreiche Ansätze mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad und Komplexität /6/ /7/ /8/. Die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit orientieren sich an dem in /5/ vorgestellten Modell. Hierbei handelt es sich um ein detailgetreues, parametrisches Modell, das in guter Näherung das Systemverhalten eines realen Vorschubantriebs mit Kugelumlauftrieb abbildet. Diese Art der Modellierung ist äußerst übersichtlich und lässt sich ohne großen Aufwand in CACE-Systemen (Computer Aided Control Engineering Systemen) abbilden. Trotz des einfachen Aufbaus lassen sich damit Lage und Ausprägung der dominanten Eigenfrequenzen anhand von Herstellerangaben vorhersagen und deren Auswirkung auf das Regelverhalten entsprechend untersuchen. Bild 2.3 zeigt einen Vergleich von modellierten und gemessenen Übertragungsverhalten für einen industriellen Vorschubantrieb mit KGT. Das Übertragungsverhalten der mechanischen Komponenten, im Folgenden als Mechanikfrequenzgang bezeichnet, beschreibt dabei den frequenzabhängigen funktionalen Zusammenhang zwischen der Ausgangsgröße und der Eingangsgröße des Systems. Aus messtechnischen Gründen werden für Ein- und Ausgangsgröße typischerweise Motor- und Tischgeschwindigkeit bzw. die jeweiligen Beschleunigungen herangezogen. Um eine Verstärkung von 1 (0 dB) im Amplitudengang abzubilden, werden dabei vorhandene Getriebefaktoren entsprechend umgerechnet.

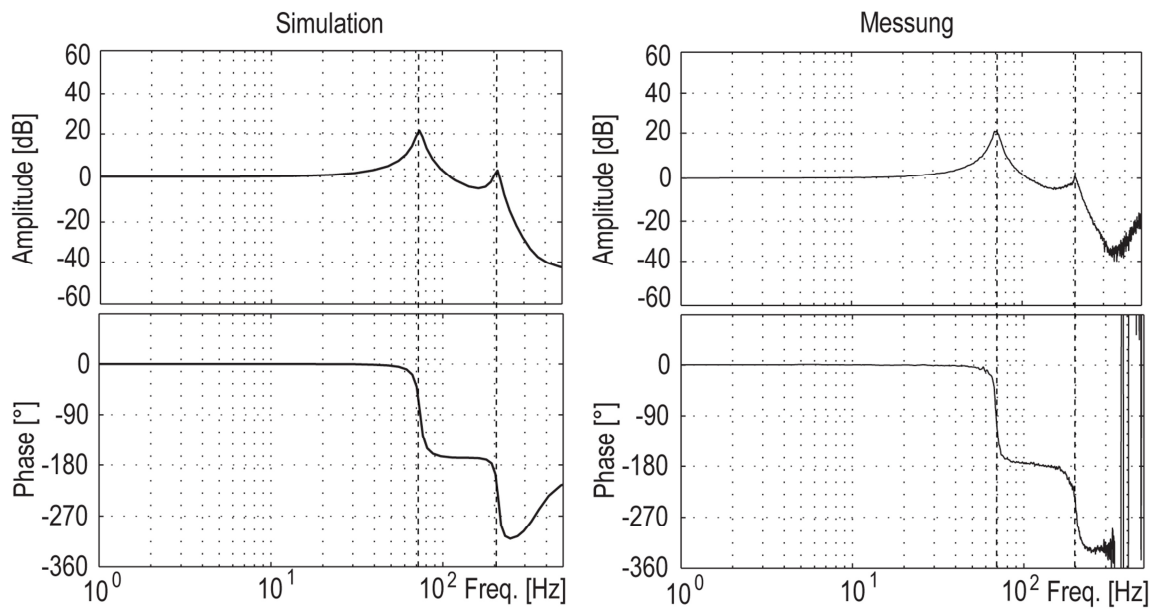


Bild 2.3: Vergleich von modellierten und gemessenen Übertragungsverhalten eines Vorschubantriebs mit KGT – Mechanikfrequenzgang

Der in Bild 2.3 dargestellte Mechanikfrequenzgang ist gekennzeichnet von zwei ausgeprägten Eigenfrequenzen, wobei Simulation und Messung eine sehr gute Übereinstimmung aufweisen. Die erste Eigenfrequenz bei Vorschubantrieben mit Kugelgewindtrieb ist in aller Regel auf eine axiale Schwingung, das heißt, eine Schwingung in Vorschubrichtung des Antriebssystems zurückzuführen /1/. Verantwortlich hierfür ist das Zusammenspiel von bewegter Masse und der Summe der Nachgiebigkeiten im Antriebsstrang. Haupteinflussfaktor ist dabei in aller Regel die Spindel, welche durch ihre geometrischen Abmessungen die geringste statische Steifigkeit besitzt /9/. Die Zweite, in Bild 2.3 erkennbare Eigenfrequenz, ist einer rotatorischen Schwingung von Kupplung und Spindel zuzuordnen. Die beiden Eigenmoden sind dabei durch das Übersetzungsverhältnis des Kugelgewindtriebs miteinander gekoppelt. In den meisten Fällen ist es jedoch zulässig, die Eigenmoden weitgehend getrennt voneinander zu betrachten. Das in /5/ vorgestellte Modell zeigt eine gute Übereinstimmung mit realen Messungen und besitzt trotz seines einfachen Aufbaus für einen breiten Wertebereich der Betriebsparameter Gültigkeit. Für analytische Betrachtungen ist es allerdings zu komplex. In der Praxis beschränkt man sich daher häufig auf die Abbildung der ersten, dominanten Eigenfrequenz. Hierzu wird das Antriebssystem als Zwei-Massen-Schwinger entsprechend Bild 2.4 approximiert, wobei aufgrund der Dynamik des Drehzahlreglers die Zustandsgröße x_I als eingeprägte Größe betrachtet werden kann /10/.

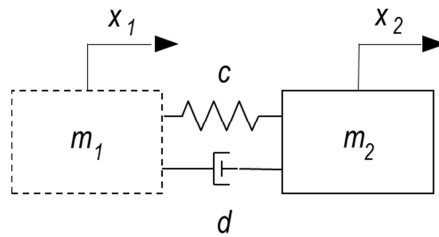


Bild 2.4: Vereinfachte Abbildung eines Antriebssystems mit einer dominanten Eigenfrequenz

Die Systemgrößen m_1 und m_2 verkörpern die konzentrierten Massen für Motor und Maschinentisch, c und d stehen für die axiale Steifigkeit bzw. den Dämpfungskoeffizienten des Antriebssystems. Für das rückwirkungsfreie System lässt sich damit folgende Differentialgleichung aufstellen:

$$c \cdot (x_1 - x_2) + d \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = m_2 \cdot \ddot{x}_2 \quad (2.1)$$

Die Übertragungsfunktion der Mechanik ergibt sich damit zu

$$\frac{\dot{x}_2(s)}{\dot{x}_1(s)} = \frac{\frac{d}{m_2}s + \frac{c}{m_2}}{s^2 + \frac{d}{m_2}s + \frac{c}{m_2}} \quad (2.2)$$

Das Systemverhalten lässt sich als eine Kombination aus einem Tiefpass zweiter Ordnung und einem zusätzlichen Vorhalteglied interpretieren. Bei den in technischen Anwendungen üblichen geringen Dämpfungswerten liegt die Nullstelle im Zählerterm deutlich weiter links in der komplexen Ebene als die dominanten Polstellen. Entsprechend gering ist deren Einfluss auf das Übertragungsverhalten im relevanten Frequenzbereich /1/. Häufig wird daher die Nullstelle vernachlässigt und es ergibt sich die Übertragungsfunktion eines Ein-Massen-Schwingers (2.3) mit der Kennkreisfrequenz ω_0 (2.4) und dem Dämpfungsmaß D (2.5).

$$\frac{\dot{x}_2(s)}{\dot{x}_1(s)} = \frac{\omega_0^2}{s^2 + 2D\omega_0 s + \omega_0^2} \quad (2.3)$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m_2}} \quad (2.4)$$

$$D = \frac{d}{2\sqrt{m_2 c}} \quad (2.5)$$

Mit steigendem Dämpfungsmaß gewinnt der Zählerterm jedoch zunehmend an Bedeutung, weshalb für die weiteren Untersuchungen des dynamischen Übertragungsverhaltens der Zählerterm berücksichtigt werden soll. In Anlehnung an Gleichung (2.3) lässt sich die Übertragungsfunktion (2.2) wie folgt formulieren:

$$\frac{\dot{x}_2(s)}{\dot{x}_1(s)} = \frac{2D\omega_0 s + \omega_0^2}{s^2 + 2D\omega_0 s + \omega_0^2} \quad (2.6)$$

Aufgrund der zusätzlichen Nullstelle ergibt sich bei großen Dämpfungswerten ein gegenüber dem Ein-Massen-Schwinger abweichendes Systemverhalten, das sich durch ein stärker ausgeprägtes Überschwingverhalten im Frequenz- und Zeitbereich auszeichnet.

2.3 Dynamische Eigenschaften von Vorschubantrieben

Das dynamische Verhalten lagegeregelter Vorschubantriebe beschreibt den zeitlichen Zusammenhang zwischen vorgegebenem Sollwert und dem sich am Abtrieb einstellenden Istwert. Der Begriff beinhaltet dabei die wechselseitige Abhängigkeit von Bearbeitungsgeschwindigkeit und erreichbarer Genauigkeit und ist somit ein wichtiges Kriterium für die Leistungsfähigkeit von Vorschubantrieben im industriellen Einsatz. Bedingt durch die hohe geforderte Werkstückgenauigkeit müssen Vorschubantriebe so beschaffen sein, dass die von der Steuerung vorgegebenen Lage- und Geschwindigkeitswerte möglichst exakt und mit minimaler Verzögerung umgesetzt werden. Neben einer verzerrungsfreien Signalübertragung erfordert dies ein hohes Beschleunigungsvermögen sowie ein schnelles Ausregeln von auftretenden Störgrößen /9/. Deutlich entscheidender als der Maximalwert von Geschwindigkeit und Beschleunigung ist dabei das dynamische Folgeverhalten des Vorschubantriebs unter realen Bedingungen. Insbesondere bei kurzen Bewegungssätzen bedarf es eines hohen Ruck- und Beschleunigungsvermögens, um die geforderten Bahngeschwindigkeiten bei gleichzeitig hoher Bahngenauigkeit zu erreichen /11/. Währenddessen wirken Reib-, Prozess- und Beschleunigungskräfte auf das System ein und beeinträchtigen die Güte der Vorschubbewegung. Insbesondere die hohen Be-

schleunigungs- und Prozesskräfte führen dabei zu Anregungen und unerwünschten Relativschwingungen zwischen Werkzeug und Werkstück. Diese, der eigentlichen Vorschubbewegung überlagerten Schwingungen, führen wiederum zu geometrischen Abweichungen des Werkstücks, einer schlechten Oberflächengüte und rufen zudem eine erhöhte Beanspruchung des Werkzeugs hervor. Das dynamische Verhalten numerisch gesteuerter Vorschubantriebe hat daher einen wesentlichen Einfluss auf die Produktivität moderner Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen.

Ein entscheidender und zugleich begrenzender Faktor für das dynamische Verhalten von Vorschubantrieben ist das Zusammenspiel von Regelung und den mechanischen Übertragungselementen. Durch Wahl der Regelparameter lassen sich für ein und denselben Vorschubantrieb unterschiedliche dynamische Eigenschaften erzielen. Von besonderer Bedeutung ist hierbei der Lageregelkreis, welcher als Streckenverhalten die mechanischen Übertragungselemente beinhaltet. Dieser stellt heutzutage die begrenzende Größe dar und ist daher Hauptbestandteil der weiteren Betrachtungen. Aber auch die unterlagerten Regelkreise haben einen Einfluss auf das dynamische Verhalten des Vorschubantriebs. In der Regel liegen die Bandbreiten der unterlagerten Kaskaden allerdings um Größenordnungen über denen der überlagerten Kaskaden, was eine weitgehend unabhängige Betrachtung ermöglicht. Dank digitaler Signalverarbeitung, hohen Abtastraten und leistungsfähigen Halbleiterbauelementen, lassen sich heute Stromregelbandbreiten von 1000 Hz und mehr erreichen. Auch im Drehzahlregelkreis sind Bandbreiten von mehreren hundert Hertz keine Seltenheit. Demgegenüber stehen die begrenzten Bandbreiten im Lageregelkreis, die bei Werkzeugmaschinen üblicherweise im einstelligen bzw. unteren zweistelligen Hertzbereich liegen. Worin genau diese Begrenzung liegt, wird im Folgenden erläutert.

Ausgangspunkt der Betrachtungen ist der Vorschubantrieb mit Kaskadenregelung nach Bild 2.1. Die Parametrierung der Kaskadenregelung erfolgt üblicherweise in einzelnen, aufeinanderfolgenden Schritten. Dabei werden die Eigenschaften der inneren Kaskaden dem jeweils unterlagerten Streckenverhalten zugeordnet. Jede Kaskade lässt sich somit entsprechend Bild 2.5 als Standardregelkreis darstellen.

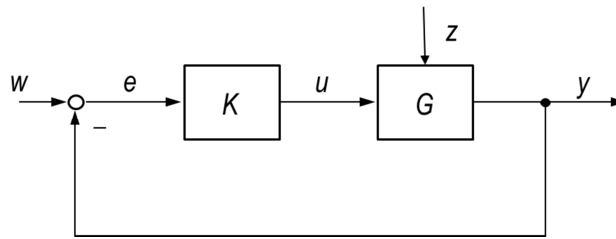


Bild 2.5: Blockschaltbild eines Standardregelkreises

Durch die Reduzierung des Gesamtsystems auf Standardregelkreise vereinfacht sich die Betrachtungsweise erheblich und es lassen sich die Methoden der linearen Regelungstechnik für Single-Input-Single-Output (SISO) Systeme anwenden. Für die Untersuchung von Stabilität und Regelgüte bietet es sich an, den Rückführungspfad gedanklich aufzutrennen und das Übertragungsverhalten des offenen Kreises (2.7) im Frequenzbereich zu betrachten.

$$L = KG \quad (2.7)$$

Der offene Regelkreis L entspricht dabei dem Produkt aus Regeleinrichtung K und der Regelstrecke G , inklusive der inneren Kaskaden. Da in vielen Fällen eine messtechnische Untersuchung des offenen Regelkreises nicht möglich ist, kann alternativ dazu der offene Regelkreis, entsprechend Gleichung (2.8), aus der Übertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises bestimmt werden.

$$L = \frac{y}{w - y} = \frac{y}{e} \quad (2.8)$$

Die im weiteren Verlauf angewendete Methode der Frequenzganganalyse entspricht einer standardmäßigen Vorgehensweise und lässt sich auf beliebige Regelkreise anwenden. Die Ausführungen in diesem Kapitel erfolgen am Beispiel des Lageregelkreises, da dieser im vorliegenden Fall die begrenzende Größe darstellt und zugleich die größte Aussagekraft über die Leistungsfähigkeit eines Vorschubantriebs besitzt. Bild 2.6 zeigt den offenen Lageregelkreis für einen Vorschubantrieb mit Kugelgewindetrieb und der hierfür charakteristischen ersten Eigenfrequenz. Die Betrachtung des offenen Lageregelkreises kann dabei gleichermaßen im Bode- wie im Nyquist-Diagramm erfolgen.

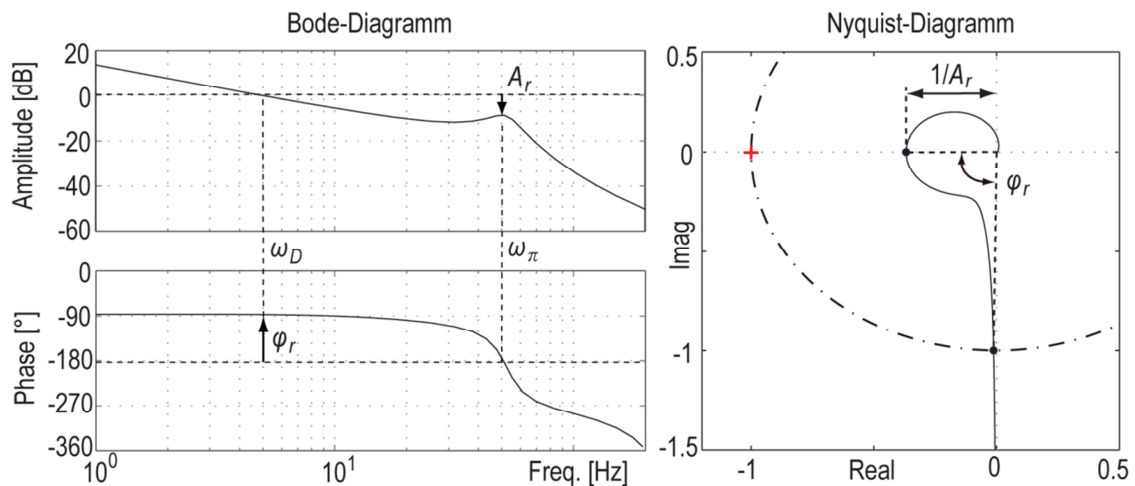


Bild 2.6: Phasen- und Amplitudenreserve am offenen Lageregelkreis

Die Phasenreserve φ_r bei der Durchtrittsfrequenz ω_D sowie die Amplitudenreserve A_r bei der 180° -Kreisfrequenz ω_π geben dabei Aufschluss über die Stabilität und das Dämpfungsverhalten des Regelkreises. Ein Regelkreis ist genau dann stabil, wenn die Pole der Übertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises in der linken komplexen Halbebene liegen. Im offenen Regelkreis entspricht dies der Forderung nach einer Amplitudenreserve von $A_r \geq 1$ (0 dB) und einer Phasenreserve von $\varphi_r \geq 0$. Eine Erhöhung des Verstärkungsfaktors K_v im Lageregler führt zu einem verbesserten dynamischen Verhalten, gleichzeitig aber auch zu einer Abnahme der Stabilitätsreserve. Die Durchtrittsfrequenz ω_D ist dabei ein Maß für die Bandbreite des geregelten Antriebssystems und ist direkt proportional zum eingestellten K_v -Faktor. Für ein ausreichend dynamisches Verhalten ohne Überschwingen in der Position wird bei Vorschubantrieben üblicherweise eine Phasenreserve von $\varphi_r > 60^\circ$ und eine Amplitudenreserve von $A_r > 8$ dB gefordert. Wie aus Bild 2.6 hervorgeht, ist die Resonanzüberhöhung bei der ersten Eigenfrequenz und dem damit verbundene Phasenabfall der begrenzende Faktor für die erreichbare Bandbreite im Lageregelkreis.

Die Beurteilung des dynamischen Verhaltens von Vorschubantrieben erfolgt bei geschlossenem Regelkreis, wobei sowohl das Führungs- als auch das Störverhalten von Interesse sind. Bild 2.7 zeigt beispielhaft den Führungsfrequenzgang für den in Bild 2.6 betrachteten Vorschubantrieb.

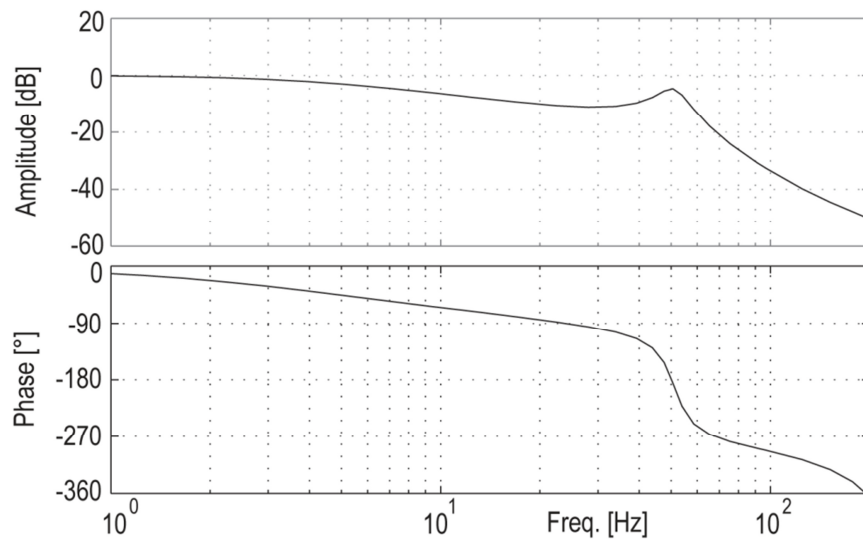


Bild 2.7: Führungsfrequenzgang eines Vorschubantriebs mit Kaskadenregelung

Der Führungsfrequenzgang beschreibt das Übertragungsverhalten zwischen Führungsgröße w und Regelgröße y für den geschlossenen Regelkreis. Dabei wird eine minimale Abnahme der Phase und ein Amplitudenverhältnis nahe 1 (0 dB) für einen möglichst weiten Frequenzbereich angestrebt. Als Bandbreite bezeichnet man hierbei die Frequenz, bei welcher die Amplitude erstmals den Grenzwert von -3 dB unterschreitet. Der Störfrequenzgang beschreibt entsprechend das Übertragungsverhalten zwischen einer Störgröße z und der Regelgröße y . Im Falle von Vorschubantrieben für Werkzeugmaschinen verkörpert die Störgröße meist eine Prozesskraft, die auf den Maschinentisch wirkt. In diesem Zusammenhang ist daher auch von dem in Bild 2.8 dargestellten Nachgiebigkeitsfrequenzgang die Rede.

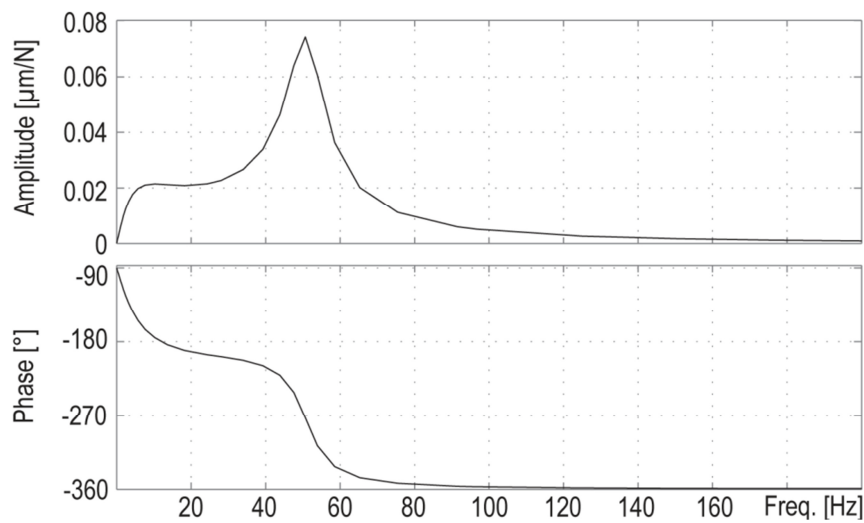


Bild 2.8: Nachgiebigkeitsfrequenzgang eines Vorschubantriebs mit Kaskadenregelung

Vorschubantriebe mit direkter Erfassung der Tischposition weisen eine sehr hohe statische Steifigkeit auf ($f = 0 \text{ Hz}$). Diese wird letztlich nur durch die Stellgrößenbeschränkung und die Auflösung des Messsystems begrenzt. Die größte Nachgiebigkeit liegt typischerweise im Bereich der ersten Eigenfrequenz. Störkräfte, mit einem hohen spektralen Anteil in diesem Frequenzbereich, führen zu einer besonders starken Anregung des Systems und zu großen Abweichungen in der Position. Bei höheren Frequenzen wirkt sich die Trägheit der Masse, insbesondere die des Maschinentisches, zunehmend positiv auf das Störverhalten aus.

Neben der vorgestellten Analyse im Frequenzbereich werden bei Vorschubantrieben üblicherweise auch Untersuchungen im Zeitbereich durchgeführt. Die Betrachtung der Systemantwort auf einen Führungsgrößensprung gehört dabei zu den wohl bekanntesten Verfahren. Anhand empirischer Einstellregeln lässt sich auf einfache Weise eine Parametrierung der Regler und eine Beurteilung des Systemverhaltens vornehmen /1/ /9/ /12/. Auf gleiche Art kann auch das Störverhalten bei transienten Anregungen untersucht werden. Die Analyse im Zeitbereich bietet dabei einen hohen Informationsgehalt und ermöglicht Aussagen über nichtlineare Effekte wie Totzeiten, Umkehrspannen oder Lose. Üblicherweise erfolgt auch eine Untersuchung des Schleppabstandes bei unterschiedlichen Verfahrrprofilen sowie die Durchführung eines Kreisformtests bei Maschinen mit mehreren, funktional abhängigen Achsen /13/.

Die Einstellung der Regelparameter und die damit verbundene Festlegung der dynamischen Eigenschaften eines Vorschubantriebs erfolgt in der Regel einmalig während der Inbetriebnahmephase. Hierbei werden ein hohes Beschleunigungsvermögen und eine minimale Regelabweichung auch bei hohen Geschwindigkeiten und einwirkenden Prozess- und Reibkräften angestrebt. Die hierfür erforderliche Regelbandbreite und die hohe dynamische Steifigkeit des Vorschubantriebs sind jedoch konträre Ziele: Eine Erhöhung der Regelverstärkung führt zu einem Anstieg der Regelbandbreite, reduziert aber gleichzeitig die Stabilitätsreserve und mindert so das Dämpfungsverhalten des lagegeregelten Vorschubantriebs. Bei der Einstellung der Regelparameter wird daher ein Kompromiss aus gutem Führungs- und Störverhalten angestrebt, wobei eine Priorisierung letztlich auf Basis der vorliegenden Anwendung erfolgt. Gleichzeitig wird eine hohe Robustheit gegenüber veränderlichen Betriebsbedingungen gefordert. Erreicht wird dies in der Praxis durch eine verhältnismäßig konservative Einstellung der Regelparameter, was zulasten der Leistungsfähigkeit führt /14/. Die im Rahmen dieser Arbeit angesetzten Kriterien für die Einstellung der Regelparameter orientieren sich an gängigen Anforderungen aus dem industriellen Umfeld. Für detaillierte Angaben zu der Parametrierung der Regler sowie für weitere Ausführungen zu dem dynamischen Verhalten von Vorschubantrieben sei an dieser Stelle auf die eingehende Literatur verwiesen /1/ /2/ /10/ /15/ /16/ /17/.

2.4 Ansätze zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens

Wie im vorhergehenden Kapitel beschrieben wurde, wird das dynamische Verhalten von Vorschubantrieben im Wesentlichen durch die Lage und Ausprägung der ersten Eigenfrequenz bestimmt. Zwischen der ersten dominante Eigenfrequenz und der erreichbaren Bandbreite bzw. dem einstellbaren K_v -Faktor besteht dabei folgender Zusammenhang /11/:

$$K_v < 0.3\omega_0 \quad (2.9)$$

Aufgrund der im Allgemeinen geringen Systemdämpfung der mechanischen Übertragungselemente und der damit verbundenen Amplitudenüberhöhung fällt die Bandbreite jedoch in der Regel wesentlich geringer aus /18/.

Im Laufe der Jahre wurden zahlreiche Methoden entwickelt, um das dynamische Verhalten und damit die Leistungsfähigkeit von elektromechanischen Vorschubantrieben zu verbessern. Eine Beurteilung der Verfahren kann dabei auf Basis der allgemeinen An-

forderungen (siehe Abschnitt 2.1) sowie aus technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten erfolgen. Neben der Verbesserung von Führungs- und Störverhalten spielen dabei Faktoren wie zusätzliche Kosten, Umsetzbarkeit und Robustheit eine wichtige Rolle.

Die Vielzahl der Methoden lässt sich in drei Gruppen einteilen: regelungstechnische Maßnahmen, konstruktive Maßnahmen und Maßnahmen, die den Einsatz zusätzlicher aktiver Komponenten erfordern. Bild 2.9 zeigt eine Einteilung gängiger Methoden, welche im Folgenden näher erläutert werden. Nicht berücksichtigt sind dabei Verfahren der Anregungsvermeidung, wie sie beispielsweise in /3/ /19/ /20/ /21/ aufgeführt sind. Diese ermöglichen zwar eine Verbesserung des Führungsverhaltens durch Manipulation der Sollwerte, haben aber keinen Einfluss auf die Störsteifigkeit und die Regelgüte eines Vorschubantriebs.

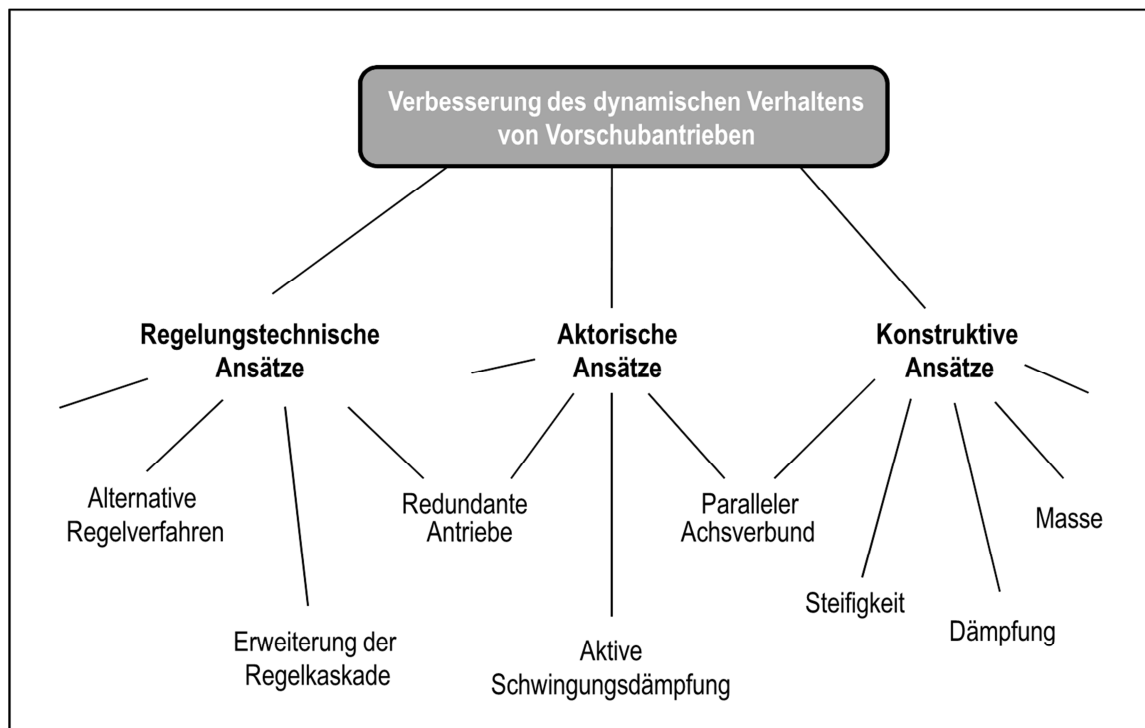


Bild 2.9: Einteilung der Methoden zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Vorschubantrieben

Ein naheliegender Ansatz zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Vorschubantrieben ist die Erhöhung der ersten Eigenfrequenz durch konstruktive Maßnahmen. Dies kann zum einen durch Reduktion der bewegten Masse gelingen, zum anderen durch eine Erhöhung der Steifigkeit. Eine gewichtsoptimale Auslegung erfolgt in aller Regel

bereits während des Entwicklungsprozesses. Eine weitere Reduzierung der bewegten Masse ist daher nur in Ausnahmefällen möglich und führt zudem zu einer Abnahme der Störsteifigkeit bei hohen Frequenzen. Eine Erhöhung der Steifigkeit lässt sich durch den Einsatz hochsteifer, vorgespannter Komponenten erreichen. Eine häufig angewandte Methode ist hierbei das Recken der Kugelrollspindel durch angestellte Festlager auf beiden Seiten. Im Allgemeinen lässt sich dadurch die erste Eigenfrequenz merklich erhöhen. Eine hohe thermische Stabilität ist jedoch Voraussetzung für den Einsatz dieser Methode, weswegen zum Teil aufwendige Einrichtungen zur Kühlung erforderlich sind. Eine weitere konstruktive Maßnahme liegt in der Verbesserung der Dämpfungseigenschaften, beispielsweise durch den Einsatz hydrostatischer Führungen /22/ /23/ oder durch die Anbringung zusätzlicher Dämpfungsschlitten /24/ /25/ /26/. Beide Ansätze wirken sich positiv auf das Betriebsverhalten und die Laufruhe von Vorschubantrieben aus. Die Einflussnahme auf Schwingungen in Axialrichtung und die erreichbare Verbesserung der dynamischen Eigenschaften ist in aller Regel jedoch äußerst gering.

Deutlich mehr Potential bietet hingegen der Aufbau eines parallelen Achsverbunds. Hierbei werden zwei identische Antriebseinheiten – beispielsweise zwei Kugelgewindetriebe – für die Bewegung eines Maschinenschlittens eingesetzt. Diese Methode ermöglicht eine gleichzeitige Verbesserung von Steifigkeit und Dämpfungsverhalten und birgt damit ein nennenswertes Verbesserungspotential. Ein weiteres Verfahren aus der Gruppe der aktorischen Ansätze ist die aktive Schwingungsdämpfung. Hierbei werden zusätzliche Aktor-Sensor-Systeme in das Antriebssystem eingebracht, um Schwingungen gezielt zu unterdrücken bzw. zu isolieren. Diese Verfahren werden insbesondere zur Dämpfung von schwingenden Maschinenstrukturen eingesetzt, wobei neben vollständig aktiven Aktoren /27/ /28/ /29/ auch semiaktive Hilfsmassen- oder Reibungsdämpfer zum Einsatz kommen /30/ /31/ /32/. Für die aktive Dämpfung von Vorschubantrieben existieren lediglich einzelne Ansätze /33/ /34/ /35/ /36/, wobei eine ganzheitliche Verbesserung des dynamischen Verhaltens und eine allgemeine Anwendbarkeit derzeit nicht gegeben sind. Hauptproblem ist in diesem Fall die Integration zusätzlicher Aktoren in einen Vorschubantrieb und die damit verbundenen Einschränkungen und Kosten. Ein weiterer Ansatz, welcher der Verbesserung der dynamischen Eigenschaften dient, ist der Aufbau sogenannter redundanter Antriebe. Hierbei werden mehrere, serielle Antriebe unterschiedlicher Dynamik für die Erfüllung eines Freiheitsgrades eingesetzt /37/ /38/. Von besonderer Bedeutung sind hierbei die Bahnaufteilung zwischen den einzelnen Achsen und die anforderungsbezogene Auslegung der Antriebe. Diese Art der Bewegungserzeugung stellt ein Sondergebiet dar und ist daher nicht Bestandteil der weiteren Betrachtungen.

Eine andere Möglichkeit zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens ist der Einsatz regelungstechnischer Maßnahmen wie die Erweiterung der Kaskadenregelung. Hierbei werden zusätzliche Zustandsgrößen, wie beispielsweise die Beschleunigung des Maschinentischs, erfasst und in die Regelstruktur des Vorschubantriebs eingebunden /20/ /39/ /40/ /41/ /42/ /43/ /44/. Prinzipiell lässt sich dadurch das Schwingungsverhalten der mechanischen Übertragungselemente durch eine gegenphasige Ansteuerung des Antriebs kompensieren und das dynamische Verhalten nachhaltig verbessern. Voraussetzung ist jedoch, dass die Schwingungen mit minimaler Verzögerung erfasst und in entsprechende Stellgrößen umgesetzt werden können. Begrenzende Faktoren sind dabei der Aufwand für die Zustandsgrößenerfassung und -aufbereitung, Bandbreitenbeschränkungen der unterlagerten Regelkaskaden sowie die Robustheit der Methode gegenüber Veränderungen der Regelstrecke. Eine weitere Möglichkeit zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Vorschubantrieben bieten alternative Regelverfahren, welche anstelle der klassischen Kaskadenregelung eingesetzt werden. Zustandsregelung /45/ /46/ /47/, Sliding Mode Regelung /48/ /49/ /50/ oder modellprädiktive Regelung /51/ /52/ sind Verfahren, welche in diesem Zusammenhang zu nennen sind. Im Allgemeinen bieten solche regelungstechnischen Ansätze ein hohes Verbesserungspotential, erfordern aber gleichzeitig ein erhöhtes Maß an Expertenwissen für die Auslegung und Parametrierung der Regler. Zudem existieren in vielen Fällen hohe Anforderungen an die Abtastzeiten und die Signalgüte der erfassten Zustandsgrößen. Da sämtliche Methoden eine Modellvorstellung zugrunde legen, zählt auch in diesem Fall die Robustheit gegenüber veränderlichen Systemeigenschaften zu den zentralen Herausforderungen.

Tabelle 2.1 zeigt entsprechend der vorgenommenen Einteilung eine Bewertung der unterschiedlichen Ansätze.

Kriterien \ Methode	Regelungstechnisch	Aktorisch	Konstruktiv
Hohes Verbesserungspotential	●	◐	◑
Geringer finanzieller Mehraufwand	◑	⌚	◐
Einfache hardwaretechnische Integration	●	⌚	◐
Einfache steuerungstechnische Integration	⌚	◐	●
Einfache Inbetriebnahme	◑	◐	●
Hohe Robustheit	⌚	◐	●

- Kriterium erfüllt
- ◐ Kriterium teilweise erfüllt
- ⌚ Kriterium nicht erfüllt

Tabelle 2.1: Bewertung unterschiedlicher Ansätze zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Vorschubantrieben

Deutlich wird hierbei die Diskrepanz zwischen erreichbarbarem Verbesserungspotential und der Umsetzbarkeit der Methode. Während insbesondere regelungstechnische Verfahren ein erhebliches Verbesserungspotential aufweisen, lassen sich diese im Allgemeinen nur schwer auf industrielle Anwendungen übertragen. Ein Hauptgrund dafür sind die fehlende Offenheit industrieller Steuerungen sowie die mangelnde Robustheit dieser Methoden.

Im Folgenden werden einzelne Verfahren, für die in umfangreichen Arbeiten bereits eine ganzheitliche und quantitativ messbare Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Vorschubantrieben nachgewiesen wurde, genauer betrachtet.

Die Zustandsregelung ist eine klassische Methode für die Beherrschung komplexer Antriebssysteme. Voraussetzung ist dabei die Erfassung der relevanten Zustandsgrößen, wobei hierfür häufig Beobachterstrukturen zum Einsatz kommen. In /46/ /47/ wird das Prinzip der Zustandsregelung auf elektromechanische Vorschubantriebe angewendet. Die Parameter der Zustandsrückführung werden in diesem Fall mittels Polvorgabe bestimmt. Für die Ermittlung der erforderlichen Zustandsgrößen aus den verrauschten Sen-

sorsignalen kommt in /47/ ein Kalman-Filter zum Einsatz. Wie die Untersuchungen gezeigt haben, lässt sich durch den Einsatz der Zustandsregelung und die bessere Ausnutzung der Stellreserven eine nennenswerte Verbesserung des dynamischen Verhaltens erzielen.

In ähnlicher Weise wurde auch für das Prinzip der Sliding Mode Regelung in /48/ /49/ /50/ ein verbessertes dynamisches Verhalten nachgewiesen. Zusätzliche Störgrößenbeobachter gewährleisteten in diesem Fall die Robustheit und Störsteifigkeit der Vorschubachsregelung und führen zu einer verbesserten Konturtreue während der Bearbeitung. Beide Regelverfahren erfordern ein hohes Maß an Expertenwissen sowie eine genaue Kenntnis des Streckenverhaltens. Auch sind zum Teil spezielle Vorfilter und Kompensationsmechanismen erforderlich, um ein gewünschtes Führungsverhalten sicherzustellen. Veränderungen der Systemeigenschaften haben daher unweigerlich einen Einfluss auf die Effektivität und Stabilität dieser Regelkonzepte.

Eine weitere Methode, welche eine Verbesserung des dynamischen Verhaltens ermöglicht, ist die sogenannte Beschleunigungsrückführung. Das in /39/ /40/ vorgestellte und umgesetzte Prinzip entspricht dabei einer Erweiterung der klassischen Kaskadenregelung. Hierbei wird die Beschleunigung des Maschinentisches erfasst und über eine Filterstruktur auf das Stellsignal des Aktors zurückgeführt. Auftretende Schwingungen in Vorschubrichtung werden so erkannt und durch eine gegenphasige Ansteuerung des Servoantriebs kompensiert. Auf diese Weise lässt sich die Lageregelbandbreite eines Vorschubantriebs steigern und damit das Führungs- und Störverhalten nennenswert verbessern.

Das von der Firma Siemens propagierte Advanced Position Control /41/ /42/ /43/ /44/ basiert auf demselben Prinzip, wobei in diesem Fall zusätzliche Bandsperren im Rückführungspfad die Wirkungsweise auf einzelne oder mehrere Eigenfrequenzen begrenzen. Die Umsetzung einer Beschleunigungsrückführung erfordert im Allgemeinen ein hochaufgelöstes und rauscharmes Beschleunigungssignal hoher Bandbreite, was insbesondere bei steifen Vorschubantrieben eine besondere Herausforderung darstellt. Außerdem bedarf es einer genauen Abstimmung der Filterstrukturen auf die Eigenfrequenzen des Antriebssystems, was die erhöhte Sensitivität dieser Methoden gegenüber Parameterschwankungen erklärt.

Tabelle 2.2 zeigt eine Übersicht der vorgestellten Verfahren.

Verfahren \ Kriterien	Hohes Verbesserungspotential	Geringes Expertenwissen für die Inbetriebnahme	Einfache steuerungstechnische Integration	Robustheit gegenüber Parameterschwankungen
Zustandsregelung /45/ /46/				
Sliding Mode Regelung /47/ /48/ /49/				
Beschleunigungsrückführung /38/ /39/				
Advanced Position Control /40/ /41/ /42/ /43/				

- Kriterium erfüllt
- Kriterium teilweise erfüllt
- Kriterium nicht erfüllt

Tabelle 2.2: Übersicht bekannter Verfahren zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens von elektromechanischen Vorschubantrieben

Bei den angesprochenen Verfahren zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens handelt es sich allesamt um regelungstechnische Maßnahmen. Allen Verfahren gemeinsam ist dabei die mangelnde Robustheit bzw. die nachlassende Wirkung bei Veränderungen der Systemeigenschaften, was einem universellen Einsatz im Bereich der Werkzeugmaschinen derzeit entgegensteht.

2.5 Zusammenfassende Bewertung des Stands der Forschung

In dem vorangegangenen Abschnitt wurden zahlreiche Ansätze zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Vorschubantrieben vorgestellt. Insbesondere die Leistungsfähigkeit regelungstechnischer Maßnahmen wurde dabei in zahlreichen Arbeiten nachgewiesen. Ungeachtet des hohen Verbesserungspotentials, konnten sich die meisten Verfahren jedoch in der Praxis nicht durchsetzen. Zusätzlicher Aufwand für die Zustandsgrößenerfassung und -aufbereitung, mangelnde Robustheit gegenüber veränderlichen Betriebsbedingungen sowie Probleme bei der Integration sind die wesentlichen Gründe hierfür. In diesem Zusammenhang sei erwähnt, dass das Systemverhalten eines Vorschubantriebs im industriellen Umfeld keineswegs als konstant angenommen werden kann. Verschleiß, Temperaturverhalten, Positionsabhängigkeiten und sich ändernde Lastmassen haben einen nennenswerten Einfluss auf das dynamische Verhalten und da-

mit auf die Wirksamkeit regelungstechnischer Methoden. Inwieweit es zu Veränderungen der Regelstrecke während des Betriebs kommen kann, verdeutlicht Bild 2.10.

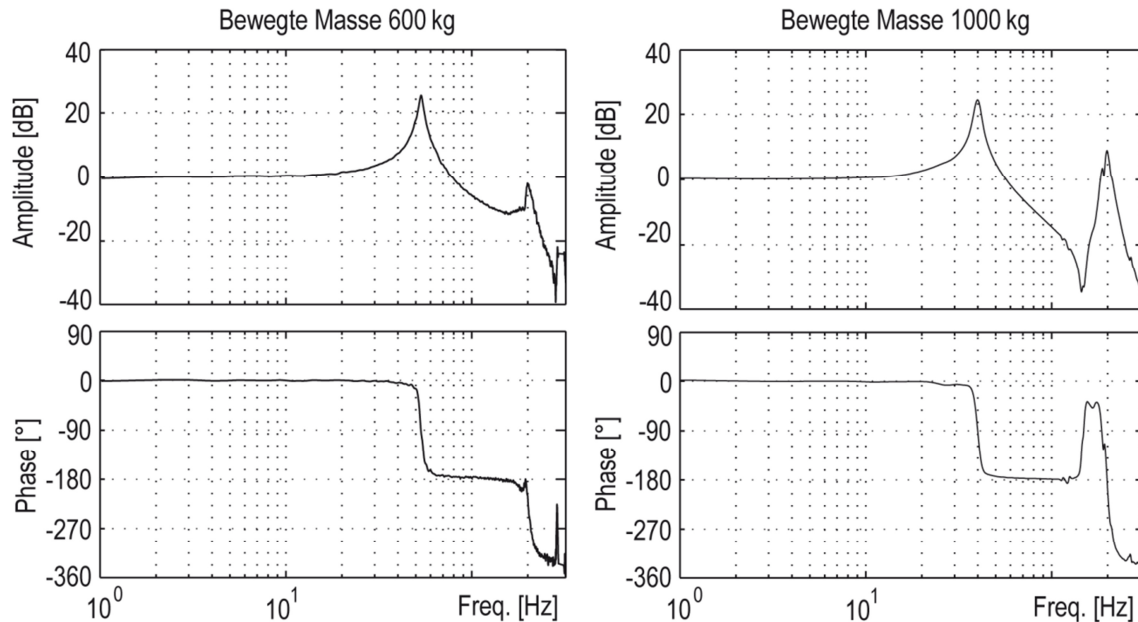


Bild 2.10: Gemessener Mechanikfrequenzgang eines Vorschubantriebs mit KGT bei unterschiedlicher Lastmasse

Der gemessene Mechanikfrequenzgang einer Werkzeugmaschinen-Vorschubachse zeigt eine starke Abhängigkeit von der Lastmasse. Mit zunehmender bewegter Masse verringert sich die erste Eigenfrequenz. Gleichzeitig führt die Erhöhung der Masse im vorliegenden Fall zu einer Nickbewegung des Maschinentisches, was sich im Mechanikfrequenzgang als ausgeprägte Nullstelle bemerkbar macht. Auch wenn dies nur ein exemplarisches Beispiel ist, so zeigt es doch, dass in den meisten Fällen nicht von einem konstanten Systemverhalten ausgegangen werden kann, was den Einsatz regelungstechnischer Maßnahmen erschwert. Vor dem Hintergrund einer hohen Robustheit und einer einfachen Umsetzbarkeit werden heutzutage nahezu ausnahmslos konstruktive Maßnahmen zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens eingesetzt. Zudem findet der Aufbau eines parallelen Achsverbunds in den letzten Jahren vermehrt Einzug in industriellen Anwendungen.

3 Zielsetzung und Vorgehensweise

Wie aus dem Stand der Technik und Forschung hervorgeht, wurden mit den wachsenden Anforderungen zahlreiche Methoden zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Vorschubantrieben entwickelt. Von zentraler Bedeutung ist dabei stets das komplexe Zusammenspiel von mechanischen Übertragungselementen und dem eingesetzten Regelkonzept. Trotz des zum Teil hohen Verbesserungspotentials konnten sich die allermeisten Methoden aufgrund mangelnder Robustheit sowie Problemen bei der Integration im industriellen Bereich bisher nicht durchsetzen. Vor dem Hintergrund steigender Anforderungen bedarf es daher alternativer Ansätze zur Verbesserung der dynamischen Eigenschaften.

Aus diesem Grund wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein neues Konzept entwickelt /53/, einzuordnen in die Gruppe der aktorischen Ansätze, das sowohl ein erhebliches Verbesserungspotential als auch ein erhöhtes Maß an Robustheit verspricht. Ausgangspunkt der Überlegungen ist dabei die Ausprägung der ersten Eigenfrequenz und deren begrenzende Wirkung auf die Dynamik von Vorschubantrieben. Basierend auf dem klassischen Prinzip der Kaskadenregelung wird das System Vorschubantrieb hierzu um ein semiaktives Dämpfungselement erweitert. Mit Hilfe dieses zusätzlichen Aktors soll das Dämpfungsverhalten bei der ersten Eigenfrequenz der Mechanik gezielt beeinflusst und damit das dynamische Verhalten insgesamt verbessert werden. Die Dämpfung des Vorschubantriebs erfolgt in diesem Fall durch Einbringung einer Kraft zwischen Maschinentisch und dem Bezugssystem, in der Regel dem Maschinenbett. Der gewählte Kraftangriffspunkt und die Online-Variation der Dämpfungskraft bieten dabei eine nahezu optimale Einflussmöglichkeit auf das Dämpfungsverhalten der mechanischen Übertragungselemente. Eine verbesserte Dämpfung ermöglicht wiederum eine Anpassung der Regelparameter, was letztlich zu einer ganzheitlichen Verbesserung des dynamischen Verhaltens führt. Bild 3.1 verdeutlicht das grundlegende Vorgehen bei der Methode.

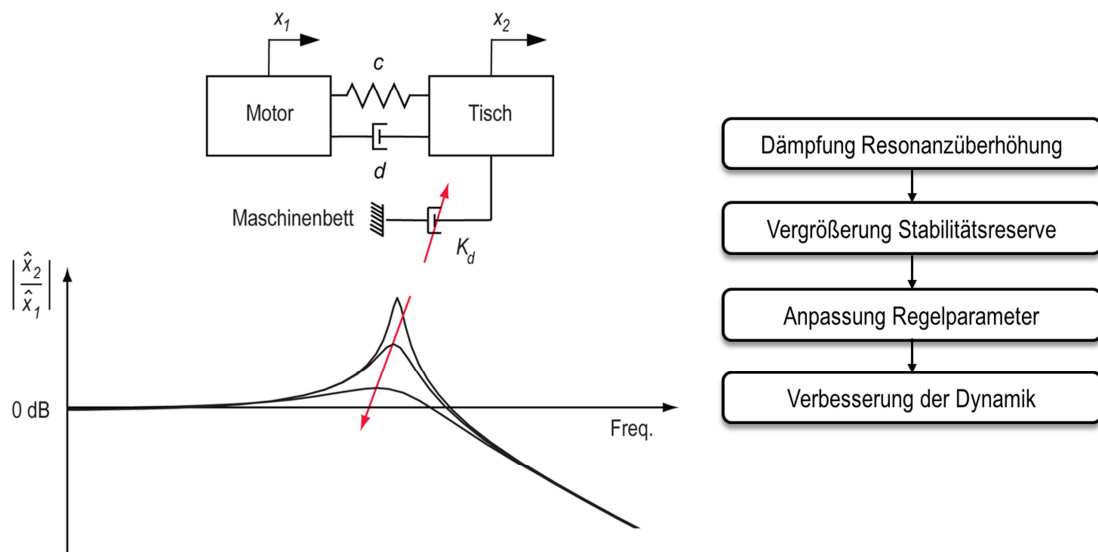


Bild 3.1: Schematische Darstellung des Funktionsprinzips

Der Begriff semiaktiv beschreibt in diesem Zusammenhang die Tatsache, dass der zusätzliche Stelleingriff über ein passives Dämpfungselement mit veränderlichen Eigenschaften erfolgt. Im Gegensatz zu einem aktiven System ist ein semiaktives System nicht in der Lage, Energie in das System einzubringen. Dies ist zwar mit gewissen Einschränkungen verbunden, bringt aber zugleich Vorteile hinsichtlich der Robustheit der Methode und der Gestaltung des Dämpfungsaktors.

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Konzept der semiaktiven Dämpfung von Vorschubantrieben soll in den folgenden Kapiteln erarbeitet und umgesetzt werden. In Kapitel 4 werden zunächst die theoretischen Grundlagen vorgestellt und die Funktionsweise detailliert beschrieben. Die Untersuchungen in diesem Kapitel erfolgen anhand eines allgemeingültigen, vereinfachten Antriebsmodells, was eine Übertragbarkeit der Ergebnisse auf beliebige Antriebssysteme ermöglicht. Spezifische Anforderungen, welche mit der Anwendung der Vorschubantriebe verknüpft sind, werden in Kapitel 5 adressiert. Die Betrachtungen konzentrieren sich hierbei auf Vorschubantriebe mit Kugelgewindetrieb, da diesen im Bereich der Werkzeugmaschinen die größte Bedeutung zukommt. Kapitel 6 beschäftigt sich mit der Entwicklung geeigneter Aktoren für die praktische Umsetzung des Konzeptes. Anschließend erfolgt in Kapitel 7 die messtechnische Verifikation der Methode am Versuchsstand. Eine Zusammenfassung sowie ein Ausblick auf mögliche Einsatzbereiche und weitere Arbeitsgebiete in Kapitel 8 schließt die Arbeit ab.

4 Semiaktive Dämpfung von Antriebssystemen

Das Prinzip der semiaktiven Dämpfung zur Schwingungsunterdrückung wurde erstmals 1974 erwähnt /54/ und seitdem, zum Teil in abgewandelter Form, in zahlreichen Bereichen erfolgreich eingesetzt. Das Anwendungsgebiet erstreckt sich dabei vom Erdbebenschutz bei Bauwerken /55/, über die Fahrwerkstechnik im Automobil- und Fahrzeugbereich /56/ bis hin zu Anwendungen in der Luft- und Raumfahrtindustrie /57/.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird das Prinzip der semiaktiven Dämpfung nun auf Antriebssysteme im industriellen Umfeld übertragen. Hierbei wird zunächst das Funktionsprinzip der semiaktiven Dämpfung erläutert und ein für Antriebssysteme geeignetes Regelgesetz vorgestellt. Anschließend erfolgen ein Stabilitätsnachweis und die Herleitung einer linearen Systembetrachtung. Eine Parameteruntersuchung gibt letztlich Aufschluss über relevante Systemkenngrößen und die Wirkungsweise der semiaktiven Dämpfung. Ausgangspunkt der Betrachtungen ist dabei das in Bild 4.1 dargestellte, allgemeingültige Modell eines Antriebssystems mit ausgeprägter Eigenfrequenz.

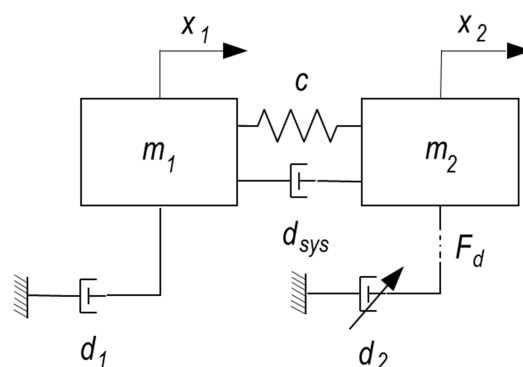


Bild 4.1: Allgemeingültiges Modell eines Antriebssystems mit anpassbarer Dämpfung zwischen Antrieb und Inertialsystem

In Analogie zu dem in Kapitel 2.2 vorgestellten Zwei-Masse-Schwinger stehen die Systemgrößen m_1 und m_2 für die konzentrierten Massen für Antrieb und Abtrieb, c für die Steifigkeit des Antriebssystems in Vorschubrichtung und d_{sys} für die interne Systemdämpfung. Die Dämpfungskoeffizienten d_1 und d_2 verkörpern die in realen Systemen stets vorhandene Reibung gegenüber dem Inertialsystem.

Eine hohe Reibung gegenüber dem Inertialsystem ist bei Antriebssystemen aus energetischen sowie aus verschleißtechnischen Gründen im Allgemeinen nicht wünschenswert. Die nichtlinearen Anteile der Reibung beeinflussen zudem die erreichbare Regelgüte und Genauigkeit eines Antriebssystems, weswegen für gewöhnlich ein möglichst geringer, linearer Reibungsverlauf angestrebt wird. Betrachtet man jedoch den Einfluss der Reibung auf das dynamische Verhalten, so ergibt sich ein Dämpfungseffekt, der durchaus von Vorteil sein kann. Insbesondere bei Anwendungen mit hohen Anforderungen an das Dämpfungsverhalten ist daher ein gewisses Reibverhalten, wie beispielsweise das von hydrodynamischen Führungen, durchaus erwünscht.

Der Kerngedanke der vorgestellten Methode liegt nun darin, die stets vorhandene Dämpfung des Antriebssystems gegenüber dem Inertialsystem bedarfsgerecht und situationsabhängig anzupassen, und dadurch eine ganzheitliche und aus energetischen Gesichtspunkten optimale Verbesserung des dynamischen Verhaltens zu erreichen. Hierzu wird, wie in Bild 4.1 dargestellt, ein am Abtrieb wirkendes, einstellbares Dämpfungselement zugrunde gelegt. Durch Variation des Dämpfungskoeffizienten d_2 besteht die Möglichkeit, eine definierte, der Bewegungsrichtung entgegen gerichtete Kraft F_d in das Antriebssystem einzubringen. Die Kraft F_d verkörpert dabei eine zusätzliche Hilfsstellgröße, die es ermöglicht, das Dämpfungsverhalten des Antriebssystems in positiver Weise zu beeinflussen.

Im Folgenden soll ein vorteilhaftes, semiaktives Regelgesetz zur Ansteuerung eines solchen Dämpfungselementes vorgestellt und dessen Wirkungsweise erläutert werden.

4.1 Semiaktives Regelgesetz für die Dämpfung von Antriebssystemen

Ziel der vorgestellten Methode ist die selektive Verbesserung des Dämpfungsverhaltens eines Antriebssystems im Bereich dessen Eigenfrequenz. Auftretende Anregungen, hervorgerufen durch Beschleunigungs-, Prozess- und Reibkräfte, müssen hierzu detektiert und über einen entsprechenden Stelleingriff des zusätzlichen Aktors gedämpft werden. Grundvoraussetzung ist daher die Berechnung einer geeigneten Stellgröße auf Basis aktueller Zustandsgrößen. Durch die zusätzlich eingebrachte Dämpfungskraft soll ein Aufklingen von Schwingungen vermieden, und die gewünschte Regelgüte des Antriebssystems sichergestellt werden.

Aus der hohen Dynamik und der geforderten Genauigkeit industrieller Antriebssysteme ergeben sich einige funktionale Anforderungen, die bei der Entwicklung eines Ansteuerkonzeptes berücksichtigt werden müssen. Im Allgemeinen wird eine direkte Wirkungsweise gefordert: Schwingungen müssen in minimaler Zeit abgebaut werden bzw. dürfen im Falle der Vorschubantriebe erst gar nicht auftreten. Dies erfordert hohe Dämpfungskräfte und einen minimalen zeitlichen Verzug. Dabei muss gewährleistet sein, dass die Stellgröße im gesamten Betriebsbereich einen stetigen Verlauf aufweist. Nur so kann sichergestellt werden, dass es durch die Dämpfungskraft selbst zu keiner Anregung des Antriebssystems kommt. Ein weiterer wichtiger Aspekt ist die bedarfsgerechte Wirkungsweise der Methode: Schwingungen müssen zielgerichtet und zuverlässig unterdrückt werden, wohingegen im stationären Fall ein Eingriff unerwünscht ist. Dauerhaft hohe Dämpfungskräfte würden sich negativ auf den Energieverbrauch, die Dimensionierung der Antriebe sowie auf Verschleiß und Erwärmung des Antriebssystems auswirken und müssen daher verhindert werden.

Für die Umsetzung dieser Ziele, und unter Berücksichtigung der Passivität des Aktors, wurde in [58] das semiaktive Ansteuerkonzept (4.1) entworfen. Die Berechnung der Stellgröße F_d erfolgt dabei auf Basis der aktuellen, betragsmäßigen Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Antrieb und Abtrieb. Diese nimmt bei Anregungen im Bereich der Eigenfrequenz überproportional zu und ist damit ein Maß für den aktuellen Zustand des Antriebssystems.

$$F_d = \begin{cases} K_d \operatorname{sgn}(\dot{x}_2)(|\dot{x}_2| - |\dot{x}_1|), & |\dot{x}_2| - |\dot{x}_1| > 0 \\ 0, & |\dot{x}_2| - |\dot{x}_1| \leq 0 \end{cases} \quad (4.1)$$

Ist die betragsmäßige Geschwindigkeit am Abtrieb größer als am Antrieb und ist die Forderung nach der Passivität des Aktors erfüllt, so erfolgt die Einbringung einer der Bewegungsrichtung entgegen gerichteten Kraft F_d . Anderenfalls wird die Stellgröße auf null gesetzt und die Inertialdämpfung nimmt ihren Minimalwert an. Die Höhe der eingebrachten Kraft ist dabei proportional zu der dynamischen Abweichung

$$\Delta|\dot{x}| = |\dot{x}_2| - |\dot{x}_1| \quad (4.2)$$

und dem Proportionalfaktor K_d . Entsprechend kann über den Parameter K_d die Wirkungsweise der Methode eingestellt werden. Die abtriebsseitige Kraft F_d wirkt dabei stets entgegen der aktuellen Schwingrichtung, wodurch sich letztlich der gewünschte Dämpfungseffekt einstellt. Bild 4.2 zeigt die Schaltfläche des entwickelten, semiaktiven

Regelgesetzes. Weiterführende Betrachtungen sowie ein Vergleich zu alternativen Ansteuerkonzepten sind in /58/ zu finden.

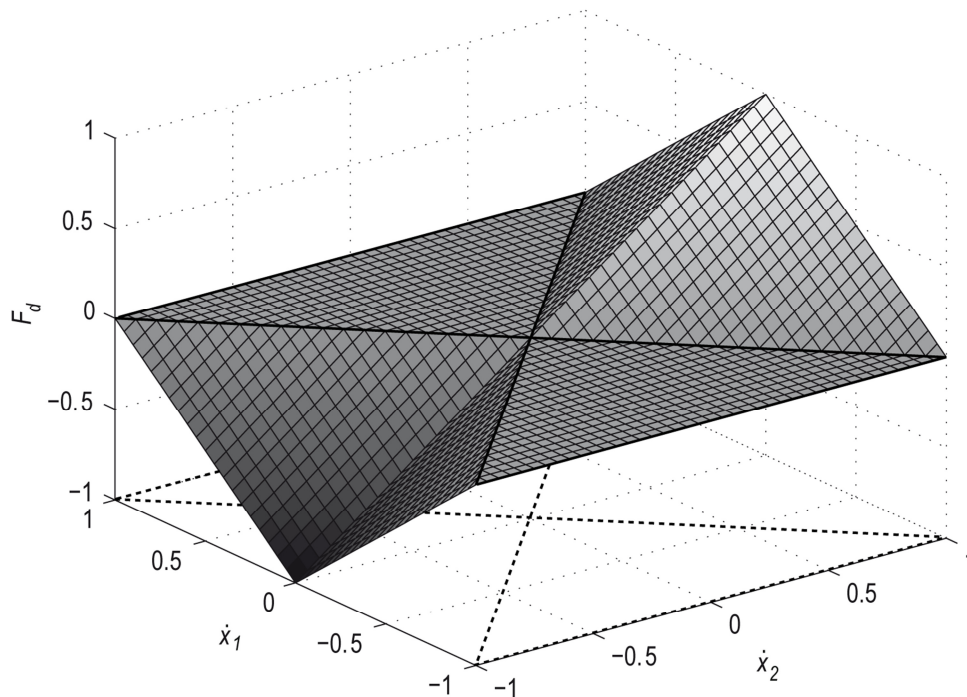


Bild 4.2: Schaltfläche für das semiaktive Regelgesetz nach (4.1) in normierter Darstellung

Das vorgestellte Regelkonzept bewirkt eine selektive Dämpfung von aufklingenden Schwingungen, wobei insbesondere der Forderung nach einem stetigen Verlauf der Stellgröße Rechnung getragen wird. Da sich die Höhe der zusätzlich eingebrachten Dämpfungskraft F_d nach der Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Antrieb und Abtrieb richtet, ist die Wirkungsweise, trotz Abstützung gegenüber dem Inertialsystem, vergleichbar mit der einer internen Systemdämpfung. Durch Auswertung der aktuellen Zustandsgrößen erfolgt ein Stelleingriff nur dann, wenn die eigentliche Vorschubbewegung von Schwingungsanteilen überlagert wird. Im stationären Betrieb hingegen, beispielsweise bei konstanter Vorschubgeschwindigkeit, ist die Geschwindigkeitsdifferenz $\Delta|\dot{x}| \leq 0$ und es wird keine zusätzliche Kraft eingeleitet.

4.2 Stabilitätsnachweis für Antriebssysteme mit semiaktiver Dämpfung

Im Folgenden soll eine Stabilitätsbetrachtung für das allgemeingültige Antriebssystem mit semiaktiver Dämpfung (Bild 4.1) mit Hilfe der direkten Methode von Lyapunov erfolgen. Hierzu betrachte man das reelle autonome System

$$\dot{y} = f(y) \quad (4.3)$$

wobei f in der offenen Menge $D \subset \mathbb{R}^n$ stetig ist und eine Ruhelage $f(0) = 0$ mit $0 \in D$ besitzt. Eine solche Ruhelage heißt stabil, wenn für jedes $\varepsilon > 0$ ein $\delta > 0$ existiert, sodass gilt:

$$|y(0)| < \delta \quad (4.4)$$

für alle

$$|y(t)| < \varepsilon \quad \text{und} \quad 0 \leq t < \infty \quad (4.5)$$

Die Ruhelage wird ferner asymptotisch stabil genannt, wenn sie stabil ist und ein $\delta > 0$ existiert, sodass für alle Lösungen von $y(t)$ mit $|y(0)| < \delta$ gilt:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} |y(t)| = 0 \quad (4.6)$$

Eine Ruhelage heißt instabil, wenn sie nicht stabil ist /59/. Für den Stabilitätsnachweis nach der direkten Methode von Lyapunov wird nun eine reellwertige Funktion V definiert. Diese sogenannte Lyapunov-Funktion kann als verallgemeinerte Energiefunktion betrachtet werden, welche ihr Minimum in der Ruhelage des Systems hat. Untersucht man nun die Änderungsrate der Energiefunktion, so lässt sich daraus ein Rückschluss auf die Stabilität der Ruhelage ziehen. Dabei gelten folgende Vereinbarungen: Es existiere eine Lyapunov-Funktion V zu $f(y)$ mit den Eigenschaften

$$V(0) = 0, V(x) > 0 \text{ für } x \neq 0 \quad (4.7)$$

dann gilt:

- Die Ruhelage ist stabil, falls $\dot{V} \leq 0$ in D

- Die Ruhelage ist asymptotisch stabil, falls $\dot{V} < 0$ in $D \setminus \{0\}$

Für das Antriebsmodell nach Bild 4.1 lassen sich, unter Berücksichtigung des Ansteuerkonzeptes (4.1), folgende Bewegungsgleichungen aufstellen:

$$m_1 \ddot{x}_1 = -c(x_1 - x_2) - d_{sys}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - d_1 \dot{x}_1 \quad (4.8)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = c(x_1 - x_2) + d_{sys}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - F_d(x) \quad (4.9)$$

Nach Einführung der Zustandsvariablen $y_1 = x_1, y_2 = x_1 - x_2$ sowie deren Ableitungen $y_3 = \dot{y}_1 = \dot{x}_1, y_4 = \dot{y}_2 = \dot{x}_1 - \dot{x}_2$, ergibt sich folgendes Differentialgleichungssystem:

$$\begin{pmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{y}_3 \\ \dot{y}_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} y_3 \\ y_4 \\ -\frac{c}{m_1} y_2 - \frac{d_1}{m_1} y_3 - \frac{d_{sys}}{m_1} y_4 \\ -c \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right) y_2 - \frac{d_1}{m_1} y_3 - d_{sys} \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right) y_4 + \frac{1}{m_2} F_d(y) \end{pmatrix} \quad (4.10)$$

Hierbei fällt auf, dass die letzten drei Systemgleichungen unabhängig von der Zustandsgröße y_1 sind. Damit ist es ausreichend, das dynamische Verhalten des Subsystems

$$\begin{pmatrix} \dot{y}_2 \\ \dot{y}_3 \\ \dot{y}_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} y_4 \\ -\frac{c}{m_1} y_2 - \frac{d_1}{m_1} y_3 - \frac{d_{sys}}{m_1} y_4 \\ -c \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right) y_2 - \frac{d_1}{m_1} y_3 - d_{sys} \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right) y_4 + \frac{1}{m_2} F_d(y) \end{pmatrix} \quad (4.11)$$

mit der Dämpfungskraft

$$F_d(y) = \begin{cases} K_d \operatorname{sgn}(y_3 - y_4)(|y_3 - y_4| - |y_3|), & |y_3 - y_4| - |y_3| > 0 \\ 0, & |y_3 - y_4| - |y_3| \leq 0 \end{cases} \quad (4.12)$$

zu untersuchen. Anhand des Hurwitz Kriteriums lässt sich zeigen, dass die Realteile des Systems ohne semiaktive Dämpfung stets negativ sind. Da es sich jedoch aufgrund des Dämpfungsterms (4.12) um ein nichtlineares Gleichungssystem handelt, bedient man sich im Folgenden der direkten Methode von Lyapunov um Stabilität nachzuweisen.

Im Folgenden soll für die invariante Menge $I = \{y \in \mathbb{R}^3 | y_2 = y_3 = y_4 = 0\}$ gezeigt werden, dass es sich hierbei um eine asymptotisch stabile Ruhelage handelt. Diese beschreibt den Zustand, in welchem keine Energie in dem betrachteten Teilsystem vorhanden ist. Im vorliegenden Fall bietet es sich an, die im System vorhandene Energie E als Lyapunov-Funktion zu wählen:

$$E = \frac{1}{2}m_1y_3^2 + \frac{1}{2}m_2(y_3 - y_4)^2 + \frac{c}{2}y_2^2 \quad (4.13)$$

Die Summe aus kinetischer und potentieller Energie ist stets größer gleich Null, weswegen für $\|y\| \rightarrow \infty$ auch E gegen unendlich strebt und die Funktion positiv definit ist. In einem nächsten Schritt wird die zeitliche Ableitung von E bestimmt.

$$\dot{E} = -d_1y_3^2 - (y_3 - y_4)F_d(y) - d_{\text{sys}}y_4^2 \quad (4.14)$$

Setzt man den Dämpfungsterm (4.12) in diese Gleichung ein, so ergibt sich

$$\begin{aligned} \dot{E} &= \begin{cases} -d_1y_3^2 - K_d|y_3 - y_4|(|y_3 - y_4| - |y_3|) - d_{\text{sys}}y_4^2, & |y_3 - y_4| - |y_3| > 0 \\ -d_1y_3^2 - d_{\text{sys}}y_4^2, & |y_3 - y_4| - |y_3| \leq 0 \end{cases} \end{aligned} \quad (4.15)$$

Die zeitliche Ableitung der Energie ist in diesem Fall negativ semi-definit ($\dot{E}' \leq 0$), woraus sich schließen lässt, dass die Ruhelage I stabil ist. Damit ist jedoch noch nicht gewährleistet, dass Punkte außerhalb von I in die Ruhelage streben und das System asymptotisch stabil ist. Hierzu bedient man sich dem Theorem von LaSalle /59/. Voraussetzung hierfür ist, dass die Funktion $F_d(y)$ lokal Lipschitz stetig ist, sodass die zeitliche Ableitung der Energie stetig und die rechte Seite der gewöhnlichen Differentialgleichung lokal Lipschitz stetig ist. Diese Forderung ist für das vorgestellte Ansteuerkonzept nach Gleichung (4.1) erfüllt, was eine Anwendung von LaSalles Invarianzprinzip ermöglicht. Als Nächstes betrachtet man die größte invariante Menge stationärer Punkte der Lyapunov-Funktion N .

$$\begin{aligned} N &= \{y = (y_2, y_3, y_4)^t \in \mathbb{R}^3 | \dot{E}(y) = 0\} = \{y = (y_2, y_3, y_4)^t \in \mathbb{R}^3 | y_3 \\ &= y_4 = 0\} \end{aligned} \quad (4.16)$$

Diese beschreibt den Zustand, in dem keine Bewegung zwischen den beiden Massen m_1 und m_2 stattfindet. Es kann jedoch weiterhin potentielle Energie in dem System vorhan-

den sein, weswegen folgende Betrachtung angestellt wird: Wählt man einen beliebigen Punkt aus der betrachteten Menge mit Ausnahme des Ursprungs $y \in N \setminus \{0\}$, so ergibt sich

$$\dot{y}_3 = -\frac{c}{m_1} y_2 \quad (4.17)$$

$$\dot{y}_4 = -\left(\frac{c}{m_1} + \frac{c}{m_2}\right) y_2 \quad (4.18)$$

Unter Berücksichtigung der Anfangsbedingungen $y_3 = y_4 = 0$ und $y_2 \neq 0$ wird deutlich, dass der Punkt y niemals in der Menge N verweilt, womit die Forderung nach einer abnehmenden Energie für jeden Punkt mit Ausnahme des Ursprungs erfüllt ist. Bild 4.3 verdeutlicht noch einmal die beschriebene Herangehensweise.

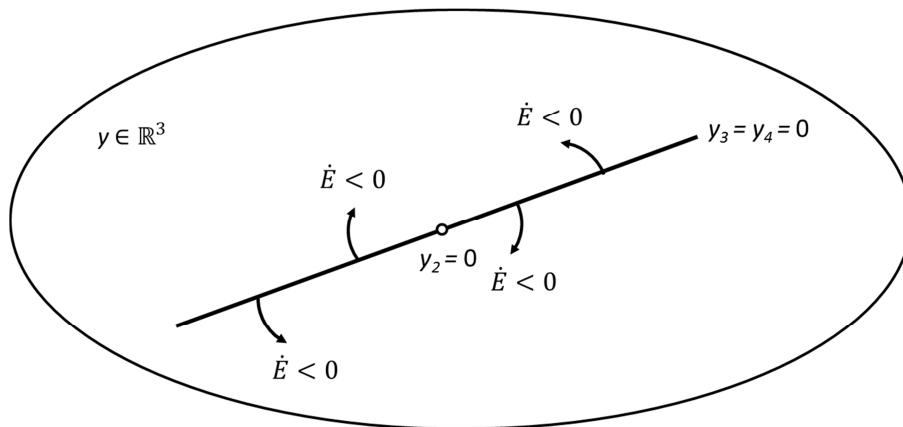


Bild 4.3: Ursprung I als größte invariante Menge von N

Die Menge I ist somit die größte invariante Untermenge von N und die betrachtete Ruhelage des Systems ist asymptotisch stabil. Weitere Betrachtungen zur Stabilität sowie ein Vergleich des Systems mit und ohne semiaktive Dämpfung können /58/ entnommen werden.

4.3 Herleitung einer linearen Systembetrachtung

Bei dem betrachteten Antriebssystem mit semiaktiver Dämpfung handelt es sich um ein System mit nichtlinearen Eigenschaften. Wie aus der Stabilitätsuntersuchung hervorgeht, lassen sich solche Systeme im allgemeinen Fall nicht mehr mit den klassischen Verfah-

ren der linearen Regelungstechnik behandeln. Häufig bedarf es hierfür aufwendiger mathematischer Methoden, wobei sich der Entwurf geeigneter Regler meist als nichttrivial gestaltet. Unter gewissen Rahmenbedingungen besteht jedoch die Möglichkeit, solche eingebetteten nichtlinearen Systeme in erster Näherung als quasikontinuierliche Systeme zu behandeln. Ein bewährter Ansatz hierfür ist die Methode der Harmonischen Balance, bei welcher das nichtlineare System als Teil einer komplexeren Struktur mit weitgehend linearem Systemverhalten betrachtet wird [60]. Lässt sich ein nichtlineares Gesamtsystem als Reihenschaltung zweier Teilsysteme darstellen, ein nichtlineares Teilsystem ohne Dynamikanteil und ein lineares Teilsystem mit Tiefpasscharakter, so kann das Verhalten des nichtlinearen Systems in erster Näherung durch eine Ersatzkenngröße, der so genannten Beschreibungsfunktion charakterisiert werden. Das vereinfachte Antriebssystem in Bild 4.1 erfüllt diese Anforderung und soll daher entsprechend dem Vorgehen der Harmonischen Balance für den Fall einer harmonischen Dauerschwingung untersucht werden. Die Zustandsgröße x_I wird in diesem Fall als eingeprägte Größe betrachtet und die eingebrachte Dämpfungskraft entspricht der in Gleichung (4.1) formulierten Beziehung.

Ein periodisches Eingangssignal $e(t)$ der Form

$$e(t) = A \sin(\omega_0 t) \quad (4.19)$$

erzeugt am Ausgang eines nichtlinearen Elements ein ebenfalls periodisches aber verzerrtes Ausgangssignal $u(t)$. Das Ausgangssignal lässt sich entsprechend

$$u(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos(n\omega_0 t) + b_n \sin(n\omega_0 t)] \quad (4.20)$$

als Fourier-Reihe darstellen. Setzt man voraus, dass die Amplituden der Oberwellen klein gegenüber denen der Grundwelle sind, und berücksichtigt man ferner das Tiefpassverhalten des linearen Teilsystems, so kann das Ausgangssignal näherungsweise anhand der Grundschwingung

$$u(t) \approx \frac{a_0}{2} + a_1 \cos(\omega_0 t) + b_1 \sin(\omega_0 t) \quad (4.21)$$

approximiert werden. Basierend auf diesen Überlegungen lässt sich ein äquivalenter komplexer Verstärkungsfaktor definieren, im Folgenden als Beschreibungsfunktion N

bezeichnet, der die Übertragung der Grundschiwingung nach Betrag und Phasenverschiebung beschreibt.

$$N(A) = \frac{u}{e} = \frac{C_1(A)}{A} e^{j\varphi_1(A)} = \frac{a_1}{A} + j \frac{b_1}{A} \quad (4.22)$$

Die Beschreibungsfunktion $N(A)$ und damit auch der Betrag $|N(A)|$ und die Phase $\varphi_1(A)$ sind abhängig von der Amplitude A des periodischen Eingangssignals. Für ein beliebiges harmonisches Eingangssignal $e(t)$ am Eingang des frequenzunabhängigen nichtlinearen Teilsystems lässt sich damit die Ausgangsgröße näherungsweise zu

$$u(t, A) \approx |N(A)|A \sin(\omega_0 t + \varphi_1(A)) \quad (4.23)$$

bestimmen. Bild 4.4 verdeutlicht noch einmal die grundlegende Vorgehensweise bei der Harmonischen Balance.

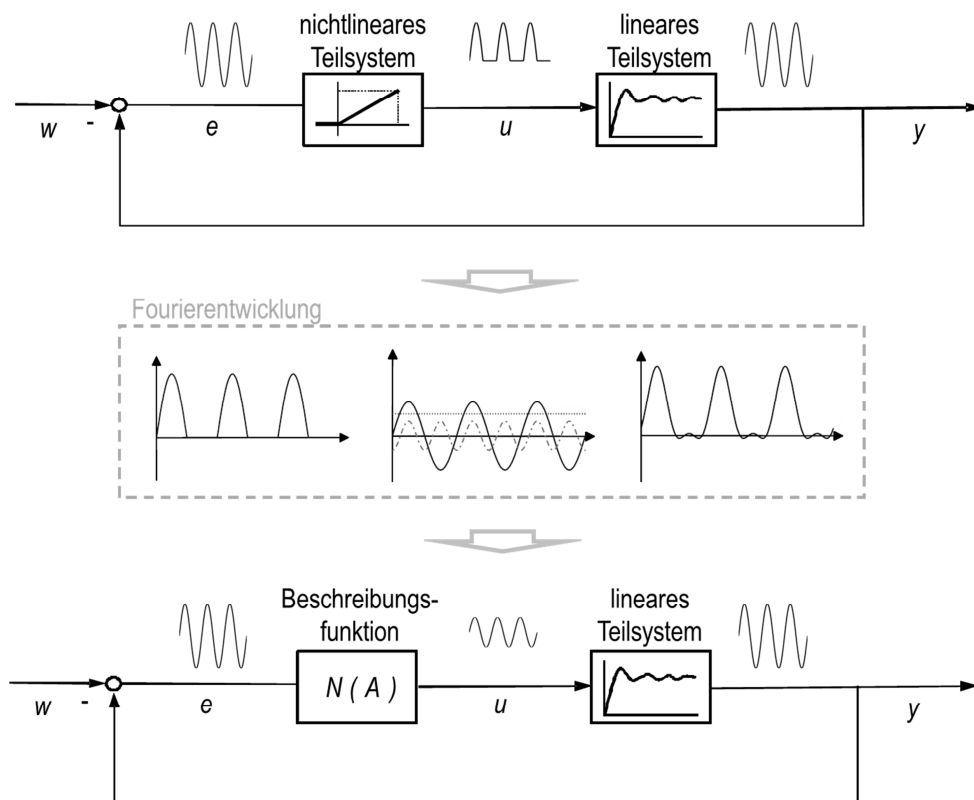


Bild 4.4: Grundprinzip der Harmonischen Balance

Das in Abschnitt 4.1 vorgestellte semiaktive Regelgesetz (4.1) erfüllt in seinen Grundzügen die Funktion eines Gleichrichters: Je nach Vorzeichen von $\dot{x}_1$ wird die positive oder aber die negative Halbwelle übertragen. Berücksichtigt man ferner den Verstärkungsfaktor K_d , so ergibt sich für das nichtlineare Übertragungselement nach [61] die Beschreibungsfunktion

$$N(A) = \frac{K_d}{2} \quad (4.24)$$

Man beachte, dass in diesem speziellen Fall die Beschreibungsfunktion unabhängig von der Amplitude des Eingangssignals ist. Damit ergibt sich folgende vereinfachte Betrachtungsweise für das nichtlineare Teilsystem:

$$F_d = \frac{K_d}{2}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (4.25)$$

Die Dämpfungskraft F_d kann nunmehr als eine lineare Systemgröße mit der Wirkungsweise der internen Systemdämpfung d_{sys} betrachtet werden. Entsprechend ergibt sich ein vereinfachtes, lineares Ersatzsystem entsprechend Bild 4.5 mit dem Ersatzdämpfungskoeffizienten

$$d_{sys}^* = d_{sys} + \frac{K_d}{2} \quad (4.26)$$

Anschaulich lässt sich dieses Verhalten über die im System vorhandene Schwingungsenergie erklären: Betrachtet man die durch das semiaktive Dämpfungselement dissipierte Energie gemittelt über eine Schwingungsperiode, so ergibt sich aufgrund der halbperiodischen Wirkungsweise genau die halbe Energiemenge verglichen mit einer kontinuierlich wirkenden Systemdämpfung.

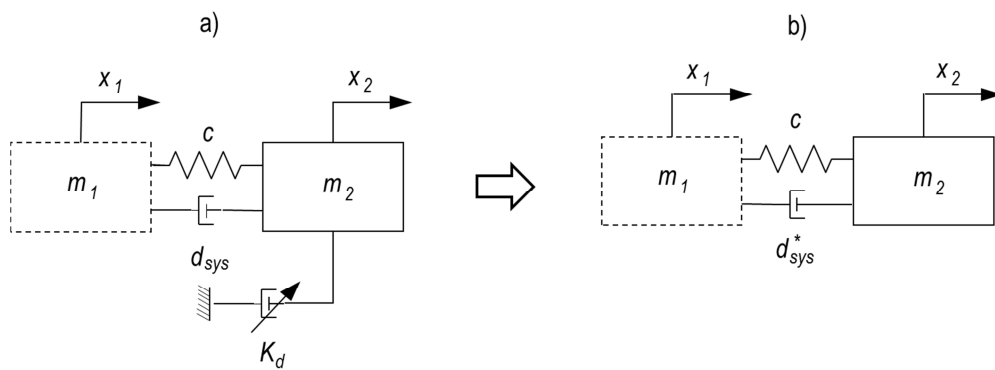


Bild 4.5: Gegenüberstellung von a) realen System mit semiaktiver Dämpfung und b) linearem Ersatzsystem

Die Annahme, das semiaktive Regelgesetz verhalte sich wie ein Gleichrichter, beschreibt den allgemeinen Betriebszustand von Antriebssystemen. Vereinzelt, beispielsweise bei hohen Schwingungsamplituden und sehr kleinen Vorschubgeschwindigkeiten, kann es jedoch aufgrund des Nulldurchgangs der Geschwindigkeit $\dot{x}_2$ zu einer veränderten Gestalt der Dämpfungskraft kommen. Bild 4.6 zeigt exemplarisch drei verschiedene Betriebszustände und die daraus resultierenden Stellsignale des Dämpfungsaktors.

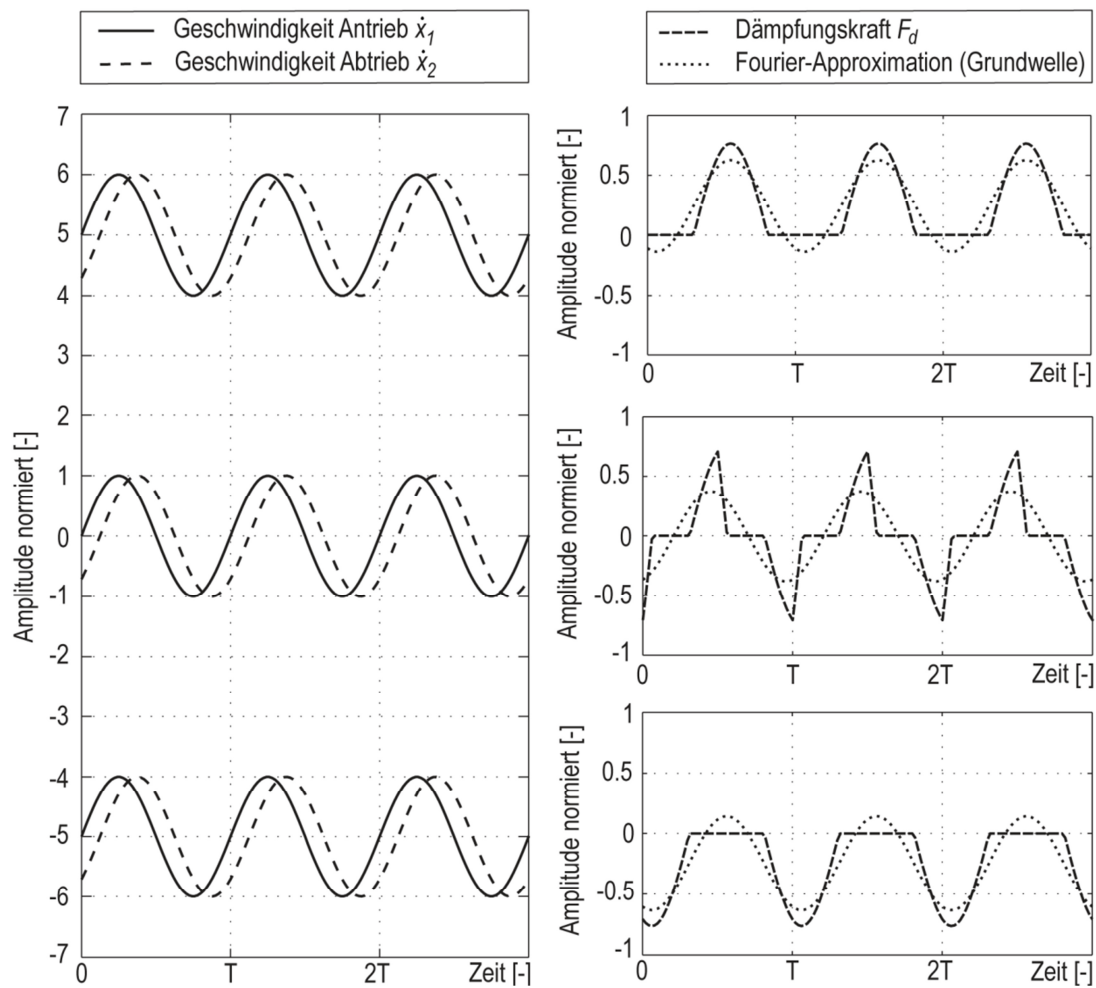


Bild 4.6: Stellgrößenverlauf und Fourier-Approximation bei semiaktiver Dämpfung in unterschiedlichen Betriebszuständen

Typischerweise ist der Betrag der mittleren Geschwindigkeit bei Antriebssystemen größer als die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen An- und Abtrieb, was zu der bereits angesprochenen Gleichrichterfunktion führt. Lediglich im Falle sehr geringer Vorschubgeschwindigkeiten, bei denen ohnehin die nichtlinearen Reibanteile das Verhalten des Antriebssystems stark beeinflussen, kann es aufgrund der betragsmäßigen Differenzbildung zu einem veränderten Verlauf der Stellgröße kommen. Wie in Bild 4.6 dargestellt, lässt sich aber auch in diesem Fall die nichtlineare Stellgröße vorteilhafter Weise über die gefundene Beschreibungsfunktion (4.24) annähern. Die hergeleitete, vereinfachte Systembeschreibung ist daher mit guter Näherung auf den gesamten Betriebsbereich anwendbar.

Bild 4.7 zeigt eine simulative Gegenüberstellung von dem realen System und dem linearisierten Ersatzsystem aus Bild 4.5 bei unterschiedlichen Verstärkungsfaktoren K_d . Deutlich ist die gute Übereinstimmung für periodische Eingangsgrößen im eingeschwungenen Zustand zu erkennen. Beide Systeme entfalten, gemittelt über die Schwingungsperiode, annähernd dieselbe Dämpfungswirkung. Ein Aufschwingen bei der Resonanzfrequenz wird in beiden Fällen verhindert bzw. auf ein gewünschtes Maß begrenzt. Bei entsprechender Mittelung – wie sie bei Frequenzgangmessungen üblicherweise erfolgt – ergibt sich somit für beide Systeme ein nahezu identisches Verhalten.

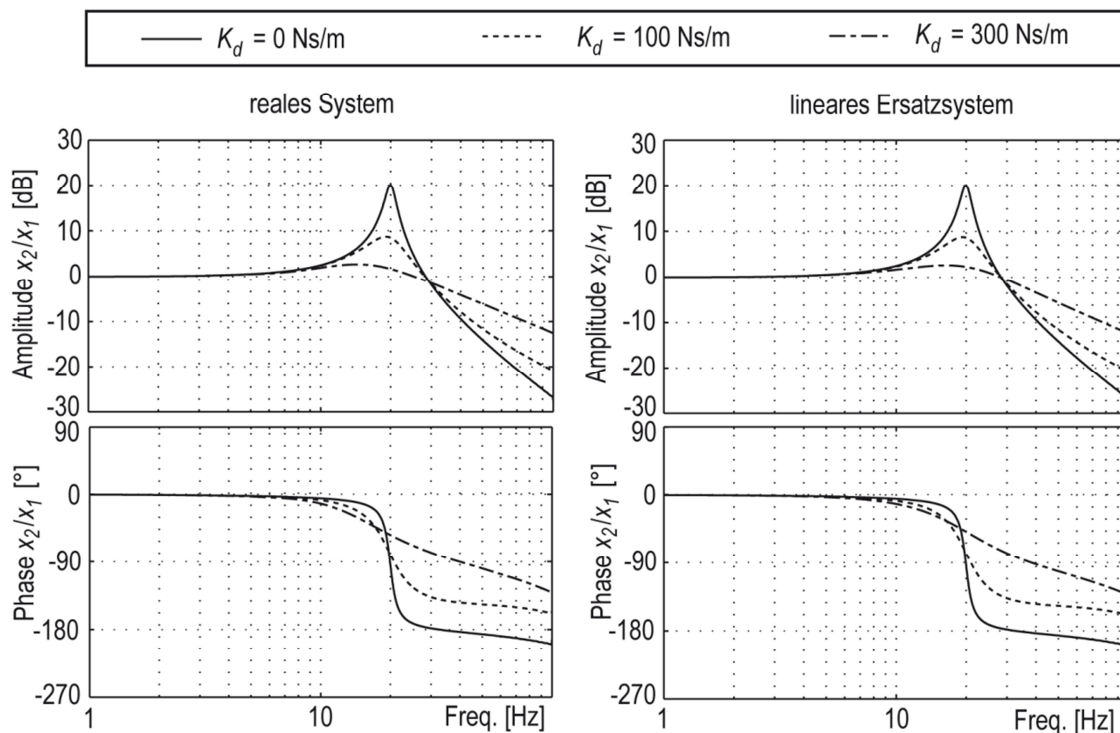


Bild 4.7: Simulative Gegenüberstellung von realem und linearisiertem System im Frequenzbereich

Die getroffenen Annahmen gelten jedoch nicht ausschließlich für den Fall periodisch eingepprägter Schwingungen. Auch auf transiente Vorgänge, wie sie unweigerlich im Bereich der Antriebstechnik auftreten, lassen sich die gefundenen Beziehungen in erster Näherung übertragen. Hierzu werden transiente Vorgänge als Schwingungen mit sich langsam ändernder Amplitude und Frequenz betrachtet, für die sich wiederum die Beschreibungsfunktion anwenden lässt /62/. Aufgrund der amplituden- und frequenzunabhängigen Beschreibungsfunktion (4.24) kann die vereinfachte Betrachtungsweise direkt auf transiente Vorgänge übertragen werden. Bild 4.8 zeigt einen Vergleich von realem

und linearisiertem System im Zeitbereich. Betrachtet wurde die Systemantwort der in Bild 4.5 dargestellten Zwei-Massen-Schwinger auf einen eingprägten Sprung der Zustandsgröße x_1 .

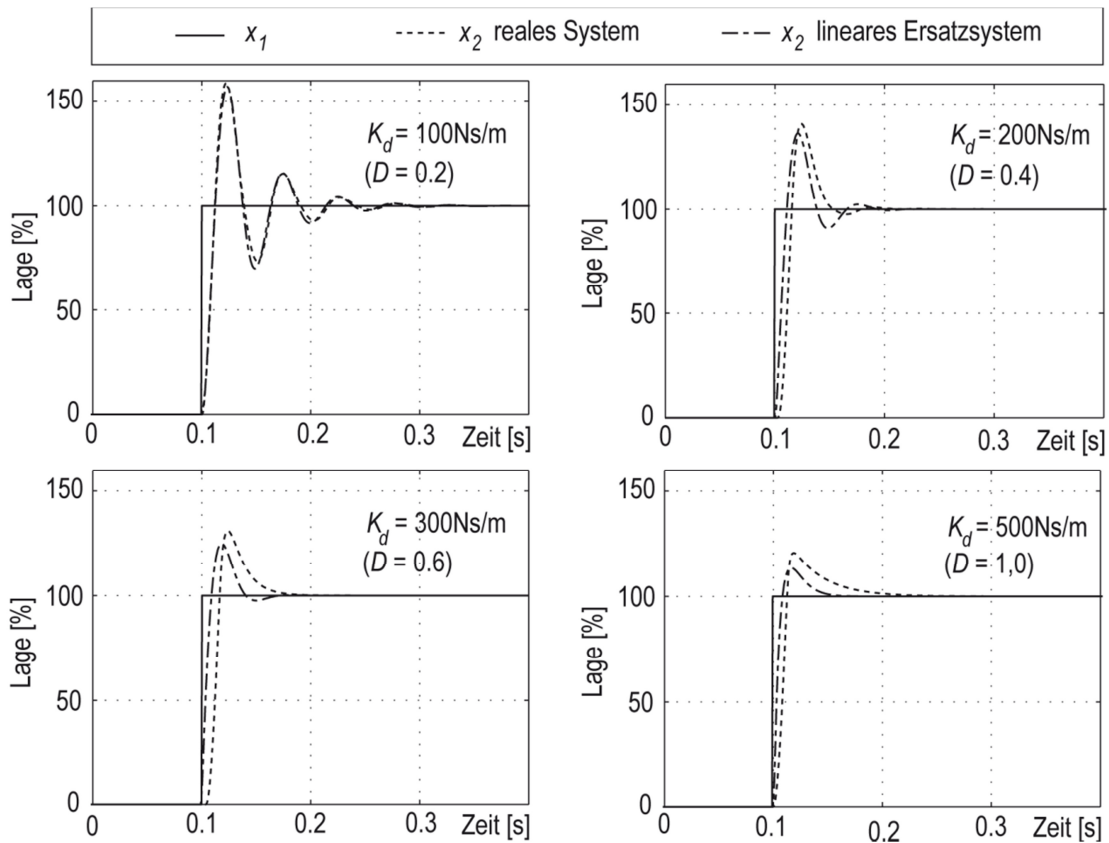


Bild 4.8: Simulative Gegenüberstellung von realem und linearisiertem System im Zeitbereich

Wie zu erkennen ist, stimmen Überschwingweite und Einschwingdauer für einen großen Wertebereich von K_d mit guter Näherung überein. Erst für sehr große Werte (entsprechend $D > 0.7$), bei denen die Systemdämpfung einen zunehmenden Einfluss auf die Anstiegsgeschwindigkeit hat, weichen die Modelle voneinander ab. Dämpfungswerte dieser Größenordnung spielen bei technischen Anwendungen jedoch meist eine untergeordnete Rolle, sodass für die weiteren Untersuchungen auch bei transienten Vorgängen von dem vereinfachten, linearen Ersatzsystem nach Bild 4.5 ausgegangen werden kann.

Die vorgestellte Betrachtungsweise ermöglicht eine lineare Systembeschreibung für das Antriebssystem mit semiaktiver Dämpfung und damit den Einsatz klassischer Methoden der linearen Regelungstechnik. In einem nächsten Schritt erfolgt eine detaillierte Para-

meteranalyse für das lineare Ersatzsystem. Hierbei sollen wichtige Zusammenhänge zwischen den Systemkenngrößen und dem Einstellparameter der semiaktiven Dämpfung geklärt werden.

4.4 Parameteruntersuchung für das lineare Ersatzsystem

Für das lineare, rückwirkungsfreie Antriebssystem nach Bild 4.5 lässt sich mit den in Kapitel 4.3 getroffenen Vereinfachungen folgende Differentialgleichung aufstellen

$$m\ddot{x}_2 = c(x_1 - x_2) + (d_{sys} + 0.5K_d)(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (4.27)$$

Die Übertragungsfunktion im Laplace-Bereich ergibt sich damit zu

$$\frac{x_2(s)}{x_1(s)} = \frac{\frac{d_{sys} + 0.5K_d}{c}s + 1}{\frac{m_2}{c}s^2 + \frac{d_{sys} + 0.5K_d}{c}s + 1} \quad (4.28)$$

In Anlehnung an Gleichung (2.6) gilt

$$\frac{d_{sys} + 0.5K_d}{c} = \frac{2D}{\omega} \quad (4.29)$$

woraus sich folgender Zusammenhang ableiten lässt

$$K_d = 4D\sqrt{cm_2} - 2d_{sys} \quad (4.30)$$

Wie sich aus Gleichung (4.30) ablesen lässt, kann über die Einstellung des Verstärkungsfaktors K_d ein beliebiges Dämpfungsmaß D für das Antriebssystem vorgegeben werden. Sind die Systemkenngrößen bekannt, so lässt sich für ein gewünschtes Dämpfungsmaß der hierfür erforderliche K_d -Faktor bestimmen. Unter Vernachlässigung der in der Regel sehr geringen internen Systemdämpfung d_{sys} , lassen sich die Abhängigkeiten gegenüber den Systemparametern entsprechend Gleichung (4.31) formulieren.

$$K_d \sim D\sqrt{cm_2} \quad (4.31)$$

Der Verstärkungsfaktor K_d ist demnach proportional zur Wurzel des Produktes aus Systemsteifigkeit und bewegter Masse, und direkt proportional zu dem gewünschten Dämpf-

fungsmaß D . Veränderungen der Systemparameter c und m_2 , wie sie bei praktischen Anwendungen häufig auftreten, haben daher nur einen geringen Einfluss auf die Wirkungsweise der semiaktiven Dämpfung.

Bisher wurde bei den Betrachtungen stets von einem idealen Aktor ausgegangen, der verzögerungsfrei die Stellgröße in eine entsprechende Kraft umsetzt. Tatsächlich sind reale Aktoren stets mit einem dynamischen Verhalten behaftet, welches die Möglichkeit der Einflussnahme begrenzt. Im Folgenden soll daher untersucht werden, welchen Einfluss die Aktordynamik auf die Wirkungsweise und die Effektivität der vorgestellten Methode hat. Hierzu wird der Aktor vereinfacht als PT2-Glied mit einer Kennkreisfrequenz ω_{aktor} und einem Dämpfungsmaß $D_{aktor} = 0,7$ approximiert. Für eine allgemeingültige Betrachtung bietet es sich an, die Bezugsgrößen für Aktordynamik und Verstärkungsfaktor entsprechend Gleichung (4.32) und (4.33) zu normieren.

$$\omega_{aktor}^0 = \frac{\omega_{aktor}}{\omega_{sys}} \quad (4.32)$$

$$K_d^0 = \frac{K_d}{\sqrt{cm_2}} \quad (4.33)$$

Wie bereits gezeigt wurde, besteht im Falle eines verzögerungsfreien Aktors ein linearer Zusammenhang zwischen dem Verstärkungsfaktor und der sich einstellenden Systemdämpfung. In der komplexen Ebene (Bild 4.9) entspricht dies einer Verschiebung der konjugiert komplexen Pole entlang der Bahn konstanter Frequenz. Neben den Polen verändert sich auch die Lage der Nullstelle, die mit steigender Dämpfung zunehmend in Richtung des Ursprungs wandert. Aber auch im Falle eines realen Aktors lässt sich ein dynamisch günstigeres Systemverhalten erreichen. Durch den zusätzlichen Stelleingriff werden die Pole weiter nach links in der komplexen Ebene verschoben, was einer verbesserten Systemdynamik entspricht. Allerdings kommt es dabei aufgrund der begrenzten Aktordynamik zu einem Anstieg des Imaginäranteils. Dies führt zu einer gewissen Entdämpfung bei gleichzeitig leichtem Anstieg der Resonanzfrequenz.

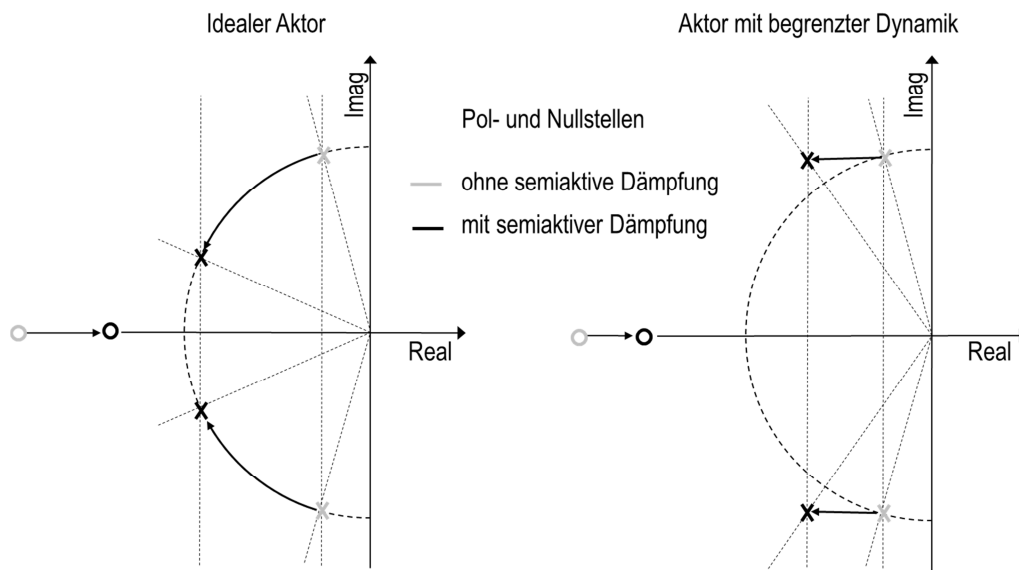


Bild 4.9: Verschiebung der dominanten Pol- und Nullstellen durch die semiaktive Dämpfung bei idealem und dynamikbehaftetem Aktor

Bild 4.10 zeigt am Beispiel des betrachteten, schwingungsfähigen Antriebssystems zweiter Ordnung die Lage der dominanten Pol- und Nullstellen für unterschiedliche Werte für ω_{aktor} und K_d . Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind die Nullstelle des ungedämpften Systems sowie die beiden zusätzlichen Pole, die sich aus der realen Aktordynamik ergeben, nicht dargestellt.

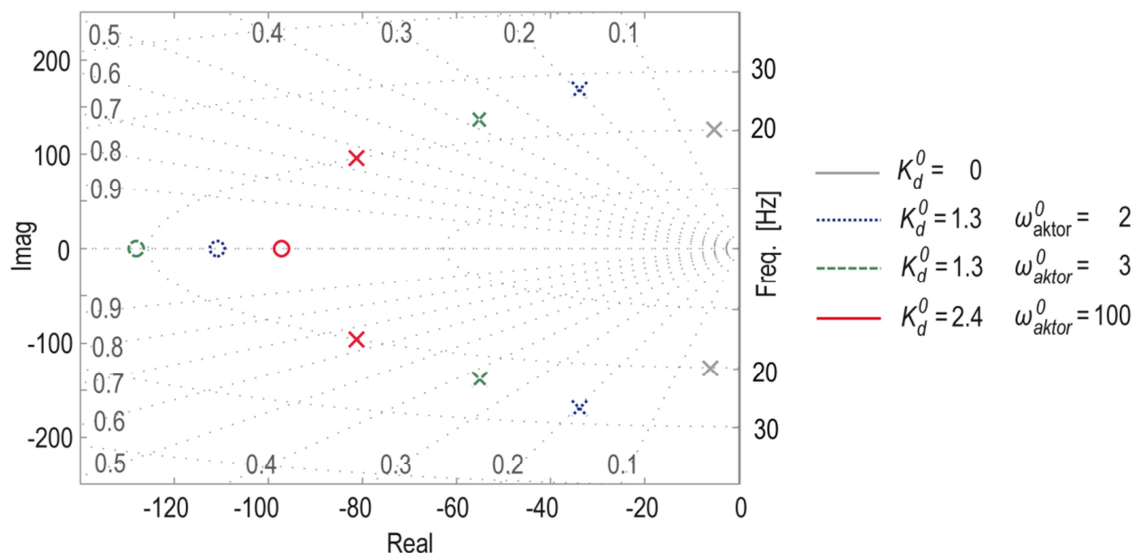


Bild 4.10: Auswirkung von Aktordynamik und Verstärkungsfaktor auf die Lage der dominanten Pol- und Nullstellen

Die dazugehörigen Amplituden- und Phasenverläufe sind im Bode-Diagramm in Bild 4.11 dargestellt.

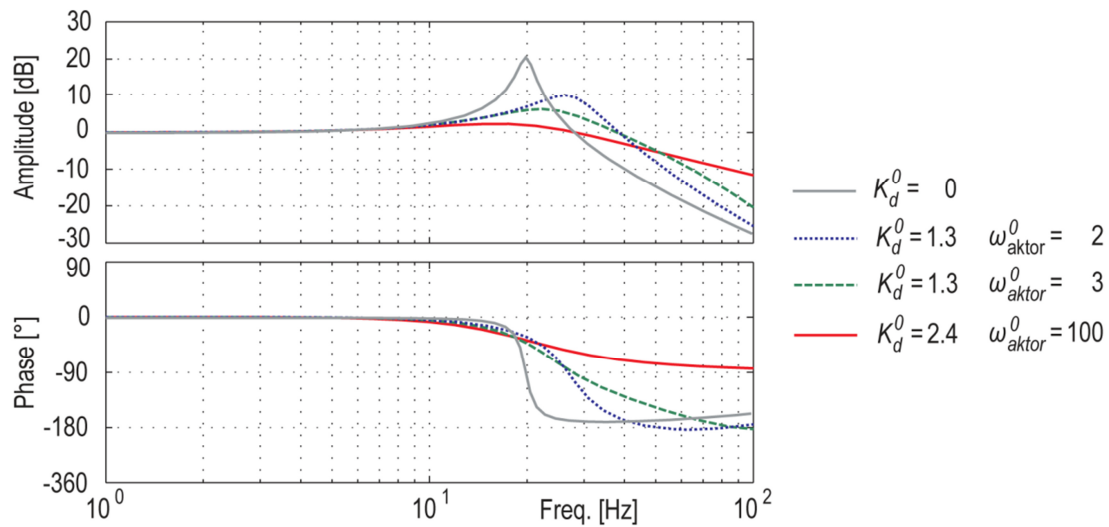


Bild 4.11: Auswirkung von Aktordynamik und Verstärkungsfaktor auf Amplituden- und Phasenverlauf im Bode-Diagramm

Wie weit sich die Resonanzüberhöhung unterdrücken lässt bzw. in welchem Maße sich die Frequenz verändert, hängt dabei sowohl von der Aktordynamik als auch von dem gewählten Verstärkungsfaktor ab. Für eine allgemein gültige Beurteilung des Verbesserungspotentials bietet es sich daher an, den Realteil des konjugiert komplexen Polpaars als Gütekriterium heranzuziehen. Bild 4.12 zeigt für das betrachtete System die Parameterschar aufgetragen über die normierten Bezugsgrößen.

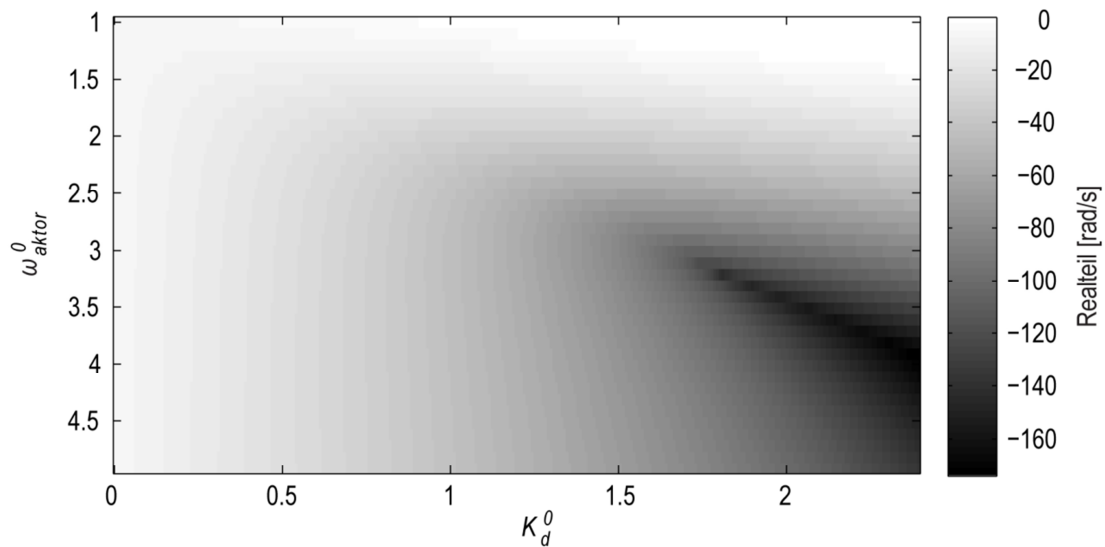


Bild 4.12: Realteil des konjugiert komplexen Polpaars in Abhängigkeit von normiertem Verstärkungsfaktor und normierter Aktorkennkreisfrequenz

Wie aus Bild 4.12 hervorgeht, ermöglicht eine hohe Aktordynamik eine verbesserte Einflussnahme und damit größere Werte für den Verstärkungsfaktor K_d^0 . Eine Steigerung von ω_{aktor}^0 über den Faktor 3 bringt jedoch nur noch eine geringfügige Verbesserung und scheint vor dem Hintergrund steigender Anforderungen an die Aktorik nicht zielführend. Idealerweise sollte die Eigenkreisfrequenz des Aktors daher 2- bis 3-mal größer sein als die der zu dämpfenden Eigenmode. Bei geringfügig gedämpften Antriebssystemen ($0.01 < D < 0.1$) kann die Aktordynamik sogar noch geringer ausfallen. Grundvoraussetzung für die Umsetzung der Methode ist jedoch in jedem Fall, dass die Dynamik des zusätzlichen Aktors größer ist als die des Antriebssystems.

Wie die theoretischen Untersuchungen gezeigt haben, ist das Prinzip der semiaktiven Dämpfung ein wirkungsvolles Mittel zur Verbesserung der Dämpfungseigenschaften von schwingungsfähigen Antriebssystemen. Die Zusammenhänge zwischen den Systemeigenschaften, der Aktordynamik und dem Einstellparameter K_d wurden dabei auf Basis eines vereinfachten Antriebsmodells mit einer dominanten Eigenfrequenz hergeleitet. In einem nächsten Schritt sollen die gewonnenen Erkenntnisse auf die in dieser Arbeit betrachteten Vorschubantriebe übertragen werden.

5 Einsatz der Methode in Werkzeugmaschinen

Die vorgestellte Methode der semiaktiven Dämpfung soll nun zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Vorschubantrieben eingesetzt werden. Die Untersuchungen konzentrieren sich hierbei auf lineare Vorschubantriebe mit Kugelgewindetrieb, wie sie häufig in Werkzeugmaschinen und Produktionsanlagen eingesetzt werden. Im Fokus der Betrachtungen stehen dabei die Umsetzbarkeit, die Einbindung in die Kaskadenregelung, das erreichbare Verbesserungspotential sowie die Robustheit der Methode. Darüber hinaus werden anwendungsrelevante Faktoren beleuchtet und eine Bewertung hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit der Methode vorgenommen.

Die simulativen Untersuchungen im Rahmen dieses Kapitels erfolgen anhand eines detailgetreuen Modells eines lagegeregelten Vorschubantriebs mit Kugelgewindetrieb. Die Struktur des in MATLAB Simulink abgebildeten Simulationsmodells ist in Bild 5.1 dargestellt.

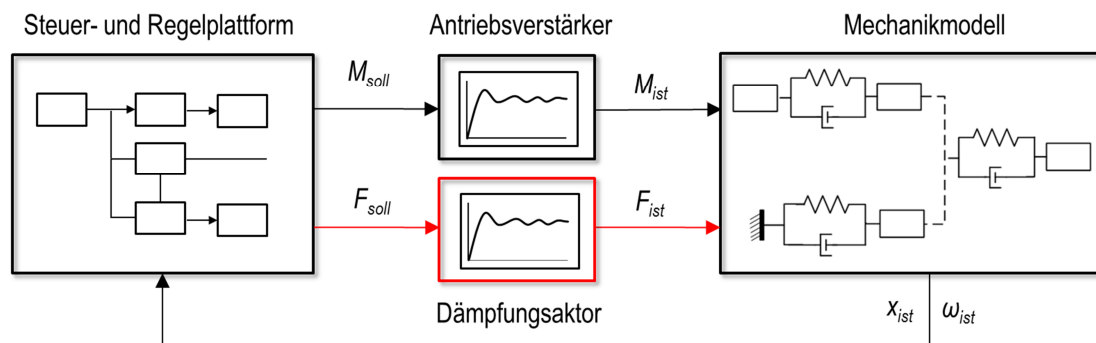


Bild 5.1: Grundstruktur des verwendeten Simulationsmodells in MATLAB Simulink

Das Modell lässt sich einteilen in eine Steuer- und Regelplattform für die Umsetzung der Kaskaden- und Aktorregelung, einen Antriebsverstärker für den Servomotor sowie das in Abschnitt 2.2 vorgestellte und in /5/ detailliert beschriebene Modell der mechanischen Übertragungselemente. Zusätzlich wurde das Modell um einen semiaktiven Dämpfungsaktor erweitert, der es ermöglicht, Kräfte auf den Maschinentisch aufzubringen. Der Aktor wurde vereinfacht als PT2-Glied mit einer Eckfrequenz von 200 Hz und einem Dämpfungsmaß von $D = 0.7$ abgebildet. Eine einseitige und von der Vorschubrichtung abhängige Begrenzung stellt dabei sicher, dass die eingebrachte Kraft stets entgegen der

Bewegungsrichtung des Maschinentisches wirkt. Bei der Simulation wurden im Einzelnen berücksichtigt:

- die diskreten Abtastzeiten der Steuer- und Regelplattform
- die interne Struktur des Antriebsverstärkers mit feldorientierter Regelung und Stellgrößenbeschränkungen
- die semiaktive Wirkungsweise des Dämpfungsaktors
- sowie die Rückwirkung der Mechanik auf den elektrischen Antrieb.

Die Modellparameter orientieren sich dabei an denen eines realen Vorschubantriebs für Werkzeugmaschinen, wie er auch im Rahmen der messtechnischen Untersuchungen eingesetzt wird. Die wichtigsten Kennwerte des Vorschubantriebs können Tabelle 7.1 entnommen werden. Das Simulationsmodell bildet die Grundlage für die weiteren Untersuchungen zur Wirkungsweise der semiaktiven Dämpfung.

5.1 Steuer- und hardwaretechnisches Integrationskonzept

In Analogie zu der allgemeinen Systembetrachtung in Kapitel 4 verkörpern Servomotor und Maschinentisch den Ein- bzw. den Ausgang des Antriebssystems. Die meisten Vorschubantriebe verfügen standardmäßig über separate Messsysteme für die Erfassung von Motor- und Tischposition. Die charakteristischen Axialschwingungen zwischen An- und Abtrieb können in diesem Fall erfasst und ausgewertet werden. Die üblicherweise als Inkrementalgeber ausgeführten Messsysteme liefern dabei Weg- bzw. Winkelinformationen, die im Antriebsverstärker bzw. der Steuerung weiterverarbeitet werden. Im Falle der Drehzahlregelung wird beispielsweise das Geschwindigkeitssignal des Motors ω_{ist} durch Differentiation des Drehwinkels φ_{ist} ermittelt. Ein analoges Vorgehen ist auch für den Fall der Tischgeschwindigkeit möglich. Für die weiteren Betrachtungen kann daher davon ausgegangen werden, dass die für die semiaktive Dämpfung benötigten Zustandsgrößen bei industriellen Steuerungssystemen standardmäßig und in geeigneter Güte zur Verfügung stehen. Eine zusätzliche Sensorik für die Umsetzung der Methode ist daher in aller Regel nicht erforderlich.

Vor dem Hintergrund einer möglichst einfachen Integration und Inbetriebnahme wird die klassische Struktur der Kaskadenregelung beibehalten. Für die Einbindung des zusätzlichen Dämpfungsaktors wird die Regelkaskade, wie in Bild 5.2 dargestellt, um einen zusätzlichen Pfad erweitert.

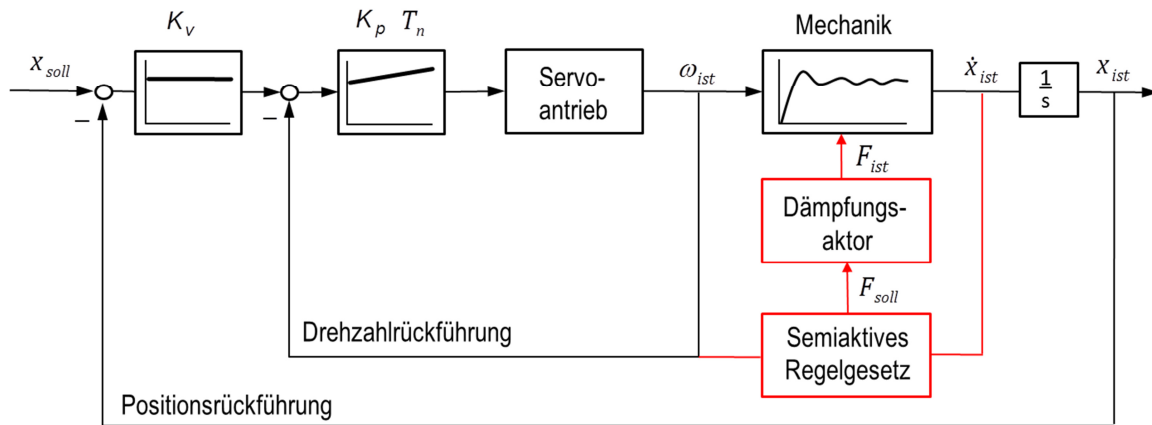


Bild 5.2: Erweiterung der Regelkaskade um den semiaktiven Dämpfungsaktor – steuerungstechnisches Integrationskonzept

Entsprechend Bild 5.2 kann die Erfassung der Zustandsgrößen und der Eingriff durch den zusätzlichen Aktor als Geschwindigkeitsregelkreis für die Mechanik interpretiert werden. Die bisher betrachteten Zustandsgrößen $\dot{x}_1$ und $\dot{x}_2$ entsprechen in diesem Fall der aktuellen Motor- bzw. Tischgeschwindigkeit. Hierbei muss sichergestellt sein, dass die Zustandsgrößen in einem einheitlichen Bezugssystem vorliegen. Im Falle des betrachteten Vorschubantriebs mit direkt angetriebener Kugelrollspindel mit der Spindelsteigung h wurde diesbezüglich folgende Vereinbarung getroffen:

$$\dot{x}_1 = \omega_{ist} \frac{h}{2\pi} \quad (5.1)$$

$$\dot{x}_2 = \dot{x}_{ist} \quad (5.2)$$

Über den Einstellparameter K_d lässt sich nunmehr das Dämpfungsverhalten der mechanischen Übertragungselemente gezielt beeinflussen. Da sich der Stelleingriff einzig auf Abweichungen zwischen Motor- und Tischgeschwindigkeit beschränkt und der Lageregler im Bereich der Eigenfrequenz der Mechanik keinen nennenswerten Einfluss mehr auf das Verhalten des Antriebssystems hat, kann die Wirkungsweise des Dämpfungsaktors weitgehend losgelöst von der eigentlichen Kaskadenregelung betrachtet werden. Eine Veränderung der Regelparameter des Vorschubantriebs hat zwar einen Einfluss auf die Anregung des Systems, nicht aber auf die Funktionsweise der semiaktiven Dämpfung. Die Einstellung des Parameters K_d kann daher unabhängig von den Einstellparametern der Lage- und Drehzahlregelung erfolgen, was ein einfaches und strukturiertes Vorgehen bei der Inbetriebnahme ermöglicht. Auch werden die Verfahren der Vorsteuerung zur

Verbesserung des Führungsverhaltens, sowie die im industriellen Bereich eingesetzten Kompensations- und Synchronisationsfilter, in ihrer Wirkungsweise nicht durch den zusätzlichen Stelleingriff des Dämpfungsaktors beeinflusst. Die Inbetriebnahme des erweiterten Vorschubantriebs kann daher weiterhin anhand klassischer und etablierter Verfahren erfolgen, wobei der Einstellparameter K_d einen zusätzlichen Freiheitsgrad bietet, um die Dämpfung des elektromechanischen Antriebssystems anzupassen.

Da es sich bei Vorschubantrieben um komplexe Antriebssysteme mit mehreren Eigenmoden handelt, kann es erforderlich sein, weitere Maßnahmen zu treffen, um eine Anregung des Systems durch den zusätzlichen Stelleingriff zu vermeiden. Prinzip bedingt können durch den zusätzlichen Aktor nur Moden, die in Vorschubrichtung wirken, gedämpft werden. Andere Eigenmoden, wie beispielsweise die rotatorische Eigenmode eines Kugelgewindetriebs, können auf diese Weise nicht beeinflusst werden. In manchen Fällen bietet es sich daher an, auf einen bestimmten Frequenzbereich abgestimmte Filterstrukturen in dem Ansteuerpfad des Dämpfungsaktors vorzusehen. Bei Vorschubantrieben mit Kugelgewindetrieb betrifft dies in erster Linie die rotatorische Eigenmode des Antriebssystems. Vorteilhafter Weise variiert diese nur geringfügig bei Veränderungen der Betriebsbedingungen, was einen Einsatz von Kerb- oder Tiefpassfiltern begünstigt /5/.

Im Gegensatz zu den im Stand der Technik und Forschung vorgestellten alternativen Regelverfahren bestehen bei der Methode der semiaktiven Dämpfung keine besonderen Anforderungen an die Abtastzeiten der Regelplattform. Aufgrund der ähnlichen Funktionsweise ist es ausreichend, Abtastzeiten entsprechend denen des Drehzahlreglers zu wählen. Ähnliches gilt für die Qualität des Geschwindigkeitssignals. Die Implementierung des Ansteuerkonzeptes (4.1) sowie die Umsetzung zusätzlicher Filter kann dabei auf standardmäßigen Steuerungs- und Regelplattformen erfolgen. Bereits heute bieten zahlreiche Hersteller von Steuerungen und Antriebsverstärkern konfigurierbare Funktionsbausteine und Erweiterungsfunktionen an. In diesem Zusammenhang sind zu nennen: Drive Control Chart und Compile Zyklen der Firma Siemens, IndraMotion MLD der Firma Bosch Rexroth, TwinCAT 3 der Firma Beckhoff sowie die C++ Funktionserweiterung der Firma B&R. Die Implementierung der zusätzlichen Regelkaskade für die Ansteuerung des Dämpfungsaktors ist unter diesen Gesichtspunkten grundsätzlich möglich.

Ein weiterer, wesentlicher Aspekt ist die Umsetzung der Dämpfungskraft in einem realen Vorschubantrieb. Typischerweise erschweren Rahmenbedingungen wie der begrenzt-

te Bauraum, die schwere Zugänglichkeit und die Gegenwart von Kühlschmierstoffen und Spänen die Integration eines zusätzlichen Aktors in einen Vorschubantrieb. Die rein dissipative Wirkungsweise des semiaktiven Dämpfungselementes eröffnet jedoch zahlreiche Möglichkeiten: In diesem Fall ist eine vorteilhafte Umsetzung der Aktorik in Form eines Brems-elementes für Linearführungen vorgesehen. Diese, zum Teil bereits heute in Produktionsmaschinen eingesetzten Komponenten, werden dabei fest mit dem Maschinentisch verschraubt und ermöglichen so eine Kraftübertragung von dem Maschinentisch über die Führungsschienen auf das Maschinenbett. Bild 5.3 zeigt die grundlegende Umsetzung des semiaktiven Dämpfungselementes für lineare Vorschubantriebe.

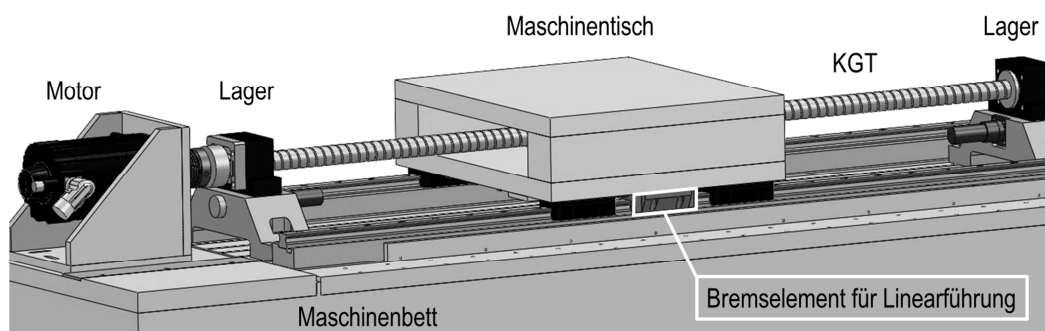


Bild 5.3: Einbindung des zusätzlichen Dämpfungsaktors – hardwaretechnisches Integrationskonzept

Typischerweise bietet der Abstand zwischen zwei Führungswagen ausreichend Platz, um je ein Bremsselement auf beiden Seite des Maschinentisches zu befestigen. Dadurch lässt sich eine entsprechend große und zugleich symmetrische Krafteinleitung auf den Maschinentisch erzielen.

Die Nutzung vorhandener Sensorsignale, die Verwendung kompakter Bremsselemente für die Erzeugung der Dämpfungskraft sowie die Möglichkeit der Umsetzung in standardmäßigen Steuerungs- und Regelplattformen garantieren eine maximale Integrationsfähigkeit. Zudem kann die Parametrierung der semiaktiven Dämpfung unabhängig von der eigentlichen Kaskadenregelung erfolgen, was ein einfaches und strukturiertes Vorgehen bei der Inbetriebnahme ermöglicht.

5.2 Potentiale und Grenzen der semiaktiven Dämpfung

Auf Basis des vorgestellten Modells wurden simulative Untersuchungen zur semiaktiven Dämpfung von Vorschubantrieben durchgeführt. Bild 5.5 zeigt den Mechanikfrequenzgang des betrachteten Vorschubantriebs mit Kugelgewindetrieb, bei unterschiedlichen Verstärkungsfaktoren für die semiaktive Dämpfung.

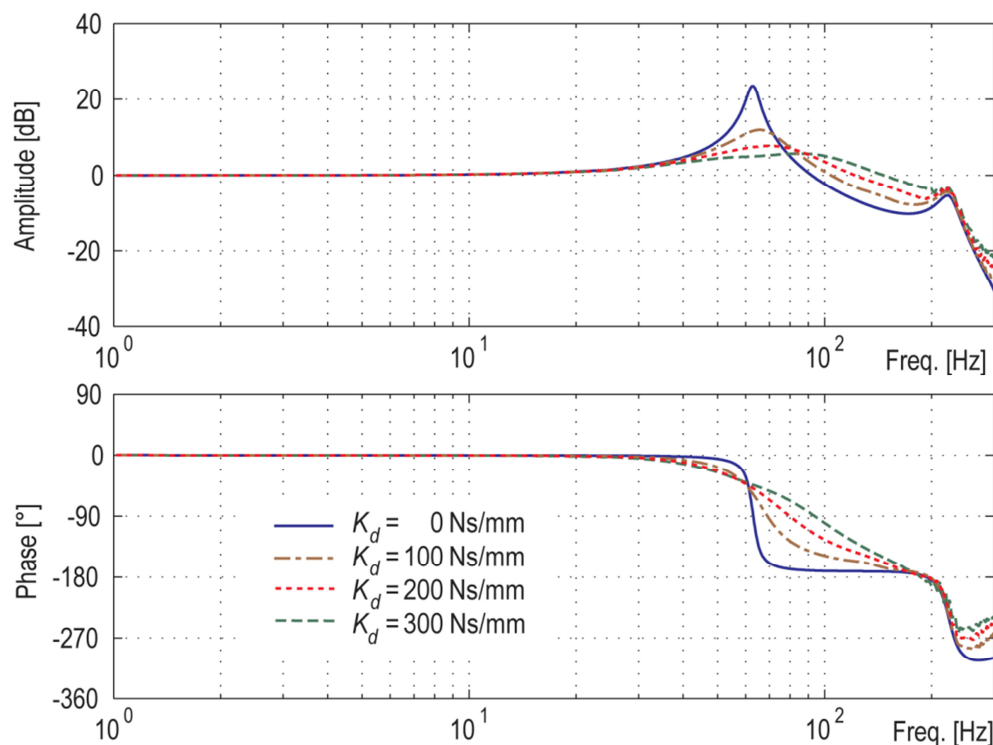


Bild 5.4: Mechanikfrequenzgang bei unterschiedlichen Verstärkungsfaktoren K_d

Wie zu erwarten war, stellt sich auch bei dem betrachteten Vorschubantrieb der gewünschte Dämpfungseffekt bei der ersten Eigenfrequenz ein. Die erste Eigenfrequenz des Vorschubantriebs liegt bei etwa 75 Hz, was einem Dynamikverhältnis von $\omega_{aktor}^0 \approx 2.6$ entspricht. Mit zunehmendem K_d -Faktor erhöht sich die Dämpfung, wobei gleichzeitig ein leichter Anstieg der Resonanzfrequenz erkennbar ist. Die simulativen Untersuchungen an dem detaillierten Modell decken sich mit den in Kapitel 4 hergeleiteten allgemeinen Zusammenhängen, was eine Übertragbarkeit der gewonnenen Erkenntnisse auf komplexere Antriebssysteme erlaubt. Durch die zusätzlich eingebrachte Dämpfungskraft lässt sich, eine ausreichende Aktordynamik vorausgesetzt, ein verbessertes Dämpfungsverhalten bei der ersten Eigenfrequenz erzielen.

Welchen Einfluss die zusätzliche Dämpfung nun auf das dynamische Verhalten des geregelten Vorschubantriebs hat, erschließt sich aus der Betrachtung des offenen Drehzahl- und Lageregelkreises in Bild 5.5.

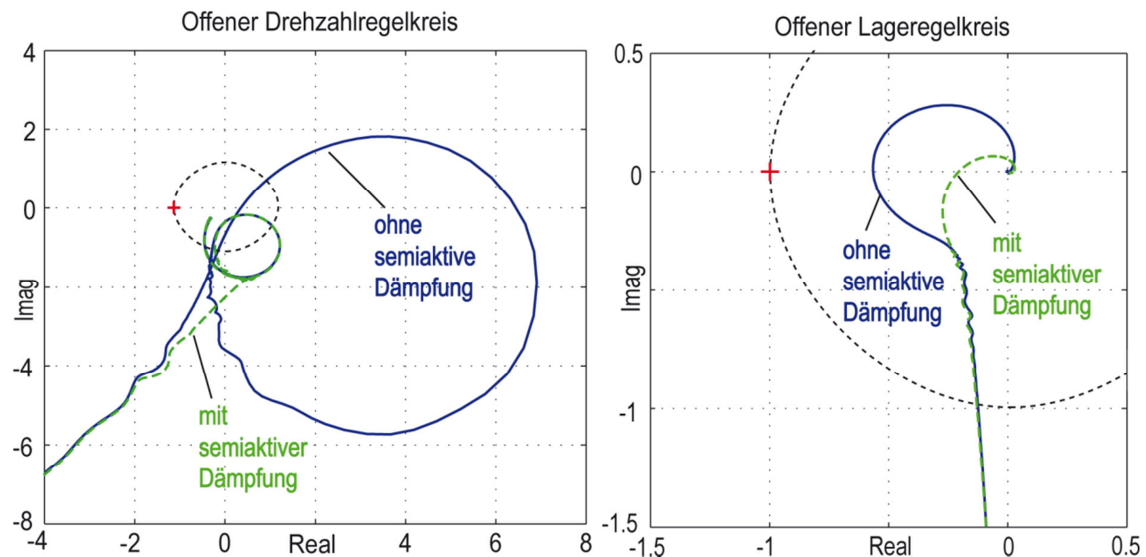


Bild 5.5: Nyquist-Diagramm des offenen Drehzahl- und Lageregelkreises mit und ohne semiaktive Dämpfung – Simulation

Sowohl im Lage- als auch im Drehzahlregelkreis ist eine deutlich Zunahme der Dämpfung bei der ersten Eigenfrequenz erkennbar. Im Falle des Lageregelkreises führt die Erhöhung der Dämpfung unmittelbar zu einer Steigerung der Amplitudenreserve. Im Gegensatz dazu hat die Dämpfung der ersten Eigenfrequenz, zumindest bei dem betrachteten Vorschubantrieb, keinen nennenswerten Einfluss auf die Stabilitätsreserve des Drehzahlregelkreises. Diese wird durch die zweite Eigenfrequenz bestimmt und kann daher durch den zusätzlichen Stelleingriff nicht beeinflusst werden. Dies ist insoweit nachvollziehbar, da sich die Mechanik sowie der zusätzliche Aktor außerhalb des eigentlichen Drehzahlregelkreises befinden. Die Methode der semiaktiven Dämpfung von Vorschubantrieben dient daher in erster Linie der Steigerung der Bandbreite im Lageregler.

Das Verbesserungspotential, das sich nun daraus erschließt, zeigt sich besonders deutlich bei der Betrachtung des offenen Lageregelkreises im Bode-Diagramm (Bild 5.6). Die Unterdrückung der Amplitudenüberhöhung bei der ersten Eigenfrequenz führt zu einer Zunahme der Amplitudenreserve. Dies ermöglicht die Erhöhung des K_V -Fakors, was im Bode-Diagramm einer Verschiebung des Amplitudenverlaufes entspricht. Wie sich aus

Bild 5.6 ablesen lässt, führt die Erhöhung der Dämpfung bei der ersten Eigenfrequenz unmittelbar zu einer Erweiterung der Lageregelbandbreite.

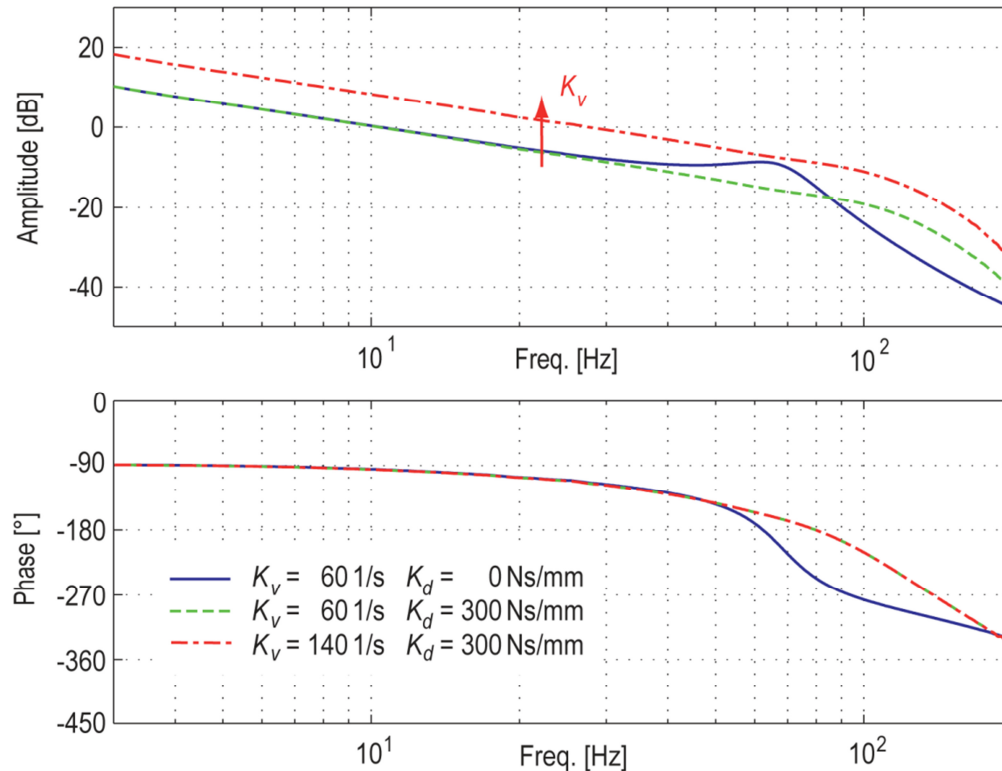


Bild 5.6: Verbesserungspotential durch semiaktive Dämpfung, dargestellt am offenen Lageregelkreis

Inwieweit der K_v -Faktor erhöht werden kann, wird dabei sowohl von dem Dämpfungsverhalten der mechanischen Übertragungselemente als auch von dem eingestellten Verstärkungsfaktor im Drehzahlregler beeinflusst. Dieser hat im Allgemeinen eine dämpfende Wirkung auf das Antriebssystem, da sich die erste Eigenfrequenz typischerweise innerhalb der Bandbreite des Drehzahlreglers befindet und diese auf den geregelten Antrieb zurückwirkt. Bild 5.7 zeigt beispielhaft die Auswirkung unterschiedlicher Verstärkungsfaktoren im Drehzahlregler auf Amplituden- und Phasenverlauf des offenen Lageregelkreises.

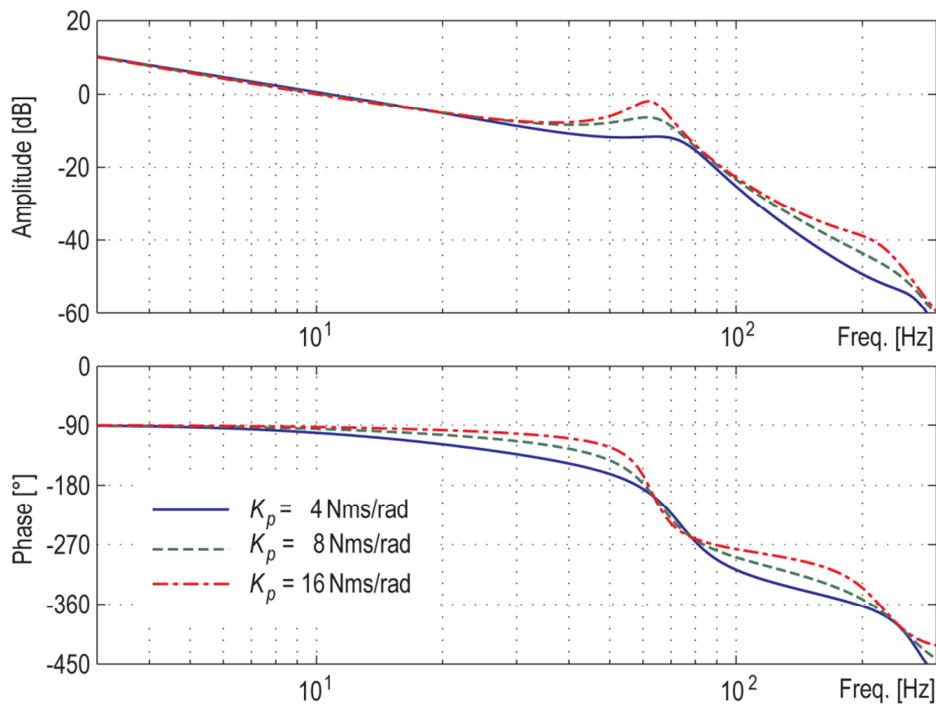


Bild 5.7: Einfluss der Proportionalverstärkung im Drehzahlregler auf die Amplitudenüberhöhung im offenen Lageregelkreis

Mit kleiner werdendem Proportionalanteil K_p im Drehzahlregler verbessert sich die Dämpfung. Gleichzeitig nimmt jedoch die Bandbreite im Drehzahlregelkreis ab, was sich negativ auf das Störverhalten des Vorschubantriebs auswirkt. Auf der anderen Seite wird der maximal einstellbare K_p -Faktor von dem Schwingungsverhalten der mechanischen Übertragungselemente – insbesondere von der Lage und Ausprägung der zweiten Eigenfrequenz – sowie von der Stromregelbandbreite im Antriebsverstärker begrenzt. Unter Berücksichtigung dieser Grenzen wird typischerweise eine robuste Einstellung mit Kompromiss aus gutem Führungs- und Störverhalten angestrebt. In Anlehnung an klassische Einstellregeln für Vorschubantriebe /1/ wurde für die in der Simulation untersuchte Achskonfiguration ein Verstärkungsfaktor von $K_p = 6 \text{ Nms/rad}$ für den Drehzahlregler bestimmt. Für diesen Fall konnte, wie in Bild 5.6 dargestellt, eine Steigerung des K_v -Faktors von 130 % erreicht werden. Der dabei gewählte Einstellparameter $K_d = 300 \text{ Ns/mm}$ entspricht nach Gleichung (4.30) einem Dämpfungsmaß von $D \approx 0.3$. Da für diese Einstellungen bereits keine nennenswerte Amplitudenüberhöhung im offenen Lageregelkreis mehr erkennbar war (vgl. Bild 5.6), führte eine weitere Steigerung von K_d zu keiner nennenswerten Verbesserung. Das erreichbare Verbesserungspotential ist dabei grundsätzlich abhängig von dem Dämpfungsverhalten des drehzahlgeregelten Antriebssystems: je geringer die Dämpfung desto größer das Potential der semiaktiven

Dämpfung. Durch den Abgleich des Simulationsmodells mit realen Messungen am Versuchsstand sind bei der späteren Umsetzung ähnliche Ergebnisse zu erwarten.

Wie bereits zuvor erwähnt, ist der K_v -Faktor ein Maß für die Bandbreite des geschlossenen Lageregelkreises und hat damit einen wesentlichen Einfluss auf das Führungsverhalten eines Vorschubantriebs. Im Einzelnen führt eine Erhöhung des K_v -Faktors zu [63]:

- einer Reduzierung der dynamischen Lageregelabweichung (Schleppfehler)
- einer Verbesserung des Beschleunigungsvermögens
- sowie zu einer Verbesserung der Konturgenauigkeit bei mehreren, funktional abhängigen Achsen.

Aber auch das Störverhalten wird durch die semiaktive Dämpfung wesentlich verbessert. Insbesondere bei der ersten Eigenfrequenz, bei welcher der Vorschubantrieb die höchste Nachgiebigkeit besitzt, wird eine erhebliche Verbesserung des Dämpfungsverhaltens erreicht. Dies ist insbesondere bei der Schwerzerspannung von Bedeutung, bei welcher die vorherrschenden Prozesskräfte häufig zu einer Anregungen des Vorschubantriebs bei dessen Eigenfrequenz führen. Aber auch bei spektralen Anregungen im unteren Frequenzbereich ergibt sich aufgrund der erweiterten Lageregelbandbreite ein vorteilhaftes Störverhalten. Bild 5.8 zeigt beispielhaft den Nachgiebigkeitsfrequenzgang für den betrachteten Vorschubantrieb mit und ohne semiaktive Dämpfung und unterschiedlicher Einstellung der Regelparameter.

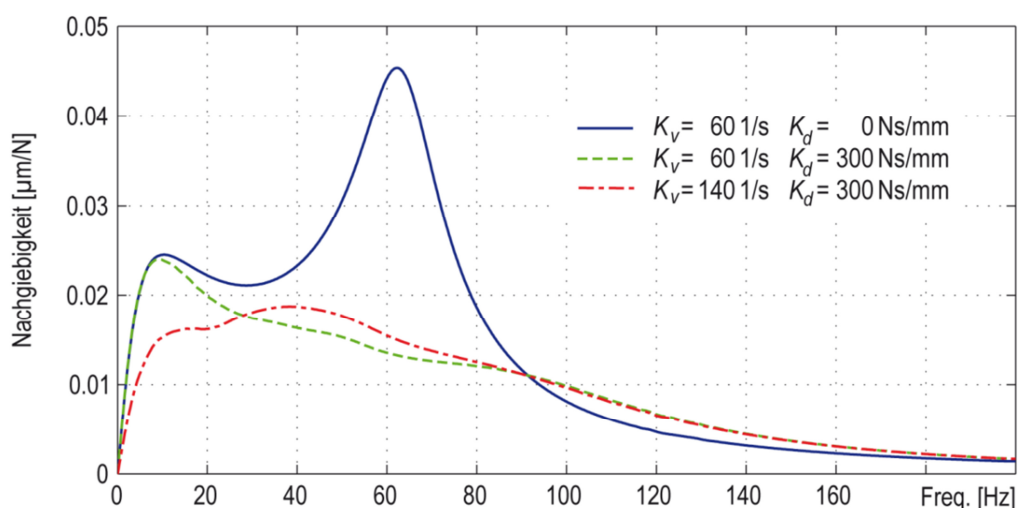


Bild 5.8: Auswirkung der semiaktiven Dämpfung auf die dynamische Nachgiebigkeit

Wie die simulativen Untersuchungen gezeigt haben, lässt sich die Methode der semiaktiven Dämpfung in vielversprechender Art und Weise auf Vorschubantriebe für Werkzeugmaschinen anwenden. Die zielgerichtete Dämpfung bei der ersten Eigenfrequenz, und das Zusammenspiel von semiaktiver Dämpfung und der eingesetzten Kaskadenregelung, führen dabei zu einer ganzheitlichen Verbesserung des Führungs- und Störverhaltens.

5.3 Robustheit der Methode

Inwiefern sich das Prinzip der semiaktiven Dämpfung in realen Vorschubantrieben umsetzen lässt, hängt in entscheidendem Maße von der Robustheit der Methode ab. Die Robustheit beschreibt in diesem Fall die Eigenschaft des Antriebssystems, mit betriebsbedingten Veränderungen umzugehen, ohne dass hierfür Anpassungen der Regelparameter erforderlich sind.

Vorschubantriebe für industrielle Anwendungen unterliegen während der Dauer ihres Einsatzes zahlreichen Einflüssen, die sich auf das Betriebsverhalten auswirken. Dazu gehören neben Faktoren wie Lage- oder Lastabhängigkeit auch alterungs- und verschleißbedingte sowie thermische Einflüsse. Hierbei muss in jedem Fall sichergestellt sein, dass sowohl die Stabilität des geregelten Antriebssystems als auch die erforderliche Qualität der Vorschubbewegung für die Zeitdauer des Einsatzes gewahrt wird. Die klassische Kaskadenregelung erfüllt die Forderung nach einer hohen Robustheit nahezu ideal, was mitunter ein wesentlicher Grund für deren weite Verbreitung im industriellen Umfeld ist.

Im Folgenden sollen simulative Untersuchungen Aufschluss darüber geben, inwieweit die Methode der semiaktiven Dämpfung der Forderung nach einer hohen Robustheit gerecht wird. Als Vergleich dient dabei die klassische Kaskadenregelung ohne semiaktive Dämpfung. Um vergleichbare Ergebnisse zu gewährleisten, wurden die Untersuchungen bei identischen Regelparametern durchgeführt. Veränderungen der Regelstrecke lassen sich im vorliegenden Fall in zwei Gruppen einteilen:

- Veränderungen des elektromechanischen Vorschubantriebs
- Veränderungen des semiaktiven Dämpfungselements.

Was den Vorschubantrieb anbelangt, so ist in erster Linie von einer Variation der Eigenfrequenz aufgrund veränderlicher Steifigkeiten und Lastmassen auszugehen. Der ohnehin geringe Einfluss der Dämpfung spielt in diesem Fall eine untergeordnete Rolle und wird daher nicht gesondert betrachtet. Bild 5.9 zeigt für den realen Anwendungsfall einer veränderlichen Lastmasse, die Auswirkungen auf den offenen Lageregelkreis für einen Vorschubantrieb mit und ohne semiaktive Dämpfung.

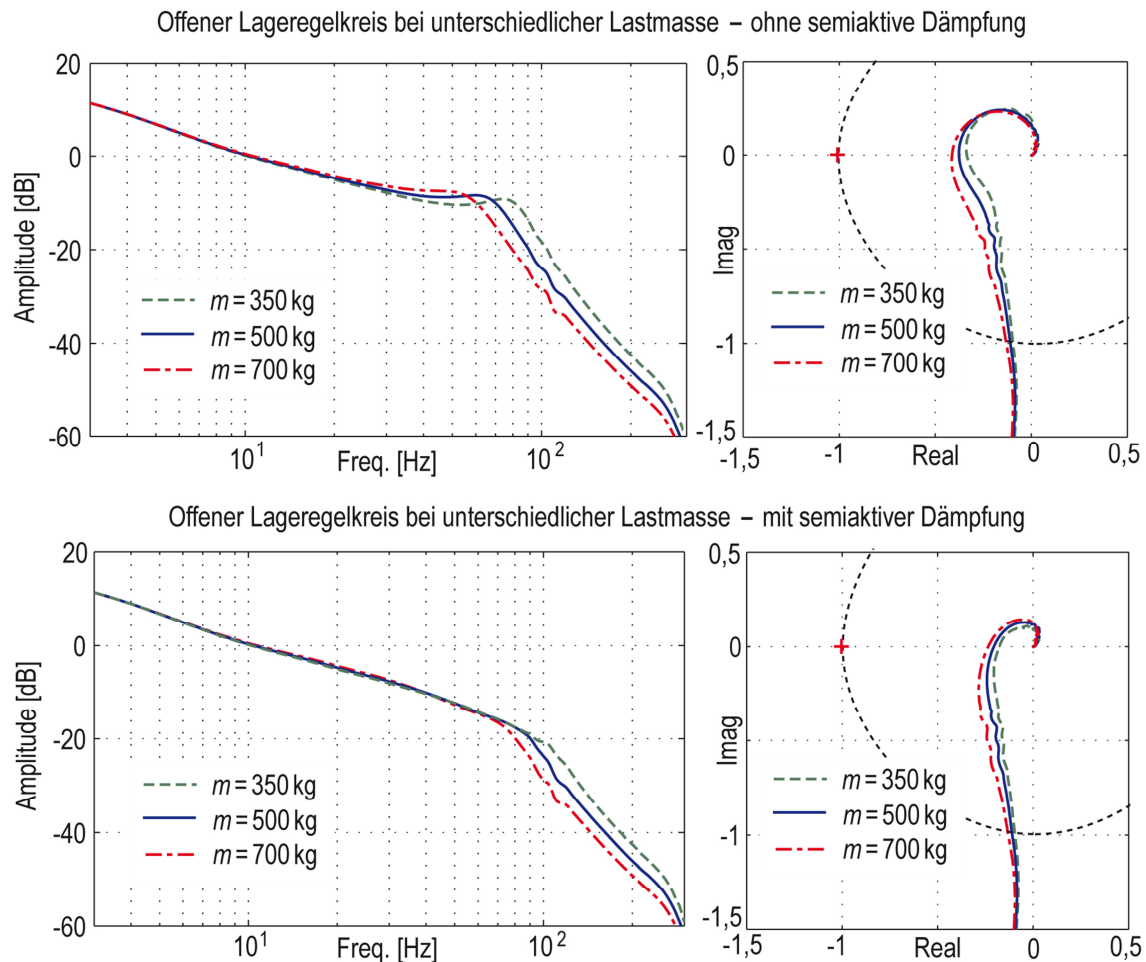


Bild 5.9: Simulative Untersuchung zur Robustheit gegenüber veränderlichen Eigenschaften des Vorschubantriebs

Deutlich ist die Veränderung der ersten Eigenfrequenz zu erkennen, die mit zunehmender Lastmasse abnimmt. Trotz der zum Teil erheblichen Variation der Lastmasse sind sowohl bei der klassischen Kaskadenregelung als auch bei dem System mit semiaktiver Dämpfung nur geringfügige Veränderungen der Stabilitätsreserve zu erkennen. Die Methode der semiaktiven Dämpfung erzielt, trotz eines konstanten Verstärkungsfaktors K_d ,

für den gesamten betrachteten Parameterbereich den gewünschten Dämpfungseffekt, und weist damit dieselbe hohe Robustheit auf wie die klassische Kaskadenregelung. Ein analoges Verhalten ergibt sich für eine positions- bzw. verschleißbedingte Abnahme der axialen Steifigkeit, da auch dies letztlich zu einer Verschiebung der ersten Eigenfrequenz führt.

Ebenfalls von Interesse sind Veränderungen des semiaktiven Dämpfungselementes und deren Auswirkung auf das geregelte Antriebssystem. Eine Veränderung der dynamischen Eigenschaften lässt sich hierbei auf die vorangegangene Betrachtung der veränderlichen Eigenfrequenz zurückführen, da nicht die Aktordynamik selbst, sondern vielmehr das Verhältnis von Aktor- zu Systemdynamik ω_{aktor}^0 die Wirkungsweise bestimmt. Ein weiterer wichtiger Aspekt in diesem Zusammenhang sind Veränderungen der Streckenverstärkung, beispielsweise hervorgerufen durch eine Variation des Reibkoeffizienten beim Einsatz von mechanischen Bremsselementen. Um dies zu untersuchen, wurde der Einstellparameter K_d der semiaktiven Dämpfung um $\pm 30\%$ variiert und die Auswirkung erneut anhand des offenen Lageregelkreises dargestellt (Bild 5.10).

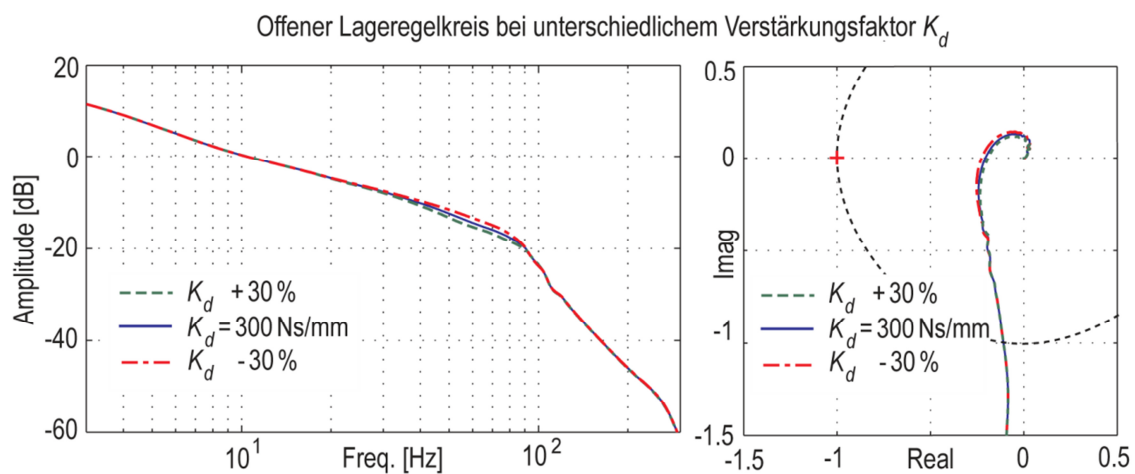


Bild 5.10: Simulative Untersuchung zur Robustheit gegenüber Veränderungen der Streckenverstärkung der Aktorik

Wie zu erkennen ist, weist die Methode eine äußerst geringe Sensitivität gegenüber Veränderungen der Streckenverstärkung auf. Bei dem betrachteten Vorschubantrieb führt eine Variation des Verstärkungsfaktors K_d von $\pm 30\%$ zu einer kaum merklichen Veränderung der Stabilitätsreserve im Lageregelkreis. Dies ist unter anderem auf die dämpfende Wirkung der Drehzahlregelung zurückzuführen, welche im vorliegenden Be-

triebspunkt die geringfügige Abnahme der semiaktiven Dämpfung teilweise kompensiert. Generell ist festzustellen, dass die Methode, insbesondere bei den angestrebten hohen Dämpfungswerten, eine äußerst geringe Sensitivität gegenüber dem gewählten Einstellparameter K_d aufweist. Geringfügige Veränderungen der Aktor-Eigenschaften, seien sie statischer oder dynamischer Natur, haben daher in den meisten Fällen einen äußerst geringen Einfluss auf die sich einstellende Dämpfung.

Wie die simulativen Untersuchungen gezeigt haben, besticht die Methode der semiaktiven Dämpfung durch eine außerordentlich hohe Robustheit. Die Tatsache, dass es sich hierbei um ein geregeltes und kein gesteuertes System handelt, garantiert eine zuverlässige und effektive Wirkungsweise. Betriebsbedingte Veränderungen der Streckenparameter führen, ähnlich wie bei der klassischen Kaskadenregelung, lediglich zu einer geringfügigen Veränderung des Stabilitätsverhaltens. Grundvoraussetzung für die getroffenen Annahmen ist dabei, dass der zusätzliche Dämpfungsaktor über eine ausreichende Dynamik und Spitzenkraft verfügt, um das Dämpfungsverhalten des Vorschubantriebs in gewünschter Weise zu beeinflussen.

5.4 Bewertung des Konzeptes hinsichtlich wirtschaftlicher Faktoren

Wie die vorangegangenen Untersuchungen gezeigt haben, lassen sich mit der Methode der semiaktiven Dämpfung Führungs- und Störverhalten, und damit die Leistungsfähigkeit eines Vorschubantriebs, nachhaltig verbessern. Das erweiterte Beschleunigungsvermögen, der geringere Schleppfehler sowie die reduzierte Schwingungsneigung des Vorschubantriebs führen dabei zu:

- einer Verkürzung von Haupt- und Nebenzeiten
- einer Verbesserung der Qualität des gefertigten Werkstücks
- sowie zu einer Erhöhung der Werkzeugstandzeit.

Dies sind alles Faktoren, die sich auf die Produktivität moderner Werkzeugmaschinen und Produktionsanlagen auswirken. Erreicht werden diese Verbesserungen durch die bedarfsgerechte Einbringung einer dämpfend wirkenden Kraft über einen zusätzlichen Aktor. Dabei ist, neben dem erreichbaren Verbesserungspotential, der hierfür erforderliche energetische Aufwand ein entscheidendes Kriterium für die Wirtschaftlichkeit der vorgestellten Methode. Von Interesse ist insbesondere die effektive Dämpfungsleistung, die

erforderlich ist, um ein gewünschtes dynamisches Verhalten während des Betriebs sicherzustellen.

Die größte Anregung eines Vorschubantriebs erfolgt in aller Regel während Beschleunigungs- und Abbremsvorgängen. Das schwingungsfähige Antriebssystem erfährt dabei eine Anregung in Abhängigkeit der spektralen Anteile sowie der Amplitude der eingeleiteten Antriebskraft. Bild 5.11 zeigt beispielhaft den Verlauf der Dämpfungskraft bei einer Positionierbewegung mit Eilganggeschwindigkeit.

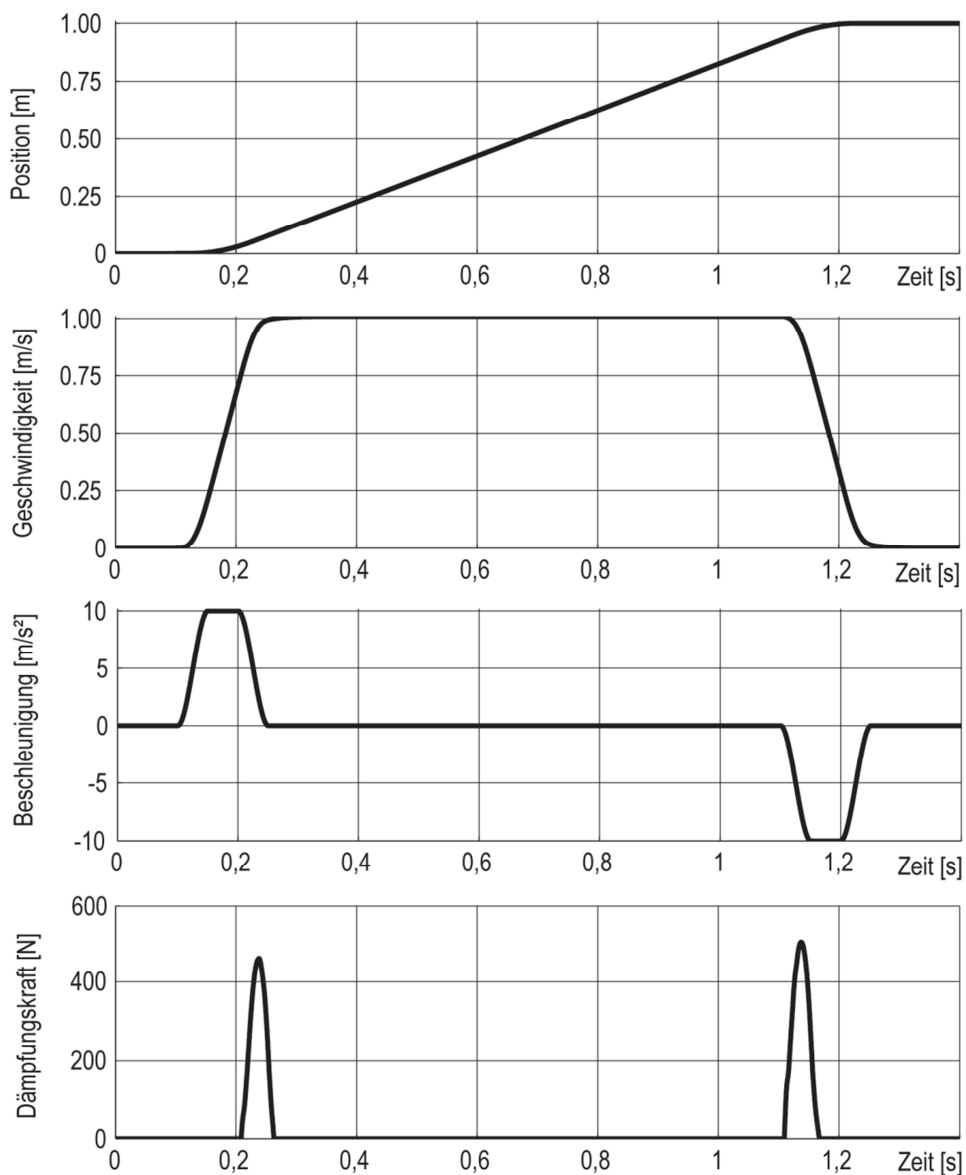


Bild 5.11: Zeitlicher Anteil der Dämpfungskraft für eine Verfahrbewegung mit Eilganggeschwindigkeit – Simulation

Es handelt sich hierbei um den bereits zuvor betrachteten Vorschubantrieb mit einer Tischmasse von 500 kg und den Verstärkungsfaktoren $K_d = 300 \text{ Ns/mm}$ und $K_v = 140 \text{ 1/s}$. Wie zu erkennen ist, beschränkt sich der Eingriff des zusätzlichen Dämpfungselementes auf Phasen, in denen eine Änderung der Beschleunigung auftritt. Die Höhe der eingebrachten Kraft ist dabei abhängig von dem in das Antriebssystem eingeleiteten Ruck. Je größer der Ruck, desto größer ist auch die erforderliche Dämpfungskraft, um ein Aufklingen von Schwingungen zu vermeiden. Umgekehrt ist bei Fahrprofilen mit geringer Dynamik und einem stetigen Verlauf des Rucks ein Eingriff nicht erforderlich. Da im stationären Zustand, also bei konstanter Geschwindigkeit und Beschleunigung, kein Stelleingriff erfolgt, ist der zeitliche Anteil der eingebrachten Dämpfungskraft und damit die erforderliche effektive Leistung äußerst gering.

Aber nicht nur Beschleunigungs- sondern auch Prozesskräfte führen zu einer Anregung des Antriebssystems. Insbesondere Kraft-Zeit-Verläufe mit spektralen Anteilen im Bereich der ersten Eigenfrequenz, beispielsweise hervorgerufen durch unterbrochene Schnittkräfte, können eine Anregung des Vorschubantriebs bewirken und damit den Eingriff des zusätzlichen Aktors erfordern. Statische Anteile hingegen, sowie Anregungen im unteren Frequenzbereich, werden durch die Vorschubachsregelung kompensiert. Bild 5.12 verdeutlicht den Zusammenhang zwischen Anregungsfrequenz und eingebrachter Dämpfungskraft für den in der Simulation betrachteten Vorschubantrieb.

Die erforderliche, effektive Dämpfungskraft ist stark abhängig von der Anregungsfrequenz der Kräfte, die auf den Vorschubantrieb einwirken. Für den Anwendungsfall der spanenden Bearbeitung, bei der zahlreiche Faktoren wie das Niveau der statischen und dynamischen Schnittkräfte, der Schnittkraftverlauf sowie das damit verbundene Anregungsspektrum die Anregung beeinflussen, zeigt sich bereits, dass eine allgemeingültige Abschätzung der erforderlichen effektiven Dämpfungsleistung nicht möglich ist. An dieser Stelle sei erwähnt, dass ein Prozess mit Anregungsfrequenzen im Bereich der Eigenfrequenz keinen sinnvollen Betriebspunkt darstellt.

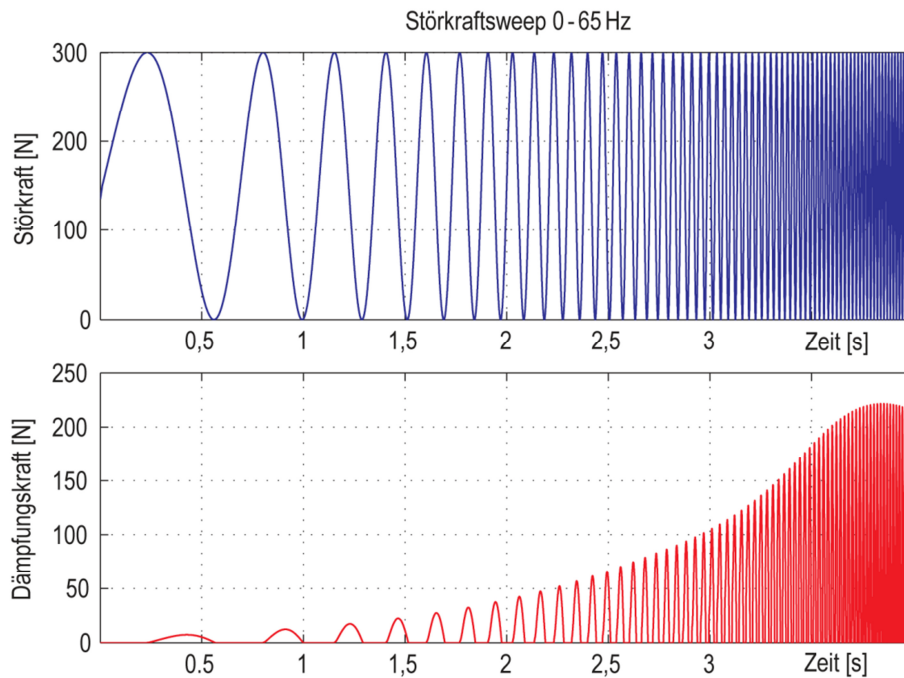


Bild 5.12: Frequenzabhängige Dämpfungskraft bei der Einleitung von Störkräften auf den Maschinentisch

In der Regel beschränken sich nennenswerten Anregungen eines Vorschubantriebs auf kurze Beschleunigungsphasen sowie auf Phasen, bei denen es prozessbedingt zu einer abrupten Änderung der Schnittkraft kommt, beispielsweise beim Ein- bzw. Austritt des Werkzeugs aus dem Werkstück. In solchen Fällen ergibt sich eine breitbandige Anregung und damit auch eine Anregung der Eigenfrequenz. Für Anwendungen im Bereich der Werkzeugmaschinen ist daher typischerweise davon auszugehen, dass die effektive Dämpfungsleistung des Aktors P_{aktor} um ein Vielfaches geringer ist als die effektive Leistung des eigentlichen Antriebs (5.3).

$$P_{aktor} = \frac{1}{T} \int F_d dx \ll P_{antrieb} \quad (5.3)$$

Simulative Untersuchungen hierzu haben ergeben, dass aufgrund des begrenzten zeitlichen Anteils, Dämpfungsleistungen von weniger als hundert Watt bereits ausreichen, um unter realen Betriebsbedingungen ein gewünschtes dynamisches Verhalten sicherzustellen. Eine genauere Betrachtung hierzu soll im Rahmen der messtechnischen Untersuchungen in Kapitel 7 erfolgen.

Wie die Betrachtungen in diesem Kapitel gezeigt haben, lässt sich die Methode der semiaktiven Dämpfung in vielversprechender Art und Weise für die Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Vorschubantrieben einsetzen. Das erreichbare Verbesserungspotential entspricht dabei den mit regelungstechnischen Ansätzen erreichbaren Möglichkeiten. Die Erweiterung der klassischen Kaskadenregelung und die davon weitgehend losgelöste Wirkungsweise der semiaktiven Dämpfung ermöglichen demgegenüber jedoch eine einfachere Inbetriebnahme und Parametrierung. Die Berücksichtigung aktueller Zustandsgrößen und die hohe Robustheit der Methode gewährleisten hierbei eine effektive Wirkungsweise auch bei veränderlichen Betriebsbedingungen. Die geringe Komplexität des Regelkonzeptes, die Verwendung verfügbarer Sensorik und die überschaubaren Anforderungen an die Abtastzeiten ermöglichen zudem die Integration in standardmäßige Steuerungs- und Regelplattformen. Demgegenüber stehen die Kosten und der Aufwand für die Integration einer zusätzlichen Aktorik, auf welche im folgenden Kapitel eingegangen werden soll.

6 Dämpfungsaktoren für die Integration in Vorschubantriebe

Das in den bisherigen Betrachtungen zugrunde gelegte semiaktive Dämpfungselement erfüllt im Wesentlichen die Funktion einer dynamischen Bremse mit stetig einstellbarer Bremskraft. Bremsen werden dafür eingesetzt, um bewegte Maschinenteile oder Fahrzeuge abzubremsen und dabei die Bewegungsenergie in andere Energieformen umzuwandeln. Im industriellen Umfeld eingesetzte Bremsen lassen sich nach der Art der Energieumwandlung wie folgt einteilen /64/:

- Mechanische Bremsen
- Elektrische Bremsen
- Hydrodynamische Bremsen.

Bei den mechanischen Bremsen wird die Bewegungsenergie über Reibung zwischen einem feststehenden und einem bewegten Maschinenteil in Form von Wärme umgesetzt. Die Höhe der Reibkraft ist dabei abhängig von der eingebrachten Normalkraft und dem Reibungskoeffizienten der Kontaktpaarung. Letztere wird dabei von zahlreichen Einflussfaktoren wie Relativgeschwindigkeit, Oberflächenbeschaffenheit, Temperatur, usw. beeinflusst. Bei gleichbleibenden Betriebsbedingungen besteht jedoch in erster Näherung ein linearer Zusammenhang zwischen Normalkraft und der resultierenden Reibkraft /65/.

Die elektrischen Bremsen teilen sich auf in motorische Bremsen und Wirbelstrombremsen. Beide Systeme basieren auf dem Prinzip der elektromagnetischen Induktion. Im Falle der motorischen Bremse wird die Bewegungsenergie durch den als Generator betriebenen Motor in elektrische Energie umgewandelt. Die gewonnene Energie kann daraufhin rückgespeist und weiterverwendet, oder aber über elektrische Widerstände in Wärme umgesetzt werden. Bei der Wirbelstrombremse hingegen erzeugen die induzierten Spannungen Wirbelströme in dem bewegten Maschinenteil und werden in diesem direkt in Wärme überführt. Die erreichbare Bremskraft einer Wirbelstrombremse ist dabei abhängig von der Relativgeschwindigkeit zwischen feststehendem und bewegtem Maschinenteil, was sich im vorliegenden Anwendungsfall als nachteilig erweist. Da Wirbelstrombremsen ebenso wie motorische Bremsen nahezu verschleißfrei arbeiten, werden diese Systeme vornehmlich für den Abbau großer Energiemengen bei hohen Relativgeschwindigkeiten eingesetzt /66/ /67/.

Hydrodynamische Bremsen nutzen Verwirbelungseffekte von Fluiden, um die kinetische Energie in Form von Wärme umzusetzen. Solche Systeme werden in aller Regel für den Abbau großer Energiemengen in Fahrzeugen wie beispielsweise bei Bussen und Lastwagen eingesetzt. Für die vorliegende Anwendung besitzen diese Systeme jedoch keine Relevanz und sind daher nicht Gegenstand der weiteren Betrachtungen.

Die Untersuchungen konzentrieren im Folgenden auf das Prinzip der mechanischen Bremse, da dieses das größte Potential hinsichtlich Integrationsfähigkeit und Umsetzbarkeit bietet. Daneben wird das Prinzip der motorischen Bremse in Abschnitt 6.2 näher beleuchtet.

6.1 Anforderungen an die Aktorik

Grundvoraussetzung für die semiaktive Dämpfung von Vorschubantrieben ist der Einsatz eines geeigneten Aktors. Aus den vorangegangenen Untersuchungen lassen sich verschiedene funktionale und monetäre Anforderungen ableiten. Im Einzelnen werden gefordert:

- Eine hohe Dynamik im Kraftaufbau/Kraftabbau
- Hohe erzielbare Spitzenkräfte
- Eine stetig einstellbare Bremskraft
- Ein kompakter Aufbau für eine hohe Integrationsfähigkeit
- Ein weitgehend lineares Übertragungsverhalten
- Minimale Kosten für Aktor und erforderliche Zusatzaggregate.

Wie aus den Parameteruntersuchungen in Kapitel 4 hervorgeht, sollte die Dynamik des Aktors idealerweise 2- bis 3-mal höher sein als die zu dämpfende Eigenfrequenz. Für den Einsatz in Vorschubantrieben für Werkzeugmaschinen bedeutet dies, dass die Eckfrequenz des Aktors je nach Achskonfiguration zwischen 30 Hz und 200 Hz liegen sollte. Bei sehr großen Anlagen kann die Dynamik sogar noch geringer ausfallen. Um in kurzer Zeit eine möglichst große Menge an Schwingungsenergie abbauen zu können, bedarf es zudem einer hohen maximalen Bremskraft.

Die auftretenden Spitzenkräfte sind dabei abhängig von:

- der spektralen Anregung des Systems durch Antriebs- und Störkräfte
- der vorhandenen internen Systemdämpfung
- sowie von dem eingestellten Verstärkungsfaktor K_d .

Bei Vorschubantrieben fällt die interne Systemdämpfung in aller Regel äußerst gering aus, sodass das Dämpfungsmaß in erster Linie durch den Verstärkungsfaktor K_d bestimmt wird. Für eine erste Abschätzung der erforderlichen Spitzenkraft wird im Folgenden von einem Drehzahlsprung mit größtmöglicher Amplitude als Anregungsmaximum ausgegangen. Anhand dieser vereinfachten Betrachtungsweise, und unter zu Hilfe-nahme der dämpfungsabhängigen Überschwingweite $\ddot{u}(D)$ bei sprungförmiger Anregung (vgl. Bild 4.8), lässt sich die geforderte Spitzenkraft mit Hilfe der Gleichung (6.1) abschätzen.

$$\hat{F}_d = K_d \Delta \dot{x}_{max} = K_d \frac{M_{max}}{K_p} \ddot{u}(D) \quad (6.1)$$

Der Quotient aus maximalem Antriebsmoment M_{max} und dem Verstärkungsfaktor K_p des Drehzahlreglers, multipliziert mit der Überschwingweite $\ddot{u}(D)$, ergibt die maximale Geschwindigkeitsdifferenz $\Delta \dot{x}_{max}$ zwischen An- und Abtrieb. Für gängige Achskonfigurationen wurden auf dieser Basis Spitzenkräfte zwischen 1000 N und 4000 N berechnet. Da die Anregungen im eigentlichen Betrieb jedoch in aller Regel deutlich geringer ausfallen, sind in vielen Fällen bereits Dämpfungskräfte von 1000 N und weniger ausreichend, um ein gewünschtes Betriebsverhalten sicherzustellen. Die erforderliche effektive Leistung des Aktors ist zudem äußerst gering, verglichen mit der eigentlichen Antriebsleistung, und stellt daher vorerst keinen zentralen Aspekt bei der Entwicklung der Aktorik dar.

6.2 Motorische Bremse

Eine für die vorliegende Anwendung weniger wirtschaftliche, durchaus aber interessante Möglichkeit ist der Einsatz einer motorischen Bremse (MB). Bild 6.1 zeigt eine mögliche Umsetzung des Konzeptes für den Fall linearer Vorschubantriebe.

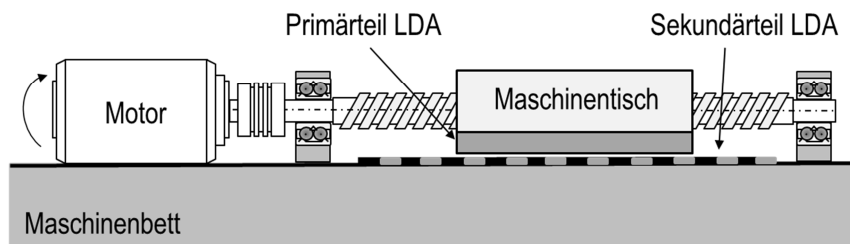


Bild 6.1: Integrationskonzept: Lineardirektantrieb als motorische Bremse

Ein Lineardirektantrieb übernimmt in diesem Fall die Umsetzung der kinetischen Energie in elektrische Energie. Das Primärteil des Lineardirektantriebs ist hierzu fest mit dem Maschinentisch verbunden und wird von diesem in einem definierten Abstand über die Magnete des Sekundärteils geführt. Wird der Lineardirektantrieb, wie im Werkzeugmaschinenbereich üblich, in feldorientierter Regelung betrieben, so lässt sich das Prinzip der motorischen Bremse mit stetig einstellbarer Bremskraft in einfacher Weise realisieren. Hierzu erfolgt die Sollwertvorgabe für den Antriebsverstärker in Abhängigkeit der Bewegungsrichtung des Maschinentisches. Eine einseitige Begrenzung stellt dabei sicher, dass die Krafrichtung des Direktantriebs stets der Bewegungsrichtung des Maschinentisches entgegengerichtet ist. Auf diese Weise kann dem Vorschubantrieb gezielt Energie entzogen und in den Zwischenkreis des Umrichters rückgespeist werden. Das in Bild 6.1 dargestellte Konzept erfüllt die funktionalen Anforderungen nach einer hohen Dynamik, hohen kurzzeitigen Spitzenkräften sowie einem linearen Übertragungsverhalten und ist damit bestens geeignet für die Umsetzung des vorgestellten Konzeptes. Demgegenüber stehen wirtschaftliche Aspekte, weswegen im Folgenden die Entwicklung einer reibungsbasierten Alternative vorgestellt werden soll.

6.3 Mechanische Bremse

Bereits heute werden mechanische Bremsen in Form von Klemm- und Brems-elementen für Linearführungen in Vorschubantrieben eingesetzt. Dabei handelt es sich in aller Regel um kompakte Bremseinheiten für sicherheitsrelevante Anwendungen, deren äußere Abmessungen sich an denen von Führungswagen der entsprechenden Baureihe orientieren. Die Umsetzung der Reibenergie erfolgt üblicherweise durch ein beidseitiges Aufpressen von Reibbelägen auf die Freiflächen der Führungsschienen, wobei hierfür unterschiedliche Betätigungsmechanismen zum Einsatz kommen. Da sich der eigentliche Einsatzbereich dieser Komponenten jedoch auf sicherheitsrelevante Anwendungen beschränkt, können die in Abschnitt 6.1 aufgeführten Anforderungen im Allgemeinen nicht

erfüllt werden. Insbesondere die funktionalen Anforderungen nach einer hohen Dynamik und einer stetig einstellbaren Bremskraft werden von den am Markt verfügbaren Komponenten nicht erreicht /68/ /69/. Jedoch bietet es sich im Sinne einer guten Systemintegration an, die standardmäßig verfügbaren Komponenten als Grundlage für die weitere Entwicklung heranzuziehen.

Das Wirkprinzip einer mechanischen Bremse lässt sich in Anlehnung an /70/ in die drei Teilfunktionen Stellantrieb, Übertrager und dissipativer Wandler unterteilen und entsprechend Bild 6.2 darstellen.

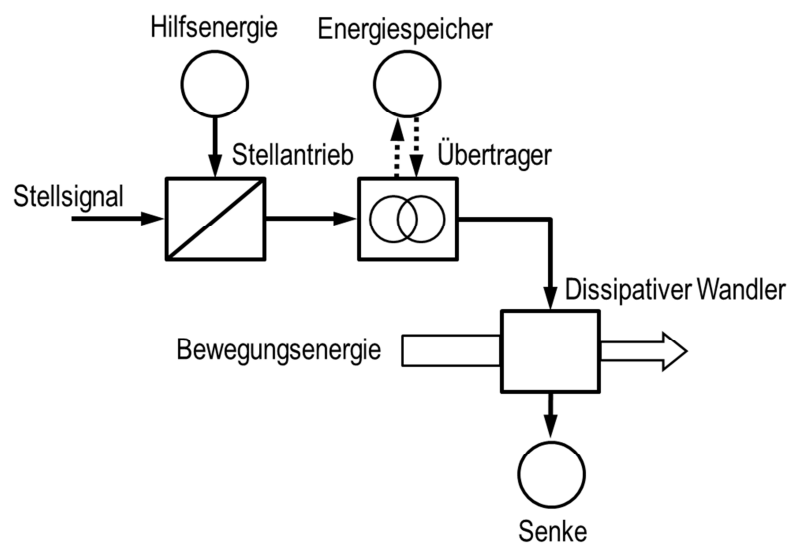


Bild 6.2: Prozessschema einer mechanischen Bremse

Der Stellantrieb setzt mit Unterstützung von Hilfsenergie das Stellsignal in eine physikalische Ausgangsgröße (Kraft, Weg, Druck, etc.) um und leitet diese an den Übertrager weiter. Dieser überträgt das Ausgangssignal des Stellantriebs und ermöglicht durch Getriebe, Hebelmechanismen oder andere Arten der Übersetzung eine entsprechende Anpassung der Stellenergie auf die jeweilige Anforderung. Der Aufbau des Übertragers und die realisierte Über- bzw. Untersetzung haben dabei einen Einfluss auf das dynamische Verhalten des Aktors. In sicherheitsrelevanten Anwendungen werden zudem häufig zusätzliche Energiespeicher eingesetzt, meist in Form vorgespannter mechanischer Federn, um die erforderliche Stellenergie im Notfall aufbringen zu können. Da für die vorliegende Anwendung jedoch ein identisches dynamisches Verhalten für Kraftaufbau und Kraftabbau gefordert wird, ist ein solches Prinzip an dieser Stelle nicht zielführend. Die

Umsetzung der Stellenergie erfolgt letztendlich im dissipativen Wandler, dem eigentlichen Stellglied. Dabei wird die Bewegungsenergie des bewegten Maschinenteils in Form von Reibung in Wärme umgesetzt. Ein Spezialfall, der in diesem Zusammenhang zu nennen ist, ist das Prinzip der Selbstverstärkung. Hierbei wird die Bewegungsenergie des abzubremsenden Maschinenteils verwendet, um die Normalkraft und dadurch die Bremswirkung zu erhöhen. Dieses Prinzip findet beispielsweise Anwendung in Keilbremsen, wie sie derzeit für den Automobilbereich entwickelt werden [71]. Da sich die Einstellung einer stetigen Reibkraft allerdings schwierig gestaltet und zudem mit einem hohen mess- und regelungstechnischem Aufwand verbunden ist, soll dieses Konzept im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht weiter verfolgt werden.

Die in Abschnitt 6.1 aufgeführten allgemeinen Anforderungen an die Aktorik lassen sich für den Fall der mechanischen Bremse noch weiter spezifizieren. Bei den in technischen Anwendungen zum Einsatz kommenden Reibpaarungen liegen die Gleitreibungszahlen üblicherweise zwischen 0.1 und 0.4. Dies bedingt hohe Normalkräfte, um die geforderten Bremskräfte von 1000 N und mehr für die spätere Dämpfung zu erzielen. Ein weiterer wichtiger Aspekt in diesem Zusammenhang ist der erforderliche Stellweg. Durchgeführte Voruntersuchungen an ersten Prototypen haben gezeigt, dass unter den gegebenen Rahmenbedingungen Stellwege von mehr als 100 μm erforderlich sind, um die gewünschte Normalkraft zwischen den Reibflächen herzustellen. Grund dafür ist die Kontaktsteifigkeit der Reibpaarung sowie die Nachgiebigkeit der umliegenden Konstruktion, gegen welche sich die Normalkraft abstützt. Beides, die hohen Normalkräfte sowie die dafür erforderlichen Stellwege, sind wichtige Kriterien für die Auslegung der mechanischen Bremse.

Als Grundlage für die Entwicklung einer mechanischen Bremse wird in einem ersten Schritt ein geeigneter Stellantrieb ermittelt, der die technischen und monetären Anforderungen nach Dynamik, Kraft, Stellweg und geringen Kosten bestmöglich erfüllt. Tabelle 6.1 zeigt eine Übersicht unterschiedlicher Aktorkonzepte für die Ausführung des Stellantriebs und eine Bewertung hinsichtlich der vorliegenden Anforderungen. Neben fluidischen und elektromechanischen Aktoren werden dabei auch piezoelektrische und elektro-/magnetostriktive Aktoren betrachtet.

Stellantrieb Anforderung	Fluidisch		Elektromechanisch		Sonstige	
	Pneumatisch	Hydraulisch	Magnetisch	Elektromotorisch	Piezoelektrisch	Elektro-/Magnetostruktiv
Dynamik	-	0	+	+	++	+
Kraft	+	++	0	-	+	+
Stellweg	++	++	+	++	-	-
Kosten	+	+	++	+	0	0

++ sehr gut geeignet 0 bedingt geeignet
 + gut geeignet - nicht geeignet

Tabelle 6.1: Stellantriebe für den Einsatz in einer hochdynamischen Bremse

Wie zu erkennen ist, schränkt die Forderungen nach hoher Dynamik, großen Kräften und ausreichend Stellweg die Auswahl bereits deutlich ein. Entsprechend der aufgeführten Bewertungskriterien bieten hydraulische und elektromagnetische Stellantriebe das größtmögliche Potential für die Umsetzung der mechanischen Bremse. Beide Konzepte wurden im Rahmen dieser Arbeit untersucht und sollen im Folgenden vorgestellt werden.

6.3.1 Elektrohydraulisch betätigte Bremse

Elektrohydraulisch betätigte Bremsen (EHB) für Linearführungen werden bereits in zahlreichen Anwendungen im Bereich der Werkzeugmaschinen eingesetzt. Entsprechend groß ist die Auswahl an Klemm- und Bremselementen unterschiedlicher Ausführung und Baugröße. Im vorliegenden Fall bestehen jedoch besondere Anforderungen an Dynamik und Linearität des Übertragungsverhaltens, was die Auswahl geeigneter Systeme bereits deutlich einschränkt. Ebenso entscheidend wie der Aufbau des Bremselementes selbst, ist dessen Ansteuerung. Typischerweise erfolgt die Umsetzung einer Bremskraft durch die Einstellung eines hydraulischen Drucks. Hierbei wird in aller Regel von einem linearen Zusammenhang zwischen Druck, Normalkraft und der daraus re-

sultierenden Bremskraft ausgehen. Da in den meisten Fällen eine stetige Einstellbarkeit der Bremskraft nicht erforderlich ist, ist eine solche vereinfachte Betrachtungsweise durchaus zulässig. Wie die vorangegangenen Untersuchungen zur Robustheit der Methode gezeigt haben, existiert auch im vorliegenden Fall eine gewisse Toleranz gegenüber betriebsbedingten Veränderungen des Reibkoeffizienten. Dieser Einflussfaktor wird daher auch bei den weiteren Betrachtungen vorerst vernachlässigt. Die Einstellung einer gewünschten Bremskraft wird im Folgenden durch eine hochdynamische Druckregelung realisiert. Bild 6.3 zeigt den grundlegenden mechanischen Aufbau der elektrohydraulisch betätigten Bremseinheit.

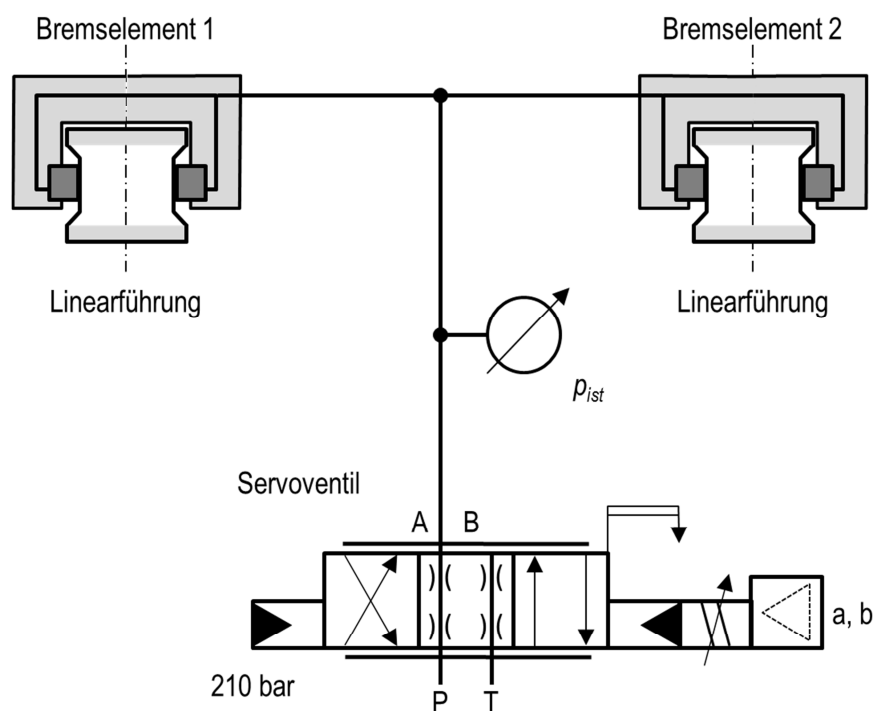


Bild 6.3: Mechanischer Aufbau der elektrohydraulisch betätigten Bremseinheit

Der Aufbau umfasst zwei hydraulisch betätigte Bremsselemente – je eines pro Linearführung –, einen Druckmessumformer sowie ein Servoventil für die Umsetzung der Stell-signale. Nicht dargestellt ist das hydraulische Aggregat mit Zwischenspeicher und Über-druckventil für die Bereitstellung des Betriebsdrucks. Als Stellglied für die Umsetzung der Reibkraft wurden Bremsselemente der Firma Zimmer Technische Werkstätten GmbH ausgewählt (Bild 6.4). Diese, direkt betätigten Bremsselemente, zeichnen sich durch ei-nen kompakten Aufbau, hohe erreichbare Bremskräfte und ein äußerst geringes Schluckvolumen aus.



Bild 6.4: Hydraulisch betätigtes Bremsselement für Linearführungen /72/

Wie dieser Arbeit vorausgegangene simulative und praktische Untersuchungen gezeigt haben, ist das innerhalb des Ansteuerzweigs vorhandene, kompressible Ölvolumen ein entscheidender Faktor für die erreichbare Bandbreite der Druckregelung. Aus diesem Grund wurden Querschnitt und Länge der hydraulischen Leitungen auf ein Minimum reduziert. Eine mechanische Modifikation der Bremsselemente ermöglicht zudem eine Vorspannung des Systems durch zusätzliche Federelemente. Dadurch kann die Bremse im Ruhezustand mit einem konstanten Druck p_{offset} beaufschlagt werden, ohne dass dies zum Einleiten einer Bremskraft führt. Die Vorspannung des hydraulischen Systems hat dabei einen positiven Einfluss auf die Linearität des Kraftauf- bzw. Kraftabbaus sowie auf die erreichbare Dynamik. Bei der Ventiltechnik wurde auf Komponenten der Firma Bosch Rexroth zurückgegriffen. Als Regelventil wurde ein zweistufiges Servoventil mit kurzen Reaktionszeiten und geringem Förderstrom ausgewählt.

Um der Forderung nach einer hohen Dynamik und einem weitgehend linearen Übertragungsverhalten nachzukommen, wurde die in Bild 6.5 dargestellte Druckregelung realisiert.

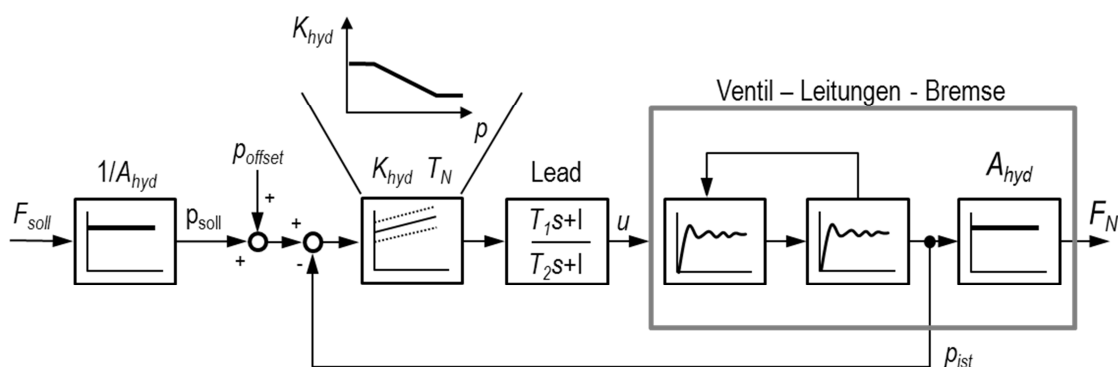


Bild 6.5: Ansteuer- und Regelkonzept der elektrohydraulischen Bremseinheit

Die Regelung des Drucks erfolgt unter Einsatz eines PI-Reglers. Proportional- und Integralanteil bestimmen dabei das dynamische und stationäre Verhalten des Regelkreises. Ein nachgeschaltetes Lead-Element bewirkt eine zusätzliche Phasenhebung und damit eine weitere Verbesserung der Dynamik. Das Übertragungsverhalten hydraulischer Systeme ist im Allgemeinen geprägt von zahlreichen nichtlinearen Einflussgrößen wie beispielsweise der Ventilkennlinie oder den physikalischen Eigenschaften des eingesetzten Fluids [70] [73]. Bei der vorliegenden Anwendung wurde daher als Kompensationsmaßnahme eine druckabhängige Anpassung des Proportionalfaktors K_{hyd} vorgenommen. Wie in Bild 6.5 schematisch dargestellt, erfolgt eine Reduzierung des Verstärkungsfaktors K_{hyd} bei zunehmendem Druck. Durch diesen einfachen, aber sehr effektiven Eingriff, konnte die Linearität des Übertragungsverhaltens entscheidend verbessert werden. Bild 6.6 zeigt den frequenzabhängigen funktionalen Zusammenhang zwischen Sollkraft und tatsächlich gemessener Normalkraft. Für die Messung der Normalkraft wurde eine der beiden Linearführungen durch eine hochsteife Kraftmessplattform ersetzt.

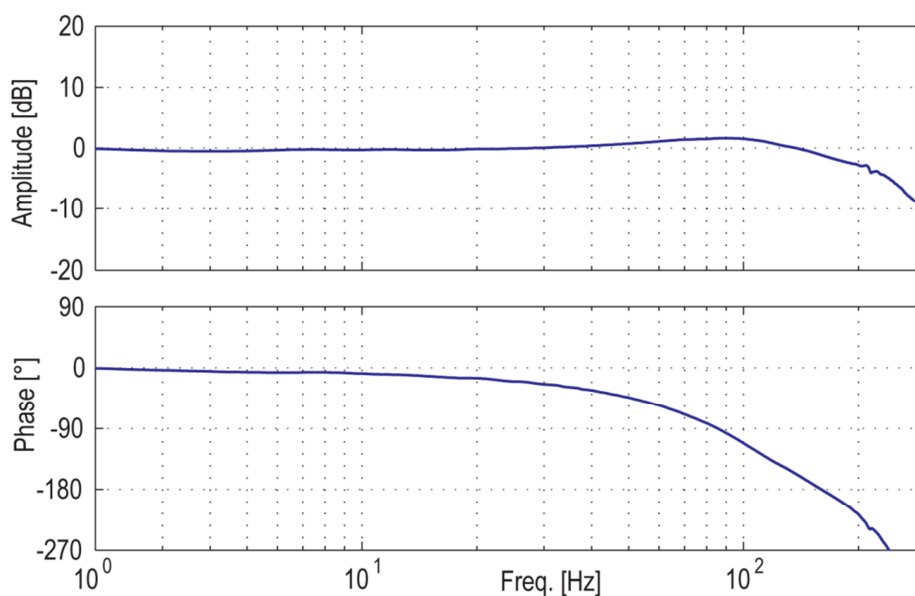


Bild 6.6: Frequenzgangmessung (F_N/F_{soll}) elektrohydraulisches Bremsselement

Wie zu erkennen ist, erweist sich die entwickelte elektrohydraulische Bremsseinheit als äußerst dynamisch. Die 90°-Eckfrequenz liegt mit 80 Hz deutlich über der Eigenfrequenz vieler elektromechanischer Vorschubantriebe. Gleichzeitig lassen sich mit den eingesetzten Komponenten Bremskräfte von bis zu 12 kN erreichen, was die eigentlichen Anforderungen bei Weitem übersteigt. Durch Variation des Verstärkungsfaktors konnte auf einfache Weise ein nahezu lineares und amplitudenunabhängiges Übertra-

gungsverhalten realisiert werden. Besonders bemerkenswert ist dabei der äußerst kompakte und robuste Aufbau, begünstigt durch den Einsatz industrieller Komponenten. Die entwickelte elektrohydraulische Bremseinheit erfüllt damit die in Abschnitt 6.1 aufgeführten Anforderungen und scheint bestens geeignet für die Integration in Vorschubantriebe und die Umsetzung der semiaktiven Dämpfung. Begrenzende Faktoren sind dabei lediglich die erreichbare Dynamik sowie das für die Umsetzung erforderliche hydraulische Aggregat, das nicht zwingend in jeder Werkzeugmaschine vorhanden ist. Aus diesem Grund wird im Folgenden die Entwicklung einer elektromagnetisch betätigten Bremse vorgestellt.

6.3.2 Elektromagnetisch betätigte Bremse

In vielen Fällen ermöglicht der Einsatz von Elektromagneten den Aufbau von robusten und kostengünstigen Aktoren. Zudem bietet die elektrische Ansteuerung Vorteile hinsichtlich Integration und Energieeffizienz. Vor diesem Hintergrund wird im Folgenden die Entwicklung einer hochdynamischen, elektromagnetisch betätigten Bremse (EMB) für Linearführungen vorgestellt. Für die Umsetzung kommen Standard-Elektromagnete mit E-förmigem Eisenkern und länglicher Bauform zum Einsatz. Die eigentliche Krafterzeugung erfolgt dabei nach dem Prinzip Klappankermagnet, bei welchem die Anzugskraft eines Elektromagneten über ein zusätzliches Gelenk in eine Drehbewegung umgesetzt wird. Größte Herausforderung bei der Entwicklung der Bremse ist das Erreichen hoher Spitzenkräfte bei stark limitiertem Bauraum. Bild 6.7 zeigt eine schematische Darstellung des mechanischen Aufbaus in der Schnittansicht.

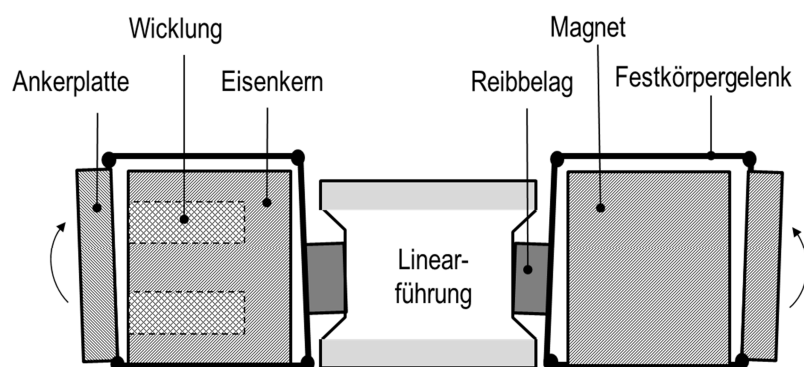


Bild 6.7: Schematische Darstellung der elektromagnetisch betätigten Bremse in der Schnittansicht

Elektromagnete auf beiden Seiten der Führungsschiene üben im erregten Zustand eine Anzugskraft auf die jeweilige Ankerplatte aus. Speziell für diese Anwendung ausgelegte Festkörpergelenke übersetzen die Anzugskraft in eine Drehbewegung und erzeugen so eine Normalkraft zwischen Reibbelag und Freifläche der Führungsschiene. Die Festkörpergelenke erfüllen dabei gleich mehrere Funktionen: Neben der Umsetzung der Drehbewegung und der Aufnahme von Normal- und Reibkräften, fungieren sie als Übersetzungsmechanismus (Kraft-Weg) und Rückstellfeder für die Kinematik. Daraus ergeben sich komplexe Anforderungen für die Auslegung des Bauteils. Mit Hilfe von FEM-Analysen konnte eine geometrische Gestalt gefunden werden, die sämtliche Anforderungen erfüllt und zugleich den hohen lokalen Belastungen standhält. Wie zu erkennen ist, ermöglicht der gewählte Aufbau der elektromagnetischen Bremse eine optimale Ausnutzung des Bauraums für die Unterbringung der Magnete, was letztlich ein entscheidender Faktor für die Maximierung der Spitzenkraft ist.

Bei den eingesetzten Magneten handelt es sich um Elektromagnete in geblechter Ausführung, ausgelegt für eine Betriebsspannung von 12 V. Das Produkt aus Erregerstrom und Anzahl der Windungen bestimmt im Wesentlichen die erreichbare Anzugskraft eines Elektromagneten. Typischerweise verfügen Elektromagnete daher über eine vergleichsweise hohe Induktivität. Für die vorliegende Anwendung werden jedoch, aufgrund der gewünschten Dynamik, hohe Stromanstiegsgeschwindigkeiten gefordert. Entsprechend bedarf es einer hohen Stellspannung, um in kurzer Zeit die erforderlichen Ströme einzuprägen. Um die vorhandenen Stellreserven des Elektromagneten möglichst vollständig auszunutzen, ist zudem eine kurzzeitige Übererregung mit hohen Spitzenströmen vorgesehen. Dabei muss jedoch sichergestellt sein, dass die kurzzeitige Überbelastung zu keiner thermischen Zerstörung der Komponenten führt. Die allermeisten elektromagnetischen Komponenten, so auch in diesem Fall, zeichnen sich jedoch durch eine hohe Überlastfähigkeit aus. Für die Ansteuerung der magnetisch betätigten Bremse wurde ein Gleichstromsteller in Form einer asymmetrischen Halbbrücke entwickelt und aufgebaut. Dieser, in Zwei-Punkt-Regelung betriebene Stromsteller, ermöglicht die Einprägung von Spitzenströmen bis zu 50 A bei einer Stellspannung von 600 V. Dies entspricht der in der Antriebstechnik gängigen Zwischenkreisspannung und ermöglicht so eine einfache Anbindung an kommerzielle Umrichtersysteme. Bild 6.8 beschreibt den grundlegenden Aufbau und das Ansteuerungskonzept der elektromechanisch betätigten Bremse. Die entwickelte Bremse lässt sich dabei einteilen in ein elektromagnetisches und ein mechanisches Subsystem. Das elektromagnetische Subsystem umfasst die beiden Elektromagnete samt Ansteuerung. Das mechanische Subsystem beinhaltet sämtli-

che Komponenten die erforderlich sind, um die erzeugte magnetische Anzugskraft F_{mag} in eine Reibkraft umzuformen.

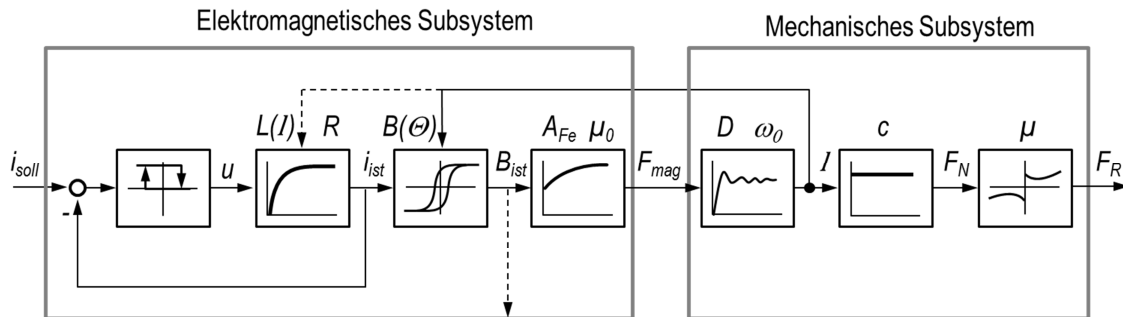


Bild 6.8: Grundstruktur der elektromagnetisch betätigten Bremse

Aufgrund der vorhandenen Nichtlinearitäten und den zahlreichen Wechselwirkungen zwischen elektromagnetischem und mechanischem Subsystem, ergibt sich ein äußerst komplexes Systemverhalten. Unter gewissen Rahmenbedingungen lassen sich jedoch Vereinfachungen treffen, die eine unabhängige Betrachtung der beiden Teilsysteme ermöglichen. Von entscheidender Bedeutung ist dabei der Luftspalt zwischen Eisenkern und Ankerplatte. Insbesondere die Annahme, dass es während des Betriebs lediglich zu kleinen Veränderungen des Luftspalts kommt, vereinfacht die Betrachtungsweise erheblich. Zudem hat der Luftspalt einen linearisierenden Effekt auf die Magnetisierungskennlinie des Elektromagneten, was sich bei der vorliegenden Anwendung ebenfalls als Vorteil erweist. Eine detaillierte Beschreibung der Vorgehensweise bei der Entwicklung der elektromagnetisch betätigten Bremse ist in /74/ zu finden. Bild 6.9 zeigt den aufgebauten Prototypen. Die Gesamtabmessung des elektromagnetischen Bremselementes entspricht dabei denen eines Linearführungswagens gleicher Baugröße.

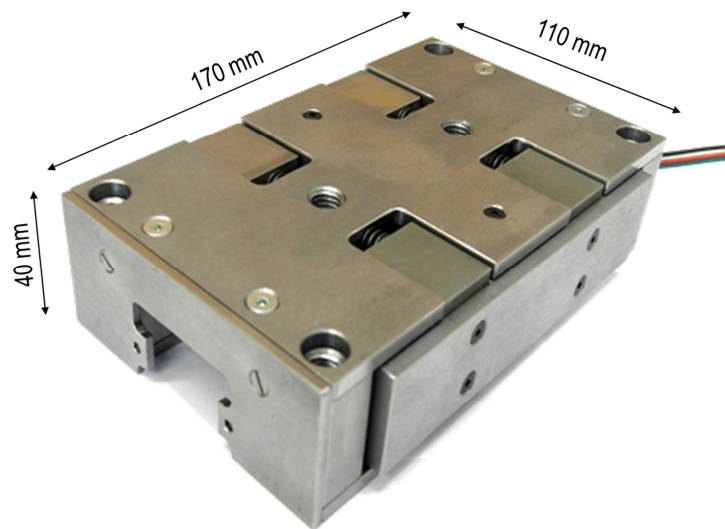


Bild 6.9: Prototyp der elektromagnetisch betätigten Bremse (EMB)

Eine wichtige Kenngröße des elektromagnetischen Aktors ist die in Bild 6.10 schematisch dargestellte Magnetkraft-Strom-Kennlinie. Der Zusammenhang zwischen Erregerstrom und Anzugskraft ist letztlich entscheidend für die Erzeugung einer definierten Reibkraft.

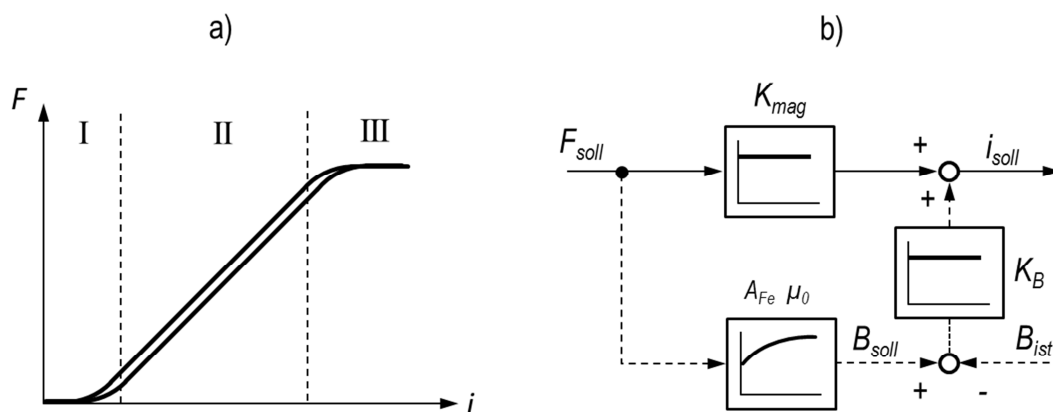


Bild 6.10: a) Magnetkraft-Strom-Kennlinie und b) Linearisierung des Systemverhaltens durch überlagerte B-Feld-Regelung

Die Kennlinie kann dabei entsprechend [75] in drei Bereiche eingeteilt werden: Im Anfangsbereich I ist der Magnetkreis nur schwach angesteuert. Der magnetische Widerstand des Eisenkreises ist in diesem Fall vernachlässigbar und die Magnetkraft ist proportional zum Quadrat des Erregerstroms. Im Linearitätsbereich II besteht ein proportio-

naler Zusammenhang zwischen Magnetkraft und Strom. Der dritte Bereich beschreibt den Sättigungsbereich III. Einzelne Teile des Magnetkreises sind bereits gesättigt. Ein weiterer Anstieg des Stromes führt in diesem Fall nur noch zu einem geringen Anstieg der Magnetkraft. Die dargestellte Hysterese ist in erster Linie auf die Magnetisierungskennlinie des ferromagnetischen Eisenmaterials zurückzuführen. Aber auch die stets vorhandene mechanische Reibung hat einen Einfluss auf die Ausprägung der Hysterese. Ungünstiger Weise werden bei der vorliegenden Anwendung alle drei Bereiche durchlaufen, und auch die Hysterese wirkt sich negativ auf das Übertragungsverhalten der Bremse aus. Der Wunsch nach einem linearen Übertragungsverhalten erfordert daher weitere Maßnahmen. In diesem Fall wurde zusätzlich zum Strom die magnetische Flussdichte B erfasst und als Korrekturgröße dem eigentlichen Sollstrom aufgeschaltet (siehe Bild 6.10).

Mit dem vorgestellten Aufbau wurden zahlreiche messtechnische Untersuchungen im Zeit- und Frequenzbereich durchgeführt. Bild 6.11 zeigt beispielhaft das dynamische Folgeverhalten für eine sinusförmige Sollwerttrajektorie von 50 Hz und einer Amplitude von 2000 N. Wie bereits bei den vorherigen Untersuchungen, wurde auch in diesem Fall die Normalkraft mit Hilfe einer hochsteifen Kraftmessplattform gemessen.

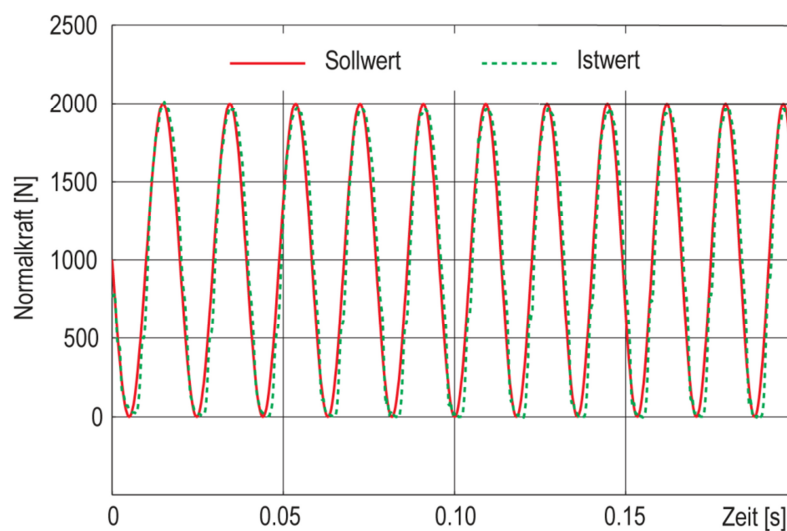


Bild 6.11: Folgeverhalten bei einer sinusförmigen Sollwertvorgabe mit 50 Hz

Gut zu erkennen ist das lineare Folgeverhalten, welches durch das Zusammenspiel von geeignetem mechanischen Aufbau und der eingesetzten Ansteuerung erreicht wurde. Bild 6.12 zeigt den gemessenen Frequenzgang für Erregerstrom und Normalkraft.

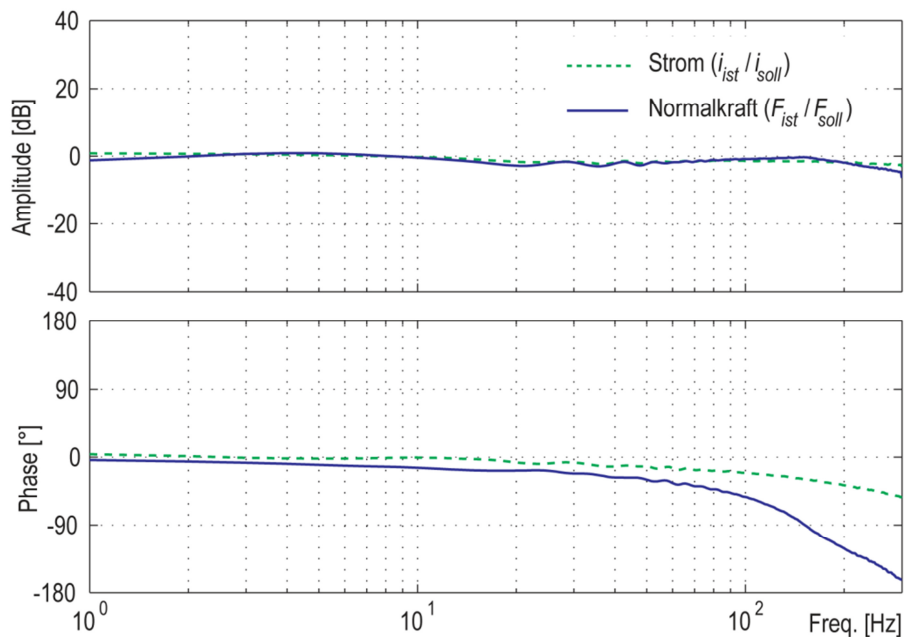


Bild 6.12: Frequenzgangmessung für Erregerstrom und Normalkraft für die EMB

Im Rahmen dieser Arbeit ist es gelungen, eine hochdynamische elektromagnetisch betätigte Bremse für Linearführungen zu entwickeln. Die Bremse zeichnet sich durch ein hervorragendes dynamisches Verhalten bei gleichzeitig hohen Spitzenkräften aus. Die Bandbreite der Bremseinheit beträgt 150 Hz und die erreichbare Bremskraft 1300 N, beim Einsatz von insgesamt zwei Bremsselementen. Durch den gewählten mechanischen Aufbau und den Einsatz von standardmäßig verfügbaren Elektromagneten konnte zudem ein kompakter und äußerst kostengünstiger Aufbau erzielt werden, der sich ohne großen Aufwand in bestehende Vorschubantriebe integrieren lässt.

7 Messtechnische Untersuchungen

Im Folgenden werden die theoretisch und praktisch gewonnenen Erkenntnisse an einem realen Vorschubantrieb umgesetzt und umfangreiche messtechnische Untersuchungen zur Wirkungsweise der semiaktiven Dämpfung durchgeführt.

7.1 Versuchsstand und messtechnischer Aufbau

Für die Durchführung der Untersuchungen wurde der in Bild 7.1 dargestellte Versuchstand konzipiert und aufgebaut. Die Umsetzung der semiaktiven Dämpfung erfolgt hierbei durch die im vorangegangenen Kapitel vorgestellten Aktoren.

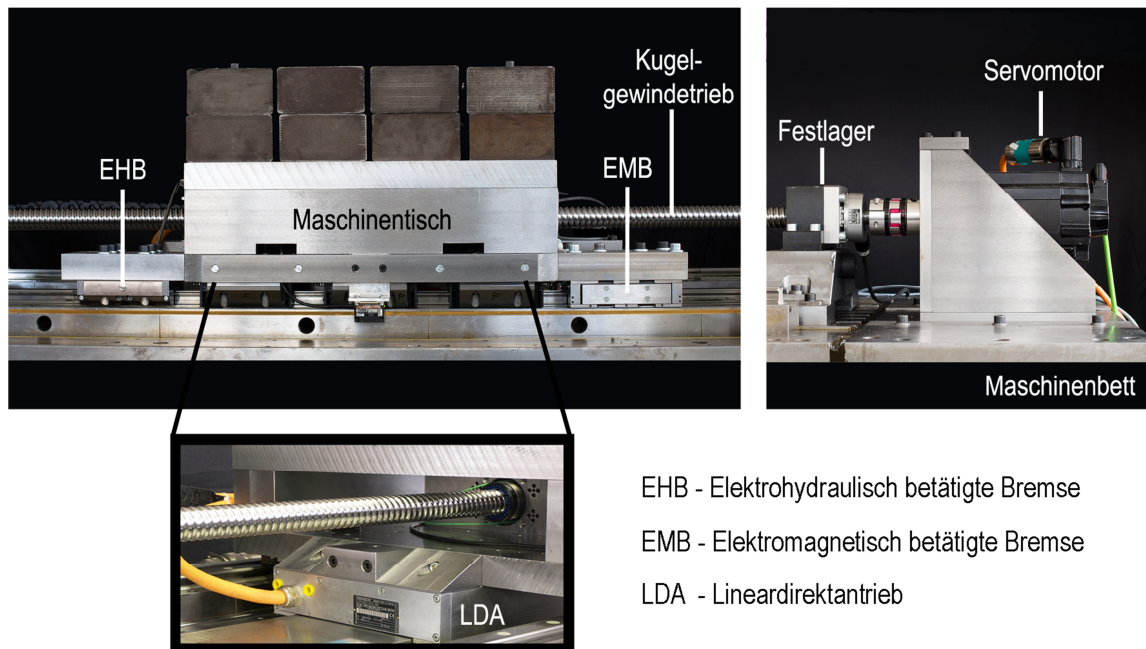


Bild 7.1: Versuchsaufbau: KGT Vorschubantrieb mit zusätzlichen Bremsen und Lineardirektantrieb

Bei dem Versuchsaufbau handelt es sich um einen elektromechanischen Vorschubantrieb mit direkt angetriebener Kugelrollspindel. Winkellage des Motors und Tischposition werden über separate Messsysteme erfasst und der Regelung zugeführt. Die Auslegung des Versuchsaufbaus und die Auswahl und Dimensionierung der eingesetzten Komponenten erfolgte auf Basis typischer Anforderungen aus dem Werkzeugmaschinenbereich. Der Versuchsaufbau entspricht damit gängigen, in Produktionsanlagen eingesetzten Vor-

schubantrieben. Die wichtigsten Eckdaten des Versuchsstands sind in Tabelle 7.1 aufgeführt.

Beschreibung	Wert
Maximales Drehmoment Servoantrieb	90 Nm
Nenndurchmesser KGT	40 mm
Steigung KGT	20 mm
Baugröße Linearführung	35 mm
Masse Maschinentisch inkl. Beladung	600-1200 kg
Maximaler Verfahrweg	700 mm
Auflösung Drehgeber	2048 IpU
Strichabstand lineares Messsystem	20 μ m

Tabelle 7.1: Relevante Eckdaten des Versuchsstands

Das dynamische Verhalten der mechanischen Übertragungselemente ist gekennzeichnet durch mehrere, geringfügig gedämpfte Eigenfrequenzen. Die erste Eigenfrequenz beschreibt die für Kugelgewindetriebe charakteristische Mode in Vorschubrichtung. Diese liegt, in Abhängigkeit von Lastmasse und Tischposition, zwischen 35 Hz und 60 Hz und hat damit einen entscheidenden Einfluss auf das dynamische Verhalten des lagegeregelten Antriebssystems. Die zweite, dominante Eigenfrequenz lässt sich einer rotatorischen Schwingungsform zuordnen. Diese liegt bei etwa 200 Hz. Eine detaillierte Untersuchung zu dem mechanischen Übertragungsverhalten und dem Einfluss unterschiedlicher Parameter ist in /5/ zu finden.

Neben dem Servomotor, welcher den Kugelgewindetrieb antreibt und die eigentliche Bewegungserzeugung übernimmt, verfügt der Versuchsstand über drei weitere Aktoren:

- eine elektrohydraulisch betätigte Bremseinheit
- eine elektromagnetisch betätigte Bremseinheit
- sowie einen Lineardirektantrieb.

Eine Bremseinheit besteht dabei aus je zwei Bremsselementen, eines auf jeder Linearführung, und einer gemeinsamen Ansteuereinheit. Wie in Bild 7.1 zu erkennen ist, wurden

die Bremsenlemente beim vorliegenden Aufbau aus Gründen der Zugänglichkeit außerhalb des Maschinentischs angebracht. Der LDA befindet sich zwischen den beiden Linearführungen, wobei das Primärteil fest mit dem Maschinentisch verbunden ist. Dieser Aufbau ermöglicht die Einbringung von statischen und dynamischen Lasten auf den Maschinentisch und damit die Nachbildung von nahezu beliebigen Prozesskräften. Gleichzeitig kann der LDA in Anlehnung an Abschnitt 6.2 als motorische Bremse für die Umsetzung der semiaktiven Dämpfung eingesetzt werden (vgl. Bild 6.1). In Tabelle 7.2 sind die relevanten Eckdaten der verwendeten Zusatzaktorik aufgeführt.

Beschreibung	Wert
LDA Spitzenkraft	14000 N
LDA Bandbreite	250 Hz
EMB maximale Bremskraft	1300 N
EMB Bandbreite	150 Hz
EHB maximale Bremskraft	12000 N
EHB Bandbreite	80 Hz
Taktfrequenz semiaktive Regelung	4 kHz

Tabelle 7.2: Relevante Eckdaten der Zusatzaktorik

Die kaskadierte Lage- und Drehzahlregelung des Vorschubantriebs sowie die semiaktive Erweiterung für die Ansteuerung der Zusatzaktorik (vgl. Bild 5.2) wurde auf einem Prototyping System der Firma dSPACE implementiert. Die unterlagerte, feldorientierte Stromregelung von Servomotor und Lineardirektantrieb erfolgt auf den eingesetzten industriellen Antriebsverstärkern. Die Parametrierung der einzelnen Regelkaskaden wurde anhand der in Abschnitt 2.3 vorgestellten Methoden der Frequenz- und Zeitbereichsanalyse durchgeführt. Um ein robustes Verhalten während des Betriebs zu gewährleisten, wurde in Anlehnung an industrielle Anwendungen eine Amplitudenreserve im Lageregelkreis von 8 dB, und eine Phasenreserve größer 60° gefordert. Die Parameter des Drehzahlreglers wurden mit Hinblick auf ein bestmögliches dynamisches Verhalten eingestellt, wobei ein Kompromiss aus gutem Führungs- und Störverhalten angestrebt wurde.

Für die Anpassung der Stellgröße wurden zusätzliche Filterstrukturen und Begrenzungen im Ansteuerpfad der semiaktiven Regelung vorgesehen (Bild 7.2). Frei parametrierbare Filter ermöglichen dabei eine gezielte Unterdrückung unerwünschter Frequenzanteile und eine Anpassung der Stellgröße auf die dynamischen Eigenschaften des jeweiligen Aktors. Als vorteilhaft hat sich insbesondere der Einsatz von Kerbfiltern bei der zweiten Eigenfrequenz des Vorschubantriebs erwiesen.

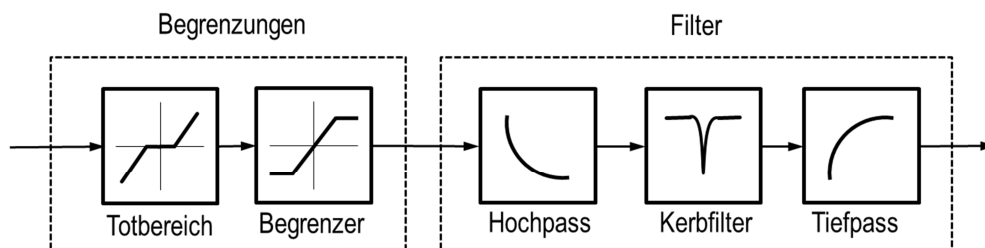


Bild 7.2: Begrenzungen und Filter im Ansteuerpfad der semiaktiven Regelung

Die Begrenzungen dienen in erster Linie der Stellgrößenbeschränkung und der Unterdrückung von Störeinflüssen, beispielsweise hervorgerufen durch Messrauschen in den Geschwindigkeitssignalen. Die zusätzlichen Filter und Begrenzungen verursachen dabei einen Phasenabfall, der bei der Umsetzung der semiaktiven Dämpfung berücksichtigt werden muss.

Bild 7.3 zeigt einen Vergleich der unterschiedlichen Aktoren mit Hinblick auf deren dynamische Eigenschaften.

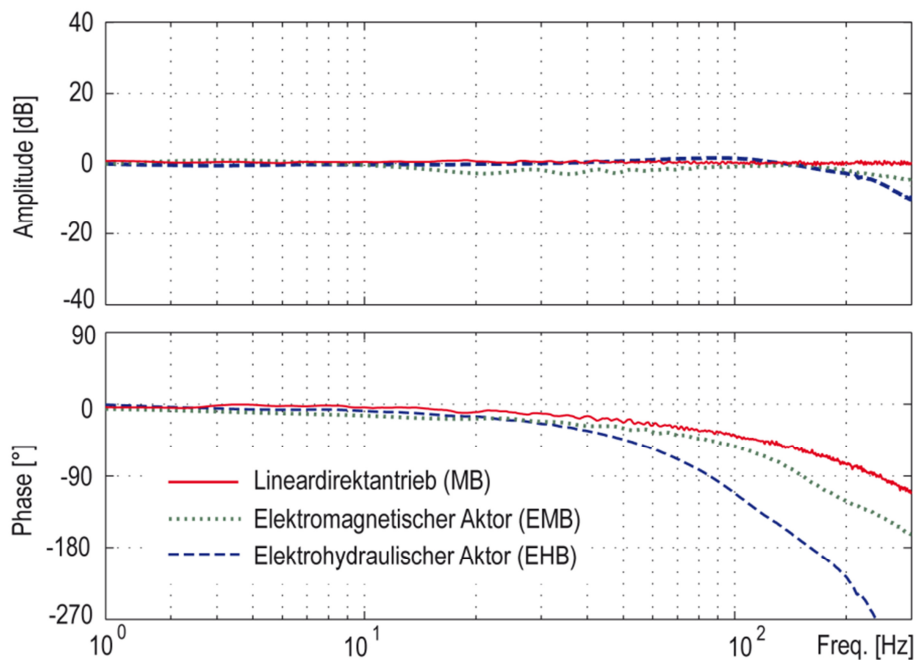


Bild 7.3: Gemessenes Übertragungsverhalten der für die semiaktive Dämpfung eingesetzten Aktoren

Erwartungsgemäß verfügt der Lineardirektantrieb über die höchste Dynamik und weist zudem ein vorteilhaftes lineares Übertragungsverhalten auf. Aber auch die reibungsbaasierten Aktoren scheinen durchaus geeignet für die Umsetzung der vorgestellten Methode, da die Eckfrequenzen je nach Lastmasse und Tischposition deutlich über der ersten Eigenfrequenz des betrachteten Vorschubantriebs liegen. Die Eignung der unterschiedlichen Aktoren für die semiaktive Dämpfung wird im Folgenden untersucht.

7.2 Dynamiksteigerung durch motorische Bremswirkung

Aufgrund der vorteilhaften Eigenschaften wurde in einem ersten Schritt der Lineardirektantrieb, in seiner Funktion als motorische Bremse, für die Umsetzung der semiaktiven Dämpfung eingesetzt. Eine entsprechende Begrenzung der Stellgröße stellt dabei sicher, dass der LDA ausschließlich im generatorischen Zustand betrieben wird. Bild 7.4 zeigt das gemessene Übertragungsverhalten von Motor- zu Tischgeschwindigkeit, mit und ohne semiaktive Dämpfung. Das Gesamtgewicht aus Maschinentisch und zusätzlicher Lastmasse beträgt in diesem Fall 1000 kg.

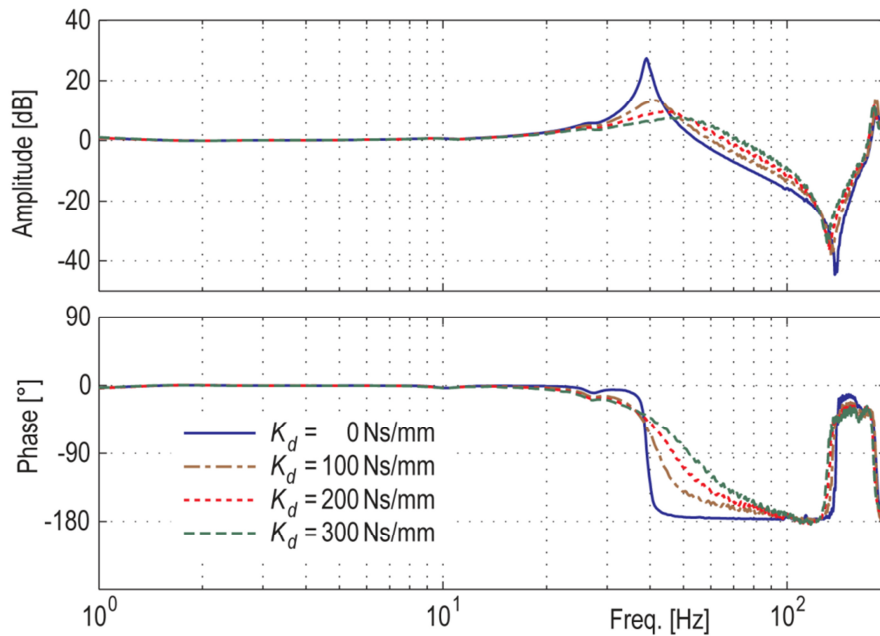


Bild 7.4: Mechanikfrequenzgang für unterschiedliche Verstärkungsfaktoren der semiaktiven Dämpfung – MB

Die durchgezogene Linie (Einstellparameter $K_d = 0$ Ns/mm) entspricht dem Übertragungsverhalten ohne semiaktive Dämpfung. Gut zu erkennen ist die deutlich ausgeprägte erste Eigenfrequenz bei etwa 40 Hz. Mit zunehmendem Verstärkungsfaktor K_d für die semiaktive Dämpfung verringert sich die Amplitudenüberhöhung. In Analogie zu den simulativen Untersuchung in Kapitel 5, zeigt sich auch bei den durchgeführten Messungen eine Anhebung der 90°-Eckfrequenz durch den zusätzlichen Stelleingriff. Ein Verstärkungsfaktor von $K_d = 300$ Ns/mm führt im vorliegenden Fall zu einer maximalen Verbesserung. Die Amplitudenüberhöhung konnte dabei um 20 dB gesenkt und die Phase bei der 90°-Eckfrequenz um 15 Hz angehoben werden. Welchen Einfluss dies auf das Stabilitätsverhalten des Vorschubantriebs hat, zeigt sich bei Betrachtung des offenen Lageregelkreises in Bild 7.5.

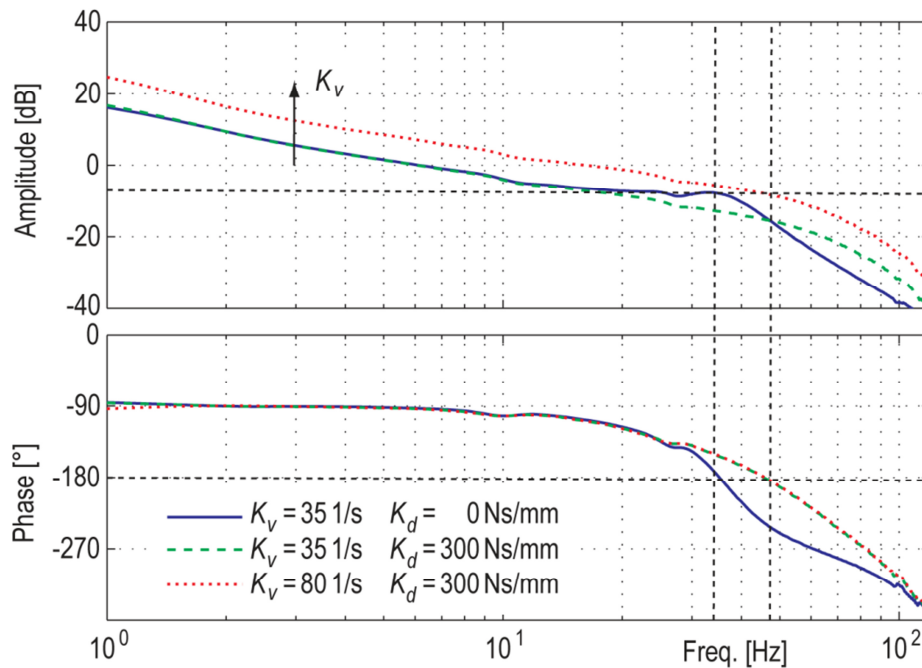


Bild 7.5: Stabilitätsbetrachtung am offenen Lageregelkreis beim Einsatz der MB

Die verbesserte Dämpfung bei der ersten Eigenfrequenz führt unmittelbar zu einer Zunahme der Stabilitätsreserve und ermöglicht so eine Anpassung der Verstärkung im Lageregelkreis. Wie aus Bild 7.5 hervorgeht, konnte im vorliegenden Fall durch die semi-aktive Dämpfung der K_v -Faktor bei gleicher Amplitudenreserve von 35 1/s auf 80 1/s erhöht werden. Dies entspricht einer Steigerung der Lageregelbandbreite von annähernd 130 %, was sich maßgeblich auf das dynamische Verhalten des Vorschubantriebs auswirkt.

Während die Steigerung des K_v -Faktors in erster Linie zu einer Verbesserung des Führungsverhaltens führt, ist für das Störverhalten die Zunahme der Dämpfung von zentraler Bedeutung. Bild 7.6 zeigt den gemessenen Nachgiebigkeitsfrequenzgang für den betrachteten Vorschubantrieb und die Auswirkung unterschiedlicher Regelparameter.

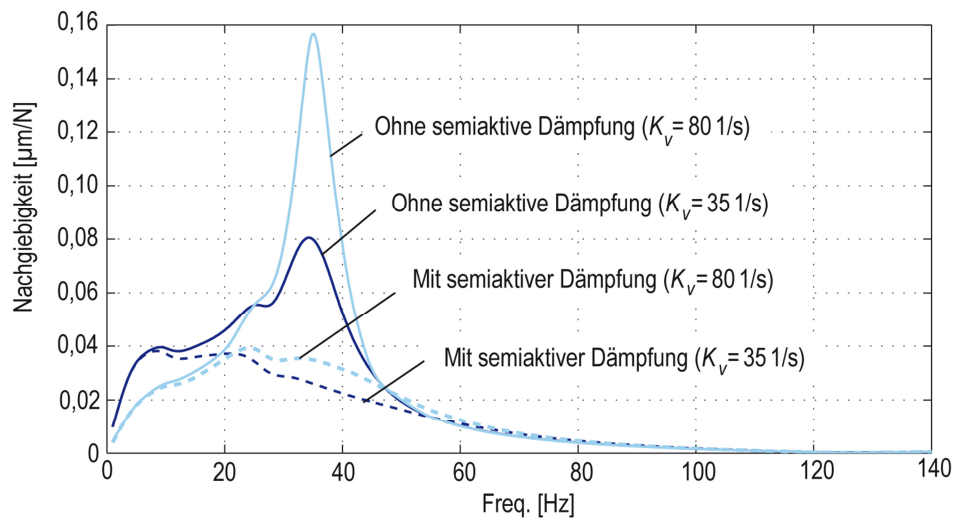


Bild 7.6: Nachgiebigkeitsfrequenzgang für unterschiedliche Einstellungen der Regelparmeter

Wie die in Abschnitt 2.3 geschilderten Zusammenhänge erwarten lassen, liegt das Maximum der dynamischen Nachgiebigkeit bei der ersten Eigenfrequenz. Das Störverhalten von Vorschubantrieben ist dabei äußerst sensitiv gegenüber den gewählten Reglereinstellungen. Insbesondere hohe Werte für den K_v -Faktor führen, wie aus Bild 7.6 hervorgeht, zu einer ausgeprägten Schwingungsneigung des Antriebssystems. In der Praxis kommt es daher häufig zu Problemen bei hohen Verstärkungsfaktoren und Anregungen durch dynamische Prozesskräfte. Der Einsatz der semiaktiven Dämpfung ermöglicht in diesem Fall eine gezielte Verbesserung des Störverhaltens. Wie in Bild 7.6 zu erkennen ist, bewirkt die zusätzliche Dämpfung durch den semiaktiven Stelleingriff, eine deutliche Reduzierung der maximalen dynamischen Nachgiebigkeit. Wird darüber hinaus der K_v -Faktor angehoben, so ergibt sich aufgrund der erweiterten Lageregelbandbreite eine zusätzliche Verbesserung der Störsteifigkeit im niederen Frequenzbereich. Der Einsatz der semiaktiven Dämpfung und die Anpassung der Lageregelverstärkung führen so zu einer ganzheitlichen Verbesserung des Störverhaltens und damit zu einer Verbesserung der Leistungsfähigkeit von elektromechanischen Vorschubantrieben.

Das Potential der semiaktiven Dämpfung geht ebenfalls aus den durchgeführten Untersuchungen im Zeitbereich hervor. Bild 7.7 zeigt exemplarisch die Reaktion des Vorschubantriebs auf einen Lagesollwert- bzw. einen Störkraftsprung bei identisch eingestelltem K_v -Faktor.

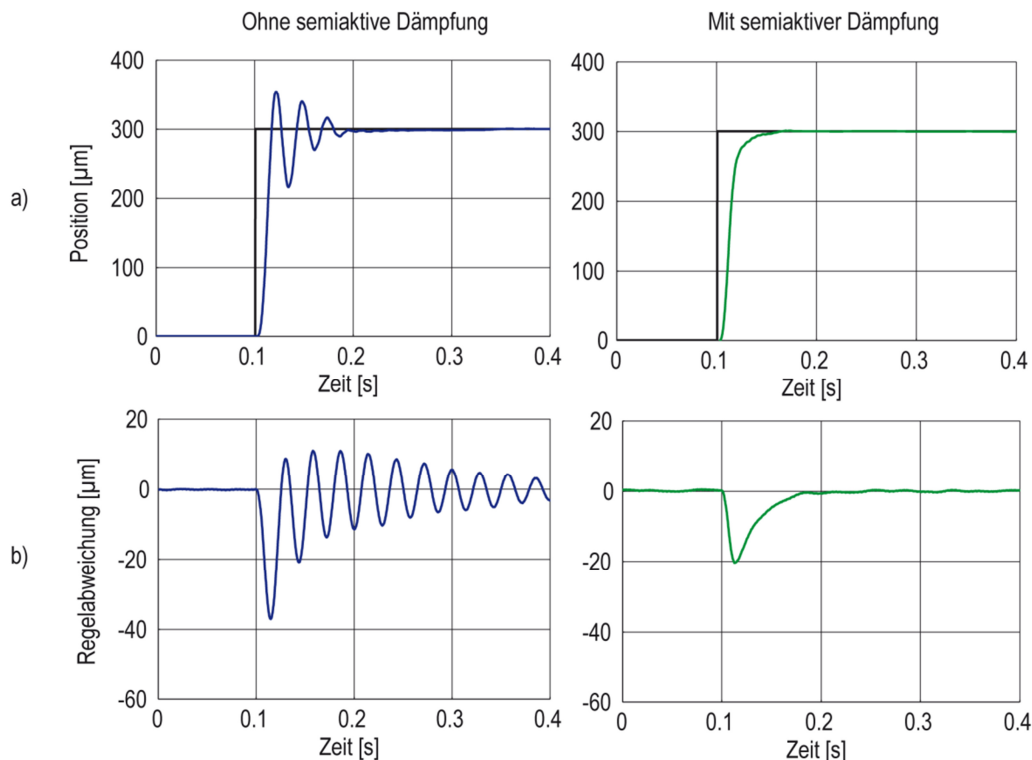


Bild 7.7: a) Lagesollwertsprung und b) Regelabweichung bei einer Störgrößensprung mit und ohne semiaktive Dämpfung bei $K_v = 80 \text{ 1/s}$

Bei dem Vorschubantrieb mit klassischer Kaskadenregelung kommt es aufgrund des hohen gewählten K_v -Faktors zu einem deutlichen Überspringen in der Position von mehr als $50 \mu\text{m}$. Im Gegensatz dazu wird durch den Einsatz der semiaktiven Dämpfung weiterhin ein überschwingungsfreier Einschwingvorgang erzielt. Die hierfür erforderliche Einschwingzeit ist mit $0,08 \text{ s}$ deutlich geringer, was einem verbesserten Beschleunigungsvermögen entspricht. Ein ähnliches Verhalten ergibt sich auch für den Fall externer Anregungen. Ebenfalls in Bild 7.7 dargestellt sind die Auswirkungen einer sprunghaft auf den Maschinentisch eingeleiteten Störkraft von 1000 N . Die auftretende Regelabweichung fällt durch die Kombination aus semiaktiver Dämpfung und gesteigertem K_v -Faktor deutlich geringer aus und klingt wesentlich schneller ab.

Wie die Messungen gezeigt haben, führt der Einsatz der motorischen Bremse zur semiaktiven Dämpfung zu einer ganzheitlichen Verbesserung von Führungs- und Störverhalten. Die durchgeführten Messungen am Versuchsstand bestätigen dabei die theoretischen und simulativen Betrachtungen in den vorangegangenen Kapiteln in vollem Umfang. Die vereinfachte Annahme eines linearen Übertragungsverhaltens hat sich auch bei den

praktischen Untersuchungen bewahrheitet. Trotz des nichtlinearen Stelleingriffes können damit weiterhin die klassischen Methoden der Frequenz- und Zeitbereichsanalyse für die Parametrierung der Kaskadenregelung zum Einsatz kommen. Die semiaktive Dämpfung bietet dabei einen zusätzlichen Freiheitsgrad für die Einstellung der Systemdämpfung und kann entsprechend den Anforderungen über den Einstellparameter K_d angepasst werden.

7.3 Dynamiksteigerung durch reibungsbasierte Dämpfung

Die Funktionsweise und Wirkung der semiaktiven Dämpfung konnte durch den Einsatz der motorischen Bremse vollständig nachgewiesen werden. In einem nächsten Schritt soll aufgezeigt werden, inwieweit die entwickelten reibungsbasierten Aktoren geeignet sind, um das dynamische Verhalten von Vorschubantrieben zu verbessern.

7.3.1 Einsatz elektrohydraulisch betätigte Bremse

Für den Einsatz der elektrohydraulisch betätigten Bremseinheit wurde der Versuchstand mit einer maximalen Lastmasse von 1200 kg betrieben. Die erste Eigenfrequenz liegt in diesem Fall bei etwa 36 Hz, was einen ausreichenden Abstand zu der Eckfrequenz der eingesetzten Aktorik gewährleistet. Bild 7.8 zeigt den gemessenen Mechanikfrequenzgang mit und ohne semiaktive Dämpfung.

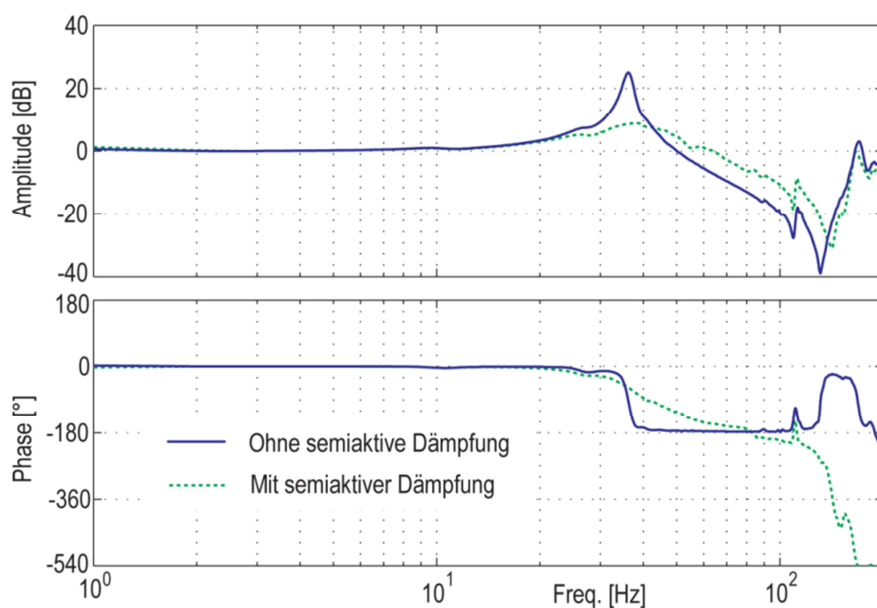


Bild 7.8: Mechanikfrequenzgang mit und ohne semiaktive Dämpfung – EHB

Wie bereits bei der motorischen Bremse, zeigt sich auch bei dem Einsatz der elektrohydraulisch betätigten Bremseinheit eine erhebliche Verbesserung des Dämpfungsverhaltens. Durch die bedarfsgerechte Einbringung einer Reibkraft konnte die Amplitude um 18 dB gesenkt und gleichzeitig die 90°-Eckfrequenz angehoben werden. Wie die Stabilitätsuntersuchungen gezeigt haben, lässt sich in diesem Fall die Bandbreite bei gleichbleibender Amplitudenreserve verdoppeln /76/. Die Folge davon ist eine deutliche Verbesserung des dynamischen Verhaltens.

Mit der elektrohydraulisch betätigten Bremseinheit wurden zahlreiche Messungen im Frequenz- und Zeitbereich durchgeführt, wobei sich dasselbe vorteilhafte Verhalten wie beim Einsatz der motorischen Bremse ergab. Bild 7.9 zeigt beispielhaft die Antwort auf einen Lagesollwertsprung mit und ohne semiaktive Dämpfung.

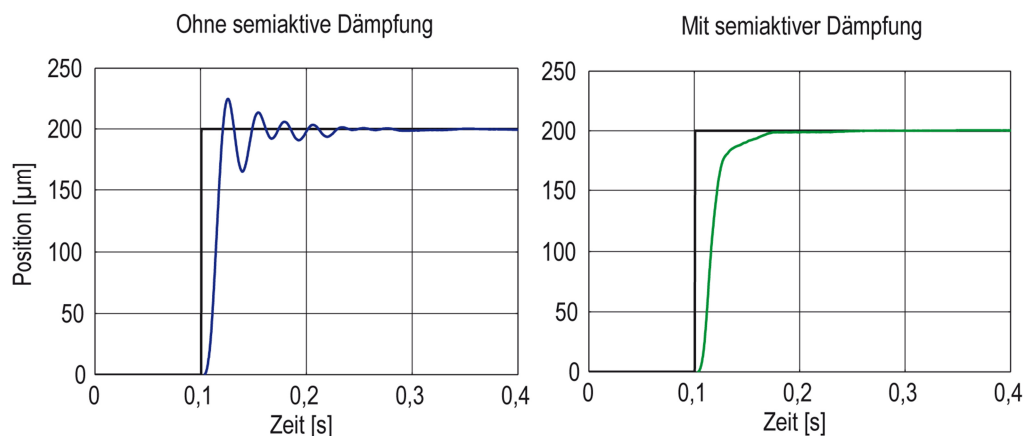


Bild 7.9: Sprungantwort mit und ohne semiaktive Dämpfung bei $K_v = 70 \text{ l/s}$

Während es ohne semiaktive Dämpfung zu einem Überschwingen von mehr als 10 % des Sollwertes kommt, wird durch die bedarfsgerechte Ansteuerung der EHB dem Antriebssystem gezielt Energie entzogen und so ein Überschwingen verhindert. Die Betrachtung des Störverhaltens in Bild 7.10 gibt dabei Aufschluss über die Wirkungsweise der semiaktiven Dämpfung und das Zusammenspiel von Servomotor und elektrohydraulischer Bremseinheit. Hierzu wurde während einer Fahrt mit konstanter Vorschubgeschwindigkeit von 300 mm/min eine Kraft auf den Maschinentisch eingeleitet. Die sprunghafte Einleitung der Störkraft führt dabei zu einer breitbandigen Anregung des Vorschubantriebs. Der bedarfsgerechte Eingriff der elektrohydraulischen Bremse verhindert in diesem Fall jedoch ein Aufklingen von Schwingungen. Die Steigerung des K_v -Faktors bewirkt ihrerseits eine schnelle Kompensation der Regelabweichung, was letzt-

lich zu einer ganzheitlichen Verbesserung des Störverhaltens führt. Die Richtung der eingeleiteten Kraft entscheidet in diesem Fall darüber, ob die erste oder die zweite Halbschwingung durch den zusätzlichen Stelleingriff gedämpft wird. Entsprechend unterscheidet sich auch die Amplitude der Dämpfungskraft bzw. die auftretende Regelabweichung. Ein gut gedämpfter Ausschwingvorgang wird dabei in jedem Fall sichergestellt.

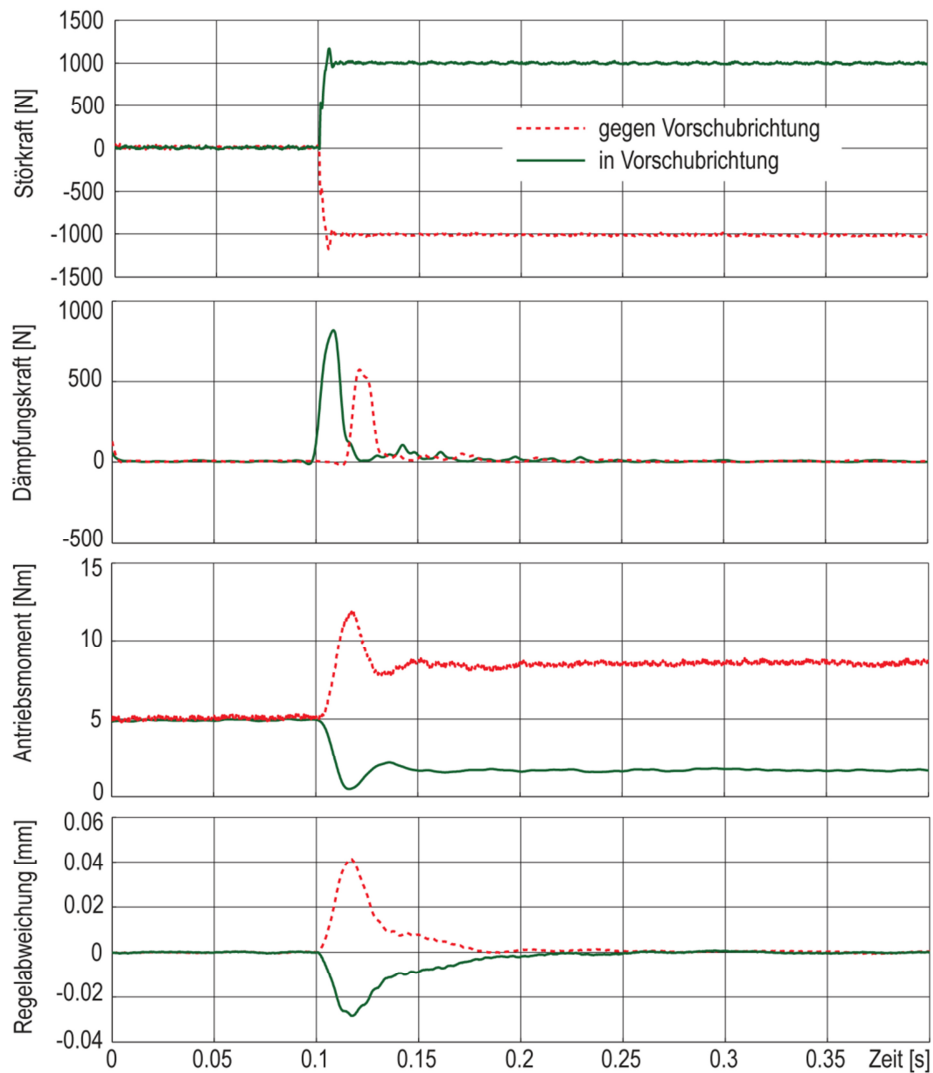


Bild 7.10: Untersuchung zum Störverhalten des Vorschubantriebs mit EHB

Welches Potential das verbesserte dynamische Verhalten birgt, erweist sich am besten bei der Betrachtung des Vorschubantriebs unter realen Betriebsbedingungen. Bild 7.11 zeigt eine Verfahrbewegung mit Eilganggeschwindigkeit für unterschiedliche Maximalwerte des eingeleiteten Rucks.

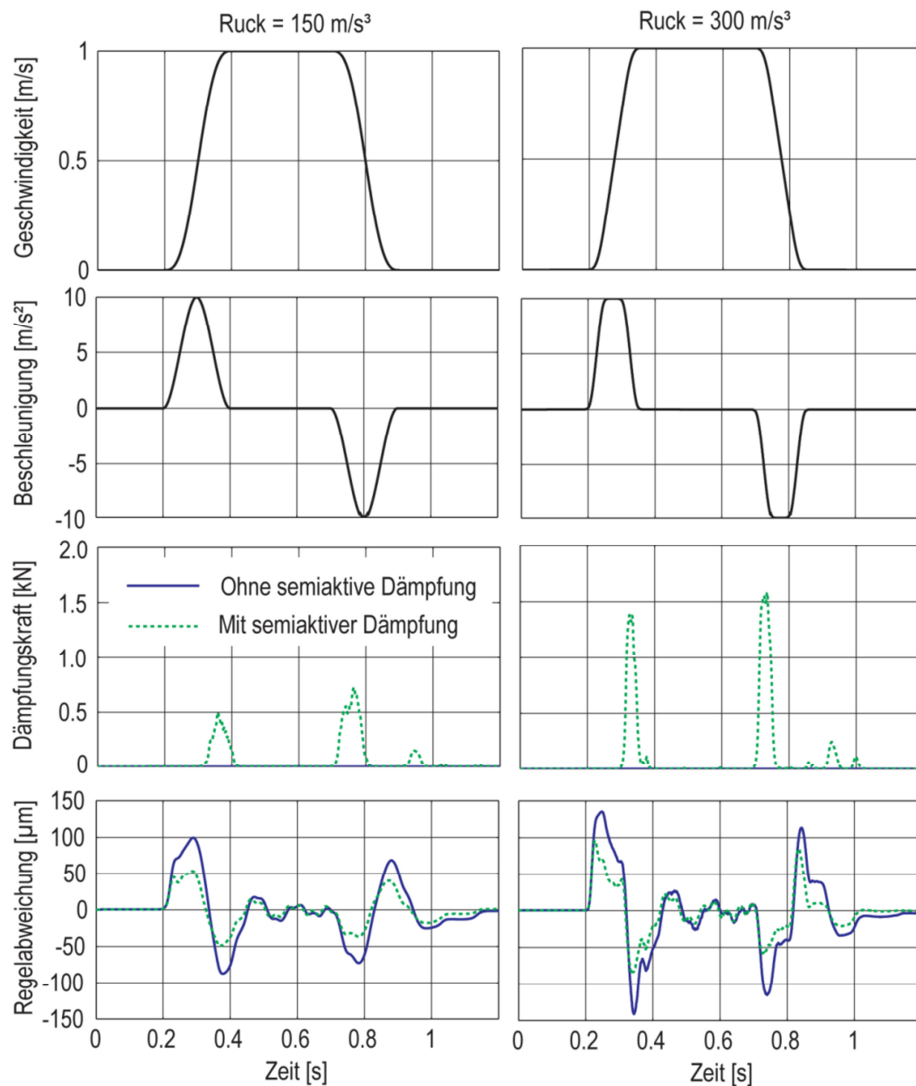


Bild 7.11: Eilgangfahrt mit und ohne semiaktive Dämpfung und unterschiedlichen Maximalwerten für den Ruck

Wie zu erkennen ist, kann durch den Einsatz der semiaktiven Dämpfung eine wesentliche Verbesserung des dynamischen Verhaltens erreicht werden. Die Regelabweichung zwischen Soll- und Istposition des Maschinentisches fällt bei gleichem Ruck deutlich geringer aus. Gleichzeitig besteht die Möglichkeit, die Bearbeitungsdauer bei konstanter Bearbeitungsqualität zu verkürzen. Im vorliegenden Fall konnte der maximale Ruck bei gleichbleibender Regelabweichung verdoppelt werden. Die Folge davon ist eine wesentliche Verkürzung der Bearbeitungsdauer, insbesondere bei Anwendungen, die eine hohe Anzahl an Beschleunigungsvorgängen erfordern. In Bild 7.11 ist ebenfalls der selektive und zeitlich begrenzte semiaktive Stelleingriff zu erkennen. Die Dissipation von

Schwingungsenergie durch den elektrohydraulischen Aktor ist auf einzelne Phasen begrenzt, bei denen der Ruck zu einer nennenswerten Anregung des mechanischen Systems führt. Trotz der großen bewegten Massen und des hohen eingeleiteten Rucks wird dabei eine maximale Bremskraft von 1600 N nicht überschritten. In Phasen konstanter Geschwindigkeit und Beschleunigung ist ein Eingriff hingegen nicht erforderlich.

7.3.2 Einsatz elektromagnetisch betätigte Bremse

Abschließend soll die entwickelte, elektromagnetisch betätigte Bremseinheit für die Umsetzung der semiaktiven Dämpfung zum Einsatz kommen. Um nicht an die Grenzen der maximal erreichbaren Bremskraft von 1300 N zu stoßen, wurde für die Untersuchungen die Tischmasse auf 600 kg reduziert. Bild 7.12 zeigt für diese Konfiguration den gemessenen Mechanikfrequenzgang mit und ohne semiaktive Dämpfung.

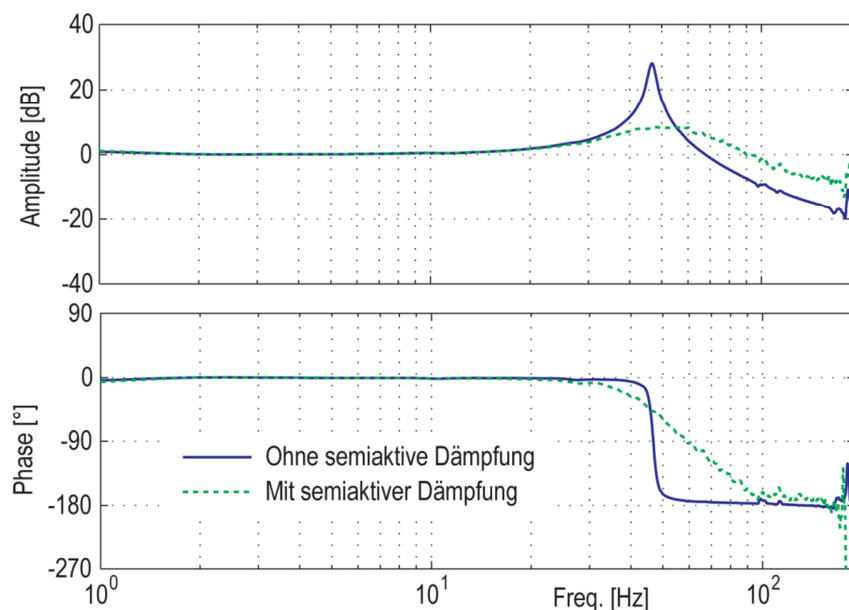


Bild 7.12: Mechanikfrequenzgang mit und ohne semiaktive Dämpfung – EMB

Trotz der nunmehr deutlich höheren Eigenfrequenz lässt sich aufgrund der guten dynamischen Eigenschaften der EMB auch weiterhin das gewünschte Dämpfungsverhalten erzielen. Sowohl die Anhebung der 90°-Eckfrequenz als auch die Reduzierung der Amplitudenüberhöhung sind deutlich zu erkennen. Das verbesserte Stabilitätsverhalten zeigt sich bei der Betrachtung des offenen Lageregelkreises im Bode-Diagramm in Bild 7.13.

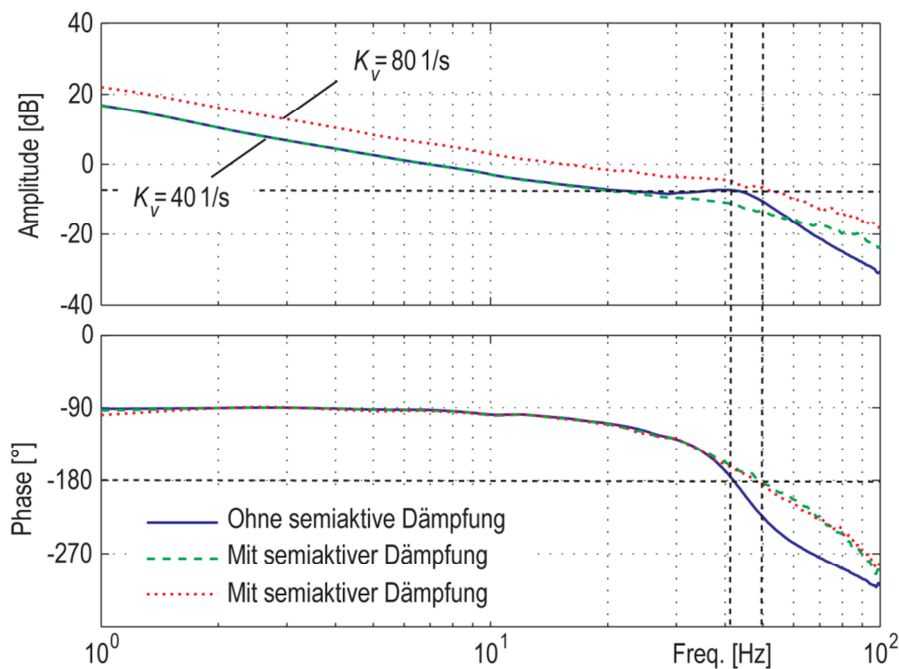


Bild 7.13: Stabilitätsbetrachtung am offenen Lageregelkreis beim Einsatz der EMB

Für den klassischen Betriebszustand ohne semiaktive Dämpfung ergibt sich bei der geforderten Amplitudenreserve von 8 dB ein K_v -Faktor von 40 1/s. Durch den Einsatz der elektromagnetisch betätigten Bremsseinheit lässt sich der K_v -Faktor bei gleichbleibend robuster Reglereinstellung auf 80 1/s steigern. Damit konnte auch in diesem Fall eine Steigerung der Lageregelbandbreite um 100 % und damit eine erheblichen Verbesserung des dynamischen Verhaltens erreicht werden. Dies geht auch aus der Betrachtung des Führungsfrequenzgangs in Bild 7.14 hervor. Deutlich zeigt sich hierbei die erweiterte Bandbreite des Vorschubantriebs mit semiaktiver Dämpfung. Ebenfalls in Bild 7.14 dargestellt ist der gemessene Führungsfrequenzgang mit Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvorsteuerung. Wie bereits bei den Betrachtungen in Kapitel 5 angesprochen, kann das Prinzip der Vorsteuerung losgelöst von der semiaktiven Dämpfung betrachtet werden. Dabei werden weder die Wirkungsweise noch die Parametrierung von Vorsteuer- und Kompensationsverfahren, beispielsweise die der Hysteresekompensation, durch den semiaktiven Stelleingriff beeinflusst. Entsprechend kann auch die Inbetriebnahme solcher zusätzlicher Funktionen in unveränderter und erprobter Weise erfolgen.

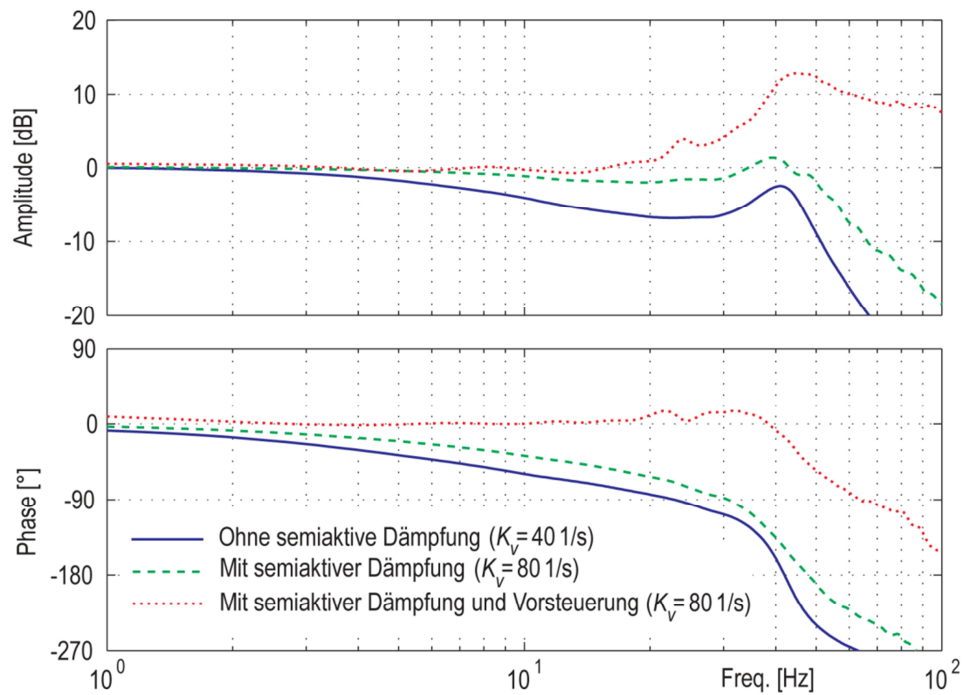


Bild 7.14: Gemessener Führungsfrequenzgang mit und ohne semiaktive Dämpfung

Bild 7.15 zeigt den gemessenen Nachgiebigkeitsfrequenzgang und die erreichte Verbesserung durch den Einsatz der elektromagnetisch betätigten Bremsseinheit. Auch in diesem Fall konnte das Nachgiebigkeitsverhalten bei der Eigenfrequenz entscheidend verbessert werden.

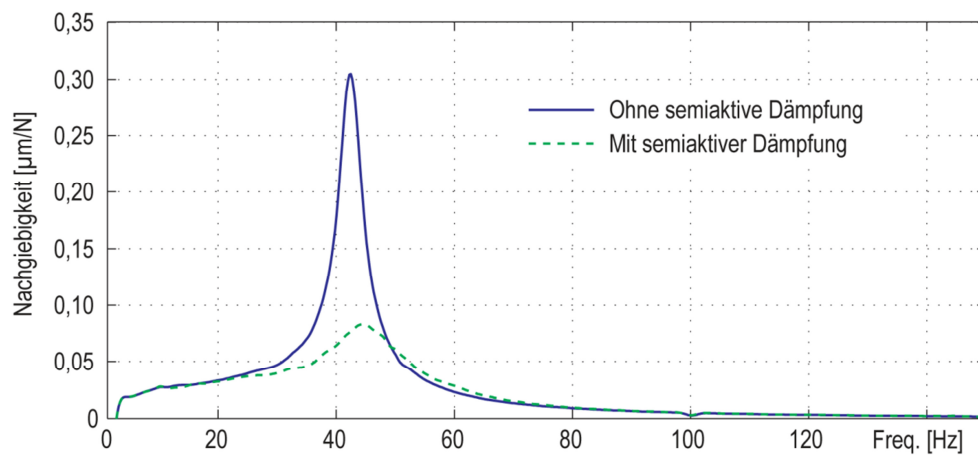


Bild 7.15: Nachgiebigkeitsfrequenzgang mit und ohne semiaktive Dämpfung bei identischer Verstärkung im Lageregelkreis

Die Folge ist eine geringere Schwingungsneigung sowie ein schnelleres Abklingen von Regelabweichungen, was sich wesentlich auf die Qualität der Vorschubbewegung im realen Betrieb auswirkt. Bild 7.16 gibt Aufschluss über das Folgeverhalten des Vorschubantriebs während einer dynamischen Verfahrbewegung mit und ohne semiaktive Dämpfung. In beiden Fällen wurde eine Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvorsteuerung mit identischen Parametern eingesetzt.

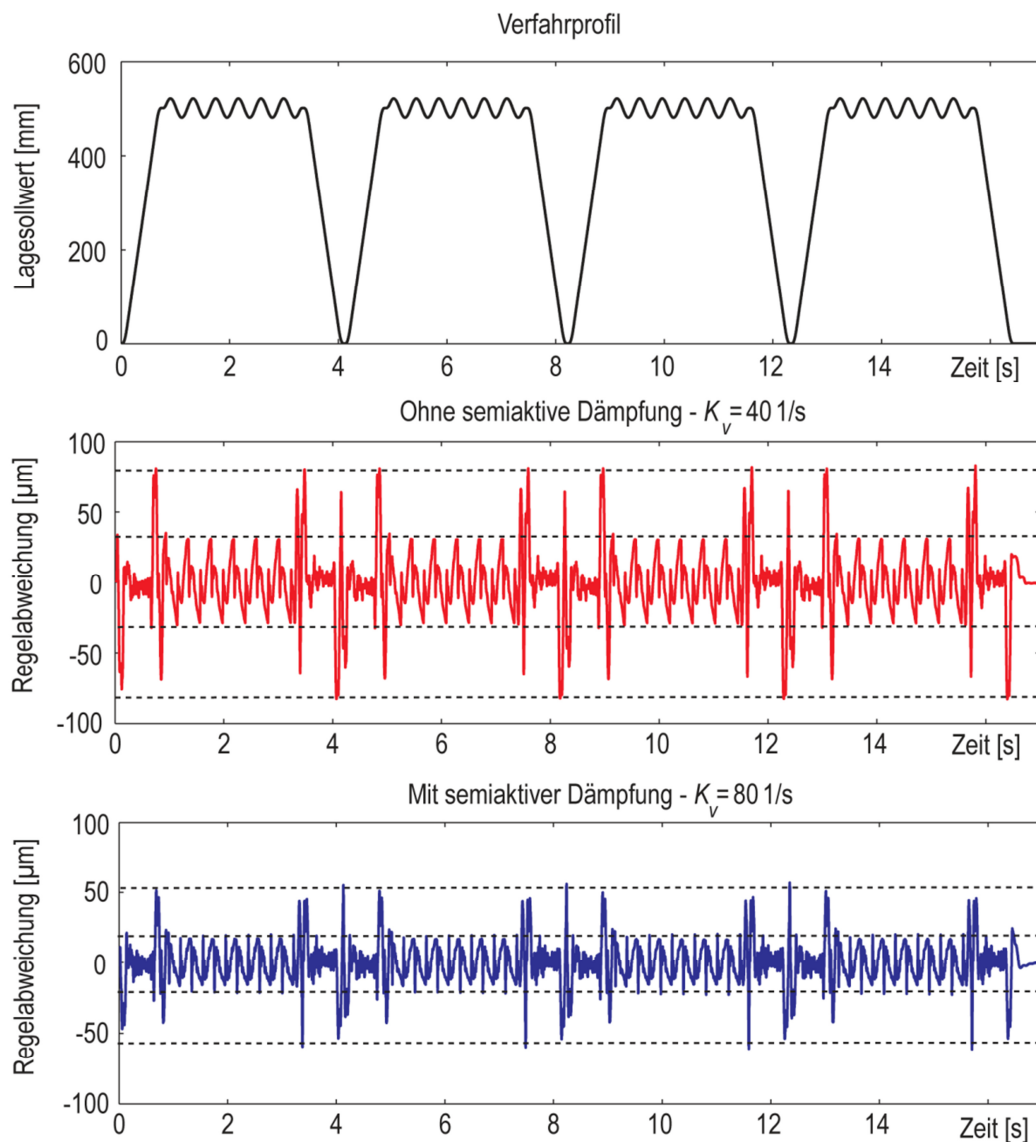


Bild 7.16: Regelabweichung für ein Verfahrprofil mit und ohne semiaktive Dämpfung und identischer Vorsteuerung

Bei dem Verfahrsprofil in Bild 7.16 handelt es sich um eine Testtrajektorie mit unterschiedlichen Bewegungszyklen: lange Verfahrbewegungen mit Eilganggeschwindigkeit und maximaler Beschleunigung und kurze, dynamische Verfahrbewegungen als Abbildung realer Bearbeitungsprozesse. Wie zu erkennen ist, konnte durch die erweiterte Bandbreite und das verbesserte Störverhalten die Regelabweichung maßgeblich reduziert werden. Ebenfalls untersucht wurde in diesem Zusammenhang der Einfluss des verbesserten Beschleunigungsvermögens auf die Bearbeitungsdauer. Im vorliegenden Fall war es möglich, durch eine Erhöhung des Rucks das gleiche Verfahrsprofil bei unveränderter Genauigkeit in weniger als 15 Sekunden zu absolvieren. Dies entspricht einer Verkürzung der Bearbeitungsdauer von annähernd 15 %, wobei für Bewegungsprofile mit geringerem Anteil an Eilangfahrten noch eine weitaus größere Einsparung zu erwarten ist.

7.4 Bewertung der Messergebnisse

Im Rahmen der Arbeit wurden umfangreiche Messungen im Frequenz- und Zeitbereich zu dem dynamischen Verhalten von Vorschubantrieben durchgeführt. Der Auszug der Messungen in den vorangegangenen Abschnitten zeigt dabei das Potential der vorgestellten Methode. Hierbei konnte sowohl für die entwickelten mechanischen Bremsen, als auch für die eingesetzte motorische Bremse eine ganzheitliche Verbesserung von Führungs- und Störverhalten nachgewiesen werden. Durch den Einsatz der elektromagnetisch und elektrohydraulisch betätigten Bremsen konnte der K_v -Faktor jeweils um 100 % gesteigert werden. Im Falle der motorischen Bremse wurde sogar eine Steigerung der Lageregelbandbreite von 130 % erreicht. Die durchgeführten Messungen spiegeln dabei sowohl die Wirkungsweise, als auch das erhebliche Verbesserungspotential der semiaktiven Dämpfung von Vorschubantrieben wieder. Durch eine zielgerichtete und bedarfsgerechte Anpassung der Dämpfung konnte

- das Beschleunigungsvermögen,
- die erreichbare Genauigkeit,
- sowie die dynamische Störsteifigkeit

deutlich verbessert, und damit die Leistungsfähigkeit des betrachteten Vorschubantriebs maßgeblich gesteigert werden.

Im Rahmen der Messungen wurde weiterhin untersucht, welcher energetische Aufwand erforderlich ist, um ein verbessertes dynamisches Verhalten sicherzustellen. Hierzu wurden unterschiedliche Verfahrsprofile mit und ohne semiaktive Dämpfung durchgeführt und eine entsprechende Energiebilanz aufgestellt. Bild 7.17 zeigt exemplarisch die anteilige, mechanische Verlustleistung für das Verfahrsprofil aus Bild 7.16 mit semiaktiver Dämpfung.

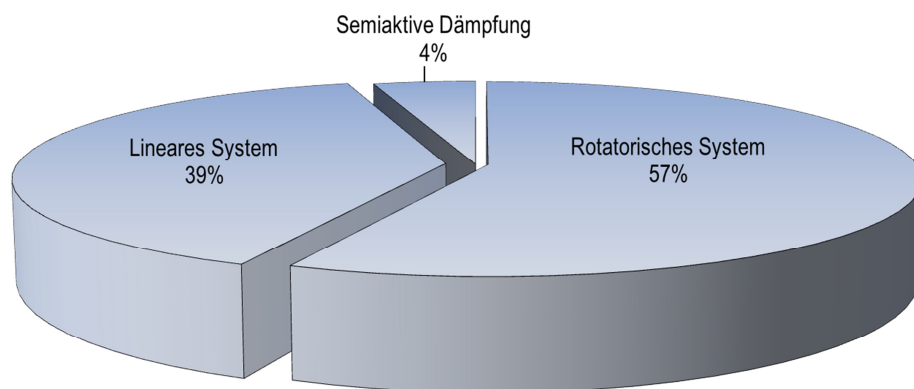


Bild 7.17: Anteilige mechanische Verlustleistung für das Verfahrsprofil aus Bild 7.16 mit semiaktiver Dämpfung

Die gesamte, in dem mechanischen System umgesetzte Verlustleistung wurde dabei auf Basis gemessener Zustandsgrößen bestimmt und in einen linearen Anteil, einen rotatorischen Anteil, sowie den Anteil der semiaktiven Dämpfung aufgeteilt. Der rotatorische Anteil umfasst dabei sämtliche, im rotatorischen Zweig anfallenden Verluste wie die Reibung in den Motor- und Spindellagern oder die des Kugelgewindetriebs. Der lineare Anteil beinhaltet in erster Linie die Reibungsverluste von Linearführung, Anbauteilen und Kabelschlepp. Wie aus Bild 7.17 hervorgeht, ist der prozentuale Anteil der erforderlichen Dämpfungsleistung äußerst gering. Im vorliegenden Fall beträgt der Anteil trotz dynamischer Verfahrbewegung und einer Verdopplung der Lageregelbandbreite gerade einmal 4 % der mittleren Gesamtverlustleistung, was einem Wert von etwa 20 W entspricht. Durch das verbesserte dynamische Verhalten lässt sich die Bearbeitungszeit reduzieren und damit auch die Einsatzdauer energieintensiver Nebenaggregate. Entsprechend führt der Einsatz der semiaktiven Dämpfung nicht zwangsläufig zu einer erhöhten Verlustleistung, sondern kann bei ganzheitlicher Betrachtung durchaus zu der Energieeffizienz moderner Produktionsmaschine beitragen. Bild 7.18 verdeutlicht noch einmal den zeitlich begrenzten Eingriff und die Wirkungsweise der semiaktiven Dämpfung. Der

dargestellte Verlauf der Stellgröße dient dabei als Maß für die in dem Antriebssystem vorhandene Schwingungsenergie.

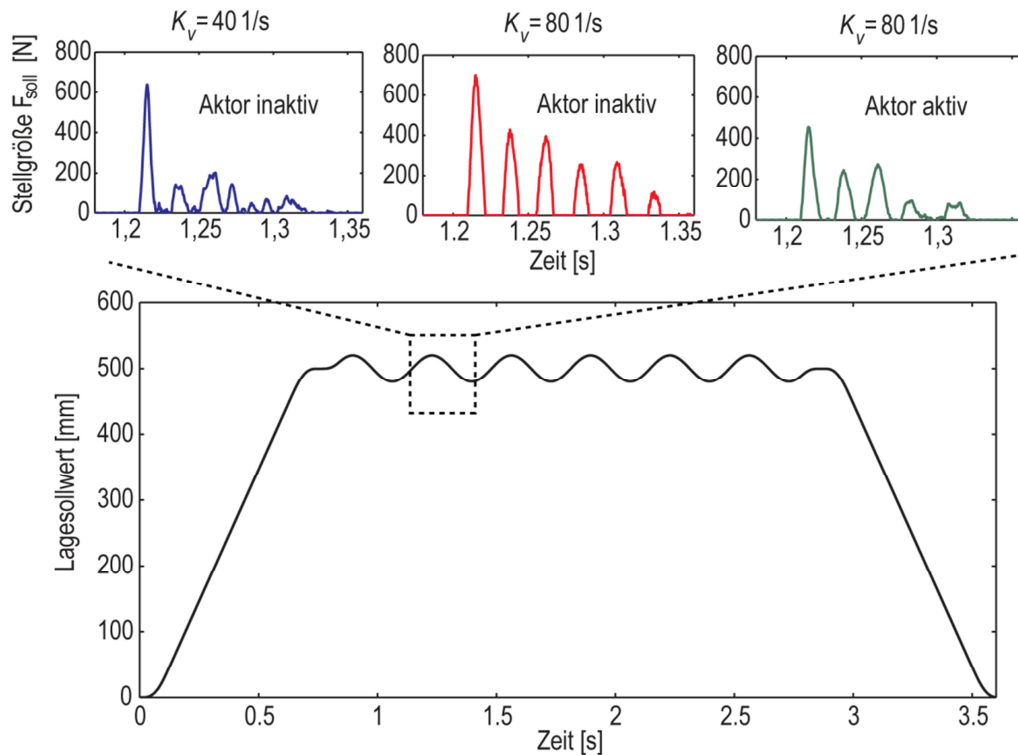


Bild 7.18: Funktionsprinzip semiaktive Dämpfung gemessen im realen Betrieb mit elektromagnetisch betätigter Bremse

Gut zu erkennen ist hierbei die Auswirkung der Lageregelkreisverstärkung auf die Anregung des Vorschubantriebs. Hohe Werte des K_v -Faktors führen bei den vorliegenden, dynamischen Beschleunigungsvorgängen zu einer Anregung des mechanischen Aufbaus. Die daraus resultierenden Schwingungsanteile sind der eigentlichen Vorschubbewegung überlagert und wirken sich negativ auf das Stabilitätsverhalten und die Qualität der Vorschubbewegung aus. Der Stelleingriff des zusätzlichen Aktors bewirkt in diesem Fall einen gezielten Abbau von Schwingungsenergie und verhindert so ein Aufklingen von Schwingungen. Die hierfür erforderliche Dämpfungsenergie ist äußerst gering, sodass im vorliegenden Fall die effektive Leistung der elektromagnetischen Bremseinheit ausreicht, um einen dauerhaften Betrieb mit beliebigen Verfahrensprofilen sicherzustellen. Thermische Einflüsse durch den zusätzlichen, semiaktiven Stelleingriff konnten dabei auch im Rahmen von Langzeituntersuchungen nicht festgestellt werden. Faktoren wie Erwärmung oder Verschleiß, wie sie im Zusammenhang mit Bremsen häufig eine Rolle

spielen, sind bei der vorliegenden Anwendung von untergeordneter Bedeutung. Wie gezeigt werden konnte, ist der energetische Aufwand für die Umsetzung der semiaktiven Dämpfung äußerst gering. Zugleich bietet die Methode ein erhebliches Verbesserungspotential für das dynamische Verhalten von Vorschubantrieben.

Auch bei der praktischen Umsetzung hat sich die Methode der semiaktiven Dämpfung als äußerst robust erwiesen. Im Rahmen der durchgeführten Messungen wurden Achskonfigurationen mit unterschiedlicher Tischposition und Lastmasse untersucht, wobei stets eine deutliche Verbesserung durch den Einsatz der semiaktiven Dämpfung erzielt werden konnte. Bild 7.19 zeigt exemplarisch den Einfluss der Lastmasse auf die Wirksamkeit der semiaktiven Dämpfung. Als Vergleich dient wie bereits in Abschnitt 5.3 die klassische Kaskadenregelung ohne semiaktive Dämpfung.

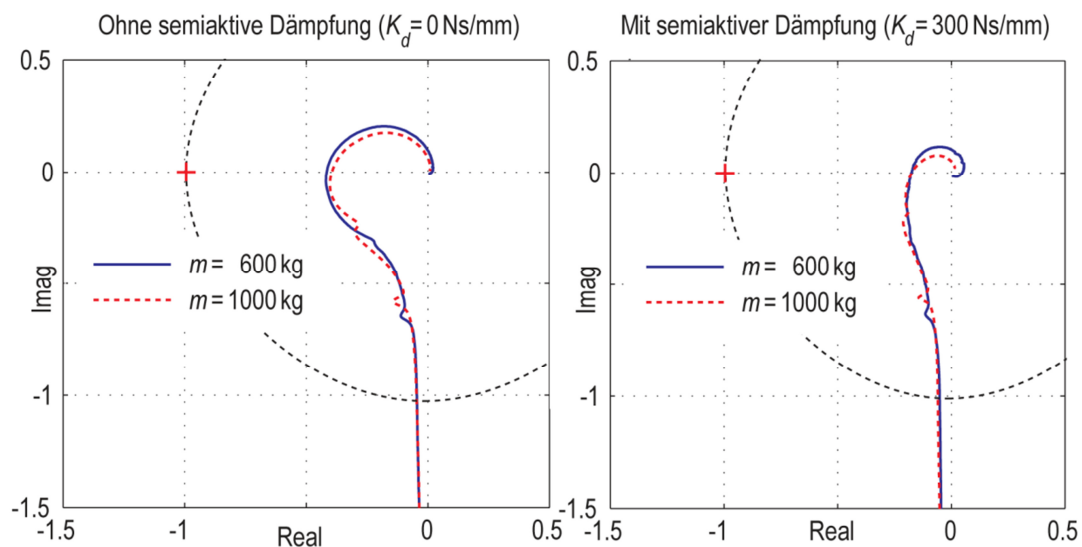


Bild 7.19: Einfluss einer veränderlichen Lastmasse auf die Stabilitätsreserve im offenen Lageregelkreis

Trotz eines konstanten K_d -Faktors ist der erzielte Dämpfungseffekt bei beiden Lastmassen nahezu identisch. Die Sensitivität gegenüber Veränderungen der mechanischen Übertragungsstrecke ist daher äußerst gering. Ebenfalls untersucht wurde der Einfluss veränderlicher Reibkoeffizienten bei dem Einsatz der reibungsbasierten Aktoren. Dabei konnte bei Messungen mit trockener und geölter Linearführung kein signifikanter Unterschied in der Wirkungsweise festgestellt werden, was im Einklang mit den simulativen Voruntersuchungen in Abschnitt 5.3 steht.

Die versuchstechnische Umsetzung der semiaktiven Dämpfung an einem Vorschubantrieb für Werkzeugmaschinen hat zu einer erheblichen Verbesserung des dynamischen Verhaltens geführt. Das vorgestellte Konzept besteht dabei durch eine ganzheitliche Verbesserung von Führungs- und Störverhalten, den geringen Energiebedarf sowie einer ausgezeichneten Robustheit. Ein weiterer, wesentlicher Vorteil der Methode ist die klassische Vorgehensweise bei der Inbetriebnahme und Parametrierung der Regelkaskade. Trotz des zusätzlichen Stelleingriffs kann auf etablierte Verfahren und Einstellregeln zurückgegriffen werden. Der Einstellparameter K_d der semiaktiven Dämpfung bietet dabei einen zusätzlichen Freiheitsgrad für die Anpassung der Dämpfung des elektromechanischen Vorschubantriebs. Der entscheidende Faktor für die Wirksamkeit der vorgestellten Methode ist letztlich das dynamische Verhalten und die Leistungsfähigkeit des eingesetzten Dämpfungsaktors. In der vorliegenden Arbeit wurden verschiedene Aktoren für die Umsetzung der semiaktiven Dämpfung vorgestellt. Dabei konnte die Wirkungsweise für sämtliche Aktoren unter industrienahen Bedingungen nachgewiesen werden. Bild 7.20 gibt nochmals einen Überblick über die Vor- und Nachteile der unterschiedlichen Aktorkonzepte und eine Empfehlung für mögliche Einsatzgebiete.

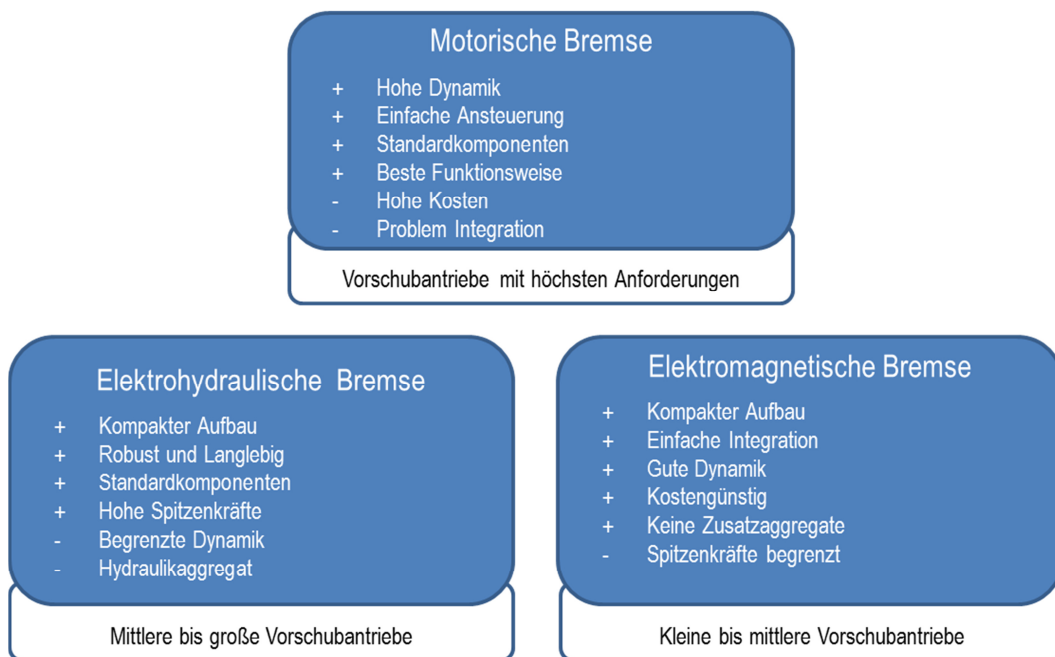


Bild 7.20: Bewertung der unterschiedlichen Aktorkonzepte und Einsatzmöglichkeiten im industriellen Umfeld

8 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde ein neuer Ansatz für die Verbesserung des dynamischen Verhaltens elektromechanischer Vorschubantriebe vorgestellt. Ein zusätzlicher, semiaktiver Aktor mit hoher Integrationsfähigkeit ermöglicht dabei eine bedarfsgerechte Anpassung der Systemdämpfung. Im Zusammenspiel mit der klassischen Kaskadenregelung ergibt sich eine wesentliche Verbesserung von Führungs- und Störverhalten und damit eine Steigerung der Leistungsfähigkeit elektromechanischer Vorschubantriebe. Die Funktions- und Wirkungsweise der semiaktiven Dämpfung wurde theoretisch hergeleitet und durch umfangreiche Messungen an einem industriellen Vorschubantrieb nachgewiesen. Dabei konnte eine erhebliche Verbesserung der dynamischen Störsteifigkeit und eine Steigerung der Lageregelbandbreite von mehr als 100 % erreicht werden.

Neben einem hohen Verbesserungspotential zeichnet sich die Methode der semiaktiven Dämpfung durch eine einfache Umsetzbarkeit und geringe Zusatzkosten aus. Der zielgerichtete und energetisch sinnvolle Einsatz des Dämpfungsaktors bewirkt dabei eine ganzheitliche Verbesserung des Regelverhaltens, ohne dass dies zu Einbußen bei der Robustheit führt. Der semiaktive Stelleingriff erfolgt auf Basis aktueller Zustandsgrößen und ist beschränkt auf Zeitabschnitte, in denen der Vorschubantrieb an die Grenzen seiner dynamischen Leistungsfähigkeit belastet wird. Im überwiegenden Betriebsbereich hingegen, ist ein Eingriff durch den zusätzlichen Aktor nicht erforderlich, was eine effiziente Wirkungsweise gewährleistet.

Der Einsatz der semiaktiven Dämpfung und die dadurch gesteigerte Leistungsfähigkeit von Vorschubantrieben haben einen nennenswerten Einfluss auf die Produktivität moderner Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen. Dabei kann die Methode eingesetzt werden um

- die Bearbeitungsdauer zu verkürzen,
- die Bearbeitungsqualität zu steigern
- und das Dämpfungsverhalten zu verbessern

bzw. entsprechend den jeweiligen Kundenanforderungen anzupassen. Vorstellbar ist auch eine prozessabhängige Anpassung der Eigenschaften, beispielsweise durch unterschiedliche Einstellparameter für die Schrupp- und Schlichtbearbeitung. In vielen Fällen ist es bereits ausreichend, die vorgestellte Methode auf einzelne, stark belastete Vor-

schubachsen anzuwenden und dadurch die Produktivität einer Gesamtmaschine zu steigern. Der finanzielle Mehraufwand ist in diesem Fall besonders gering und vor dem Hintergrund einer gesteigerten Leistungsfähigkeit vernachlässigbar. Das hohe Verbesserungspotential und die flexible Anwendbarkeit der Methode führen zu einer Produktivitätssteigerung und damit zu einem Wettbewerbsvorteil für Maschinenhersteller und Anwender.

In einem nächsten Schritt soll die Methode der semiaktiven Dämpfung in einer realen Werkzeugmaschine umgesetzt werden. Ein wichtiges Thema hierbei ist die Integration der erforderlichen Funktionalität in eine kommerzielle Steuerung. Aufgrund der Einfachheit des Regelkonzeptes und der geringen Anforderungen an die Abtastzeit kann hierzu auf bereits vorhandene Funktionsbausteine und Erweiterungsfunktionen zurückgegriffen werden. Ein weiterer Schwerpunkt ist die Entwicklung von kompakten und industrietauglichen Dämpfungsaktoren bzw. die Optimierung der bereits aufgebauten Prototypen. In diesem Zusammenhang sind zu nennen:

- Die Entwicklung eines anwendungsorientierten hydraulischen Bremsesementes mit integrierter Ventiltechnik und hoher Dynamik
- die Entwicklung eines leistungsfähigen elektromagnetisch betätigten Bremsesementes mit erweiterter Spitzenkraft
- sowie die Entwicklung alternativer, elektrischer und mechanischer Bremsen für die Umsetzung der semiaktiven Dämpfung.

Dabei stehen neben der Erweiterung der Leistungsfähigkeit insbesondere das Langzeitverhalten sowie die Auswirkung äußerer Einflüsse im Vordergrund. Abschließend sei erwähnt, dass sich die Methode der semiaktiven Dämpfung grundsätzlich auf beliebige lineare und rotatorische Antriebssysteme sowohl im Werkzeugmaschinenbereich als auch in anderen technischen Bereichen übertragen lässt.

Literatur

- /1/ Groß, H.; Hamann, J.;
Wiegärtner, G.: Elektrische Vorschubantriebe in der
Automatisierungstechnik.
Publicis Corporate Publishing, Erlangen, 2006
- /2/ Weck, M.: Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme Band 3.2
Automatisierung und Steuerungstechnik 2.
VDI Verlag, Düsseldorf, 1995
- /3/ Tomizuka, M.: Zero Phase Error Tracking Algorithm for Digital
Control.
Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control
Vol. 109/65, 1987
- /4/ Boerlage, M.; Steinbuch,
M.; Tousain, R.: Refernece Trajectory Relevant Jerk Derivative
Feedforward Control of Motion Systems.
Control of Precision Systems - Advance Control
Techniques, 2004
- /5/ Frey, S.; Dadalau, A.;
Verl, A.: Expedient modeling of ball screw feed drives.
Production Engineering Vol.6/2, 2012
- /6/ Okwudire, C.; Altintas, Y.: Hybrid modeling of ball screw drives with coupled
axial, torsional, and lateral dynamics.
Journal of Mechanical Design 131, 2009
- /7/ Whalley, R.; Abdul-
Ameer, A.; Ebrahimi, M.: Machine tool modelling and profile following
performance.
Applied Mathematical Modelling Vol. 32/11, 2008
- /8/ Zaeh, M.; Oertli, T.: Finite element modelling of ball screw feed drive
systems.
Annals of CIRP Vol. 53/1, 2004

- /9/ Weck, M.; Brecher, M.: Werkzeugmaschinen 3 - Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose. Springer, Berlin, 2006
- /10/ Pritschow, G.: Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Industrieroboter. Vorlesungsskript, Universität Stuttgart, 2004
- /11/ Pritschow, G.: A Comparison of Linear and Conventional Electromechanical Drives. Annals of CIRP Vol. 47/2, 1998
- /12/ Ziegler, G. J.; Nichols, B N.; Rochester, Y. N.: Optimum Settings for Automatic Controllers. ASME 64, 1942
- /13/ N.N., : Prüfregeln für Werkzeugmaschinen Teil 4: Kreisformprüfung für numerisch gesteuerte Werkzeugmaschinen. DIN ISO 230-4, 2001
- /14/ Symens, W.; Van Brussel, H.; Swevers, J.: Gain-scheduling control of machine tools with varying structural flexibility. Annals of CIRP Vol. 53/1, 2004
- /15/ Weck, M.: Werkzeugmaschinen, Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose. Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 1995
- /16/ Altintas, Y.; Verl, A.; Brecher, C.; Uriarte, L.; Pritschow, G.: Maschine Tool Feed Drives. Annals of CIRP Vol. 60, 2011

- /17/ Brecher, C.: Vergleichende Analyse von Vorschubantrieben für Werkzeugmaschinen.
Dissertation, RWTH Aachen, 2002
- /18/ Pritschow, G.: Angewandte Regelungstechnik.
Vorlesungsskript, Universität Stuttgart, 2005
- /19/ Singer, N.; Seering, W.: Preshaping Command Inputs to Reduce System Vibration.
ASME Journal of Dynamic System Measurement and Control 112, 1990
- /20/ Dietmair, A.; Verl, A.: Drive Based Vibration Reduction for Production Machines.
Modern Machinery Science Journal 3(4), 2009
- /21/ Altintas, Y.; Khoshdarregi, M.: Contour error control of CNC machine tools with vibration avoidance.
Annals of CIRP Vol. 61/1, 2012
- /22/ Moser, S.: Hydrostatik noch in der Rolle des Aschenputtels.
Problem und Lösung 22, 2008
- /23/ Moseberg, R.: Mit hydrostatischer Kompaktführung Schwingungen dämpfen.
Konstruktionspraxis, 2007
- /24/ Klein, J.: Lineartechnik mit Rollenumlaufeinheit.
KE Komponenten und Systeme 12, 2007
- /25/ Santic, B.: Dämpfungsvorrichtung für Linear-Wälzlager-Führungen.
Patent-Nr. DE 42 34 844 C5, Deutschland, 15. Oct. 1992

- /26/ Osawa, N.; Kashiwagi, S.; Lineare Führungsvorrichtung.
Takasaki, G.: Patent-Nr. DE 37 42 965 A1, Deutschland, 18. Dec. 1987
- /27/ Chung, B.; Smith, S.; Active Damping of Structural Modes in High-Speed
Tlusty, J.: Machine Tools.
Journal of Vibration and Control 3, 1997
- /28/ Ehmann, C.; Nordmann, Gegenüberstellung von Reglerstrategien zur aktiven
R.: Schwingungsdämpfung am Beispiel einer
Werkzeugmaschine.
Adaptronic Congress 27.-28. April, 2004
- /29/ Brecher, C.; Manoharan, Strukturintegrierte, adaptronische
D.; Klein, W.: Kompensationsmodule für den Einsatz in
Strukturbauteilen spanender Werkzeugmaschinen.
Adaptronik für Werkzeugmaschinen, Shaker Verlag, 2010
- /30/ Weck, M.; Schulz, A.: Adaptiver Reibungsdämpfer.
wt Werkstattstechnik online 93 H.7/8, 2003
- /31/ Schulz, A.: Elektrohydraulisches aktives Dämpfungssystem für
Werkzeugmaschinenstrukturen.
Dissertation, RWTH Aachen, 2010
- /32/ Roseira, J.: Zum dynamischen Verhalten adaptierbarer Reibtilger
und Reibflächen mit Anwendungen an
Werkzeugmaschinen.
Dissertation, Universität Stuttgart, 2009
- /33/ Neugebauer, R.; Bucht, A.; Schwingungsreduktion mit Aktor-Sensor-Einheit.
Illgen, A.; Wittstock, V.: Werkstattstechnik online Jahrgang 97 (2007) H. 11/12,
2007

- /34/ Brecher, C.; Schulz, A.: Electrohydraulic Active Damping System.
Annals of CIRP Vol. 54/1, 2005
- /35/ Matsubara, A.; Kakino, Y.; Servo Performance Enhancement of High Speed Feed
Watanabe, Y.: Drives by Damping Control.
ASME Flexible Automation Conference, 2000
- /36/ Matsubara, A.; Lee, K.; Enhancement of Feed Drive Dynamics of NC Machine
Ibaraki, S.; Kakino, Y.; Tools by Actively Controlled Sliding Guideway.
Endo, M.: Japan Society Mechanical Engineering Vol. 47/1, 2004
- /37/ Brecher, C.; Heyers, C.: Gesteigerte Dynamik mit dem Einsatz redundanter
Achsen.
Werkstattstechnik online Jahrgang 101 (2011) H.1/2,
2011
- /38/ Braun, J.; Rupp, T.; Veas, Laserbearbeitungsmaschine mit redundanten Achsen.
D.: Patent-Nr. WO 2011/026486 A1, International, 10. Mar.
2001
- /39/ Pritschow, G.: Antriebssystem sowie Verfahren zur Bestimmung eines
solchen Antriebssystems.
Patent-Nr. DE 101 35 220 B4, Deutschland, 14. Juni
2007
- /40/ Lehner, W.-D.: Regelung von Vorschubachsen unter Verwendung der
Relativbeschleunigung.
Dissertation, Universität Stuttgart, 2004
- /41/ Künzel, S.: Verfahren und Reglungsstruktur zur Dämpfung von
niederfrequenten Lastschwingungen bei Antrieben mit
Motor und Last.
Patent-Nr. DE 101 37 496 A1, Deutschland, 14. März
2001

- /42/ Künzel, S.; Reichel, T.;
Schäfers, E.; Uhlich, A.: Verfahren zur Dämpfung mechanischer Schwingungen von Achsen von Werkzeugmaschinen, Produktionsmaschinen oder Robotern. Patent-Nr. DE 102 46 093 C1, Deutschland, 27. November 2003
- /43/ Künzel, S.; Schäfers, E.: Verfahren und Vorrichtung zur Dämpfung von niederfrequenten Lastschwingungen bei einem geregelten Antrieb. Patent-Nr. DE 103 40 400 A1, Deutschland, 21. April 2005
- /44/ N.N.: SINUMERIK 40D/810D Antriebsfunktionen (FBA) Ausgabe 05. Siemens AG, 2010
- /45/ Novotny, L.; Strakos, P.;
Vesely, J.; Dietmair, A.: Potential of state-feedback control for machine tool drives. MM Science Journal June, 2009
- /46/ Gordon, D.; Erkorkmaz, K.: Accurate Control of Ball Screw Drives using Pole-Placement Vibration Damping and Optimized Trajectory Prefiltering. ASPE Proceedings, 04.-09. Oktober, 2009
- /47/ Erkorkmaz, K.; Altintas, Y.: High Speed CNC system design. Part III: high speed tracking and contouring control of feed drives. International Journal of Machine Tools & Manufacture 41, 2001
- /48/ Altintas, Y.; Erkorkmaz, K.; Zhu, W. H.: Sliding Mode Controller Design for High Speed Feed Drives. Annals of CIRP Vol. 49/1, 2000

- /49/ Erkorkmaz, K.; Kamalzadeh, A.: High Bandwidth Control of Ball Screw Drives. Annals of CIRP Vol. 55/1, 2006
- /50/ Kamalzadeh, A.; Erkorkmaz, K.: Compensation of Axial Vibrations in Ball Screw Drives. Annals of CIRP Vol. 56/1, 2007
- /51/ Dumur, D.; Susanu, M.; Aubourg, M.: Complex form machining with axis drive predictive control. Annals of CIRP Vol. 57/1, 2008
- /52/ Laptev, I.: Modellbasierte Regelung von Vorschubachsen. Tagungsband Lageregelseminar 4.-5. Juli, Stuttgart, 2011
- /53/ Frey, S.; Hafla, A.; Verl, A.: Antriebssystem, insbesondere für Werkzeugmaschinen, sowie Verfahren zur aktiven Dämpfung eines solchen Antriebssystems. Patent-Nr. DE 10 2010 021 001 A1, Deutschland, 14. Mai 2010.
- /54/ Karnopp, D.; Crosby, M. J.; Harwood, R. A.: Vibration control using semi-active force generators. ASME Journal of Engineering for Industry 96, 1974
- /55/ Dyke, S. J.; Spencer, B. F.; Sain, M. K.; Carson, J. D.: An experimental study on MR dampers for seismic protection. Smart Materials and Structures 7, 1998
- /56/ Majeed, K.: On/Off Semi-Active Suspension Control. Patent-Nr. 5 062 657, United States, 5. Nov. 1990
- /57/ Anusonti-Inthra, P.: Semi-active Control of Helicopter Vibration Using Controllable Stiffness and Damping Devices. Dissertation, Pennsylvania State University, 2002

- /58/ Frey, S.; Groh, K.; Verl, A.: Semi-active damping of drive systems. Journal of Vibration and Control Vol. 19/5, 2013
- /59/ Walther, W.: Gewöhnliche Differentialgleichungen. Springer, 2000
- /60/ Föllinger, O.: Nichtlineare Regelung II. R. Oldenbourg Verlag, München, 1993
- /61/ Lutz, H.; Wendt, W.: Taschenbuch der Regelungstechnik. Harri Deutsch Verlag, Frankfurt am Main, 2010
- /62/ Gelb, A.; Wallace, E.; Vander Velde, W.: Multiple-Input Describing Functions and Nonlinear System Design. McGraw-Hill, 1968
- /63/ Pritschow, G.: On the Influence of the Velocity Gain Factor on the Path Deviation. Annals of CIRP Vol. 45/1, 1996
- /64/ Matek, W.; Muhs, D.; Wittel, H.; Becker, M.; Jannasch, D.: Roloff/Matek Maschinenelemente. Vieweg & Sohn, Wiesbaden, 2001
- /65/ Popov, VL.: Kontaktmechanik und Reibung. Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2009
- /66/ N.N.: Lineare Wirbelstrombremse. Informer, Ausgabe 19, 2008
- /67/ Peschel, J.: Achterbahnbremsen - Von der Reib- zur Wirbelstrombremse. Coasters and morgen, Online Magazin, 2010

- /68/ N.N.: Entwicklung einer Notfallbremse für direktangetriebene Werkzeugachsen.
Abschlussbericht zum FWF Forschungsvorhaben Nr. 0608, 2005
- /69/ Dennig, H.-J.: Entwicklung einer schnell schaltenden Bremse und Kupplung für Linearbewegungen zum Überlastschutz in Werkzeugmaschinen.
Dissertation, Universität Stuttgart, 2009
- /70/ Isermann, R.: Mechatronische Systeme.
Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2008
- /71/ Breuer, B.; Bill, K.: Bremsenhandbuch.
Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden, 2006
- /72/ Zimmer TW GmbH : Klemm- und Bremsenlemente für Linearführungen.
Produktkatalog, 2010
- /73/ Manhartgruber, B.: Servohydraulik Grundlagen, Komponenten & Anwendungen, Modellbildung, Simulation und Regelung.
Vorlesungsskript, Universität Linz, 2008
- /74/ Frey, S.; Verl, A.: Electromagnetic Friction Damper for the Use in Linear Motion Systems.
Actuator12, Bremen, 2012
- /75/ Kallenbach, E.; Quendt, P.; Elektromagnete.
Eick, R.: Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2012
- /76/ Verl, A.; Frey, S.: Improvement of Feed Drive Dynamics by means of Semi-active Damping.
Annals of CIRP Vol. 61/1, 2012

Lebenslauf

Persönliches:	Name	Siegfried Frey
	Geburtsort	Tübingen
	Geburtstag	04.05.1982
	Eltern	Dr. Günter Frey Christine Frey
	Familienstand	ledig, 1 Kind
Schulbildung:	1992 - 2001	Allgemeine Hochschulreife Karl von Frisch Gymnasium, Dußlingen
Studium:	2001 - 2008	Automatisierungstechnik in der Produktion, Fachrichtung Mechatronik, Universität Stuttgart Diplomzeugnis vom 25. Juni 2008
Berufstätigkeit:	Seit 2008	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen (ISW) der Universität Stuttgart
	Seit 2011	Leiter der Gruppe Antriebs- und Regelungstechnik am Institut für Steuerungstechnik (ISW) der Universität Stuttgart
	Seit 2012	Leiter der Gruppe Maschinentechnik am Institut für Steuerungstechnik (ISW) der Universität Stuttgart

Die Arbeit stellt ein Verfahren zur Steigerung der Dynamik von elektromechanischen Vorschubantrieben vor. Ein zusätzliches, semiaktives Dämpfungselement und dessen Einbindung in die Regelstruktur des Antriebssystems ermöglichen eine gezielte und bedarfsgerechte Anpassung der Systemdämpfung. Im Zusammenspiel mit der Vorschubachsregelung führt dies zu einer ganzheitlichen Verbesserung des dynamischen Verhaltens und entsprechend zu einer Steigerung der Leistungsfähigkeit von elektromechanischen Vorschubantrieben.

ISBN 978-3-8396-0648-3



FRAUNHOFER VERLAG