

Lehrstuhl für
Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik
der Technischen Universität München

Prozessanalyse an spanenden Werkzeugmaschinen mit digital geregelten Antrieben

Robert Bürgel

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. W. A. Günthner

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. G. Reinhart
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. J. Heinzl

Die Dissertation wurde am 27.10.2000 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 12.3.2001 angenommen.

Forschungsberichte

iwb

Band 151

Robert Bürgel

***Prozessanalyse an spanenden
Werkzeugmaschinen mit digital
geregelten Antrieben***

***herausgegeben von
Prof. Dr.-Ing. G. Reinhart***

Herbert Utz Verlag



Forschungsberichte iwb

Berichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen
und Betriebswissenschaften
der Technischen Universität München

herausgegeben von

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart
Technische Universität München
Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (iwb)

Die Deutsche Bibliothek – CIP-Einheitsaufnahme

Ein Titeldatensatz für diese Publikation ist
bei Der Deutschen Bibliothek erhältlich

Zugleich: Dissertation, München, Techn. Univ., 2001

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt. Die dadurch begründeten Rechte, insbesondere die der Übersetzung, des Nachdrucks, der Entnahme von Abbildungen, der Wiedergabe auf photomechanischem oder ähnlichem Wege und der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen bleiben, auch bei nur auszugsweiser Verwendung, vorbehalten.

Copyright © Herbert Utz Verlag GmbH 2001

ISBN 3-8316-0021-X

Printed in Germany

Herbert Utz Verlag GmbH, München
Tel.: 089/277791-00 · Fax: 089/277791-01

Geleitwort des Herausgebers

Die Produktionstechnik ist für die Weiterentwicklung unserer Industriegesellschaft von zentraler Bedeutung. Denn die Leistungsfähigkeit eines Industriebetriebes hängt entscheidend von den eingesetzten Produktionsmitteln, den angewandten Produktionsverfahren und der eingeführten Produktionsorganisation ab. Erst das optimale Zusammenspiel von Mensch, Organisation und Technik erlaubt es, alle Potentiale für den Unternehmenserfolg auszuschöpfen.

Um in dem Spannungsfeld Komplexität, Kosten, Zeit und Qualität bestehen zu können, müssen Produktionsstrukturen ständig neu überdacht und weiterentwickelt werden. Dabei ist es notwendig, die Komplexität von Produkten, Produktionsabläufen und -systemen einerseits zu verringern und andererseits besser zu beherrschen. Ziel der Forschungsarbeiten des *iwb* ist die ständige Verbesserung von Produktentwicklungssystemen und Planungssystemen, von Herstellverfahren und Produktionsanlagen. Betriebsorganisation, Produktions- und Arbeitsstrukturen sowie Systeme zur Auftragsabwicklung werden unter besonderer Berücksichtigung mitarbeiterorientierter Anforderungen entwickelt. Die dabei notwendige Steigerung des Automatisierungsgrades darf jedoch nicht zu einer Verfestigung arbeitsteiliger Strukturen führen. Fragen der optimalen Einbindung des Menschen in den Produktentstehungsprozess spielen deshalb eine sehr wichtige Rolle.

Die im Rahmen dieser Buchreihe erscheinenden Bände stammen thematisch aus den Forschungsbereichen des *iwb*. Diese reichen von der Produktentwicklung über die Planung von Produktionssystemen hin zu den Bereichen Fertigung und Montage. Steuerung und Betrieb von Produktionssystemen, Qualitätssicherung, Verfügbarkeit und Autonomie sind Querschnittsthemen hierfür. In den *iwb*-Forschungsberichten werden neue Ergebnisse und Erkenntnisse aus der praxisnahen Forschung des *iwb* veröffentlicht. Diese Buchreihe soll dazu beitragen, den Wissenstransfer zwischen dem Hochschulbereich und dem Anwender in der Praxis zu verbessern.

Gunther Reinhart

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (*iwb*) der Technischen Universität München.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart, dem Leiter dieses Instituts, gilt mein besonderer Dank für die Betreuung meiner Arbeit und die hervorragenden Arbeitsbedingungen am *iwb*.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Joachim Heinzl, dem Leiter des Lehrstuhls für Feingerätebau und Mikrotechnik der Technischen Universität München, möchte ich mich für die Übernahme des Korreferates und die kritische Durchsicht der Arbeit bedanken, bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Willibald Günthner für die Übernahme des Vorsitzes.

Darüber hinaus bedanke ich mich bei allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts sowie allen Studenten, die mich bei der Erstellung meiner Arbeit unterstützt haben, recht herzlich.

Schließlich möchte ich mich bei allen Freunden und ganz besonders bei Doris für ihre Unterstützung und ihr Verständnis während dieser Zeit sehr herzlich bedanken.

München, im Mai 2001

Robert Bürgel

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Allgemeines	1
1.2	Ausgangssituation und Problemstellung	3
2	Stand der Forschung	9
2.1	Verfahren zur Analyse von Prozess- und Maschinenzuständen	9
2.1.1	Techniken zur Signalaufnahme	9
2.1.2	Techniken zur Signalverarbeitung	13
2.1.3	Verfahren zur Signalauswertung	15
2.2	Modellbildung von Vorschubantrieben an Werkzeugmaschinen	20
2.3	Zusammenfassung und Fazit	24
3	Zielsetzung und Vorgehensweise	27
3.1	Zielsetzung	27
3.2	Vorgehensweise der Arbeit	30
4	Konzeption	33
4.1	Anforderungen und Randbedingungen	33
4.2	Aufbau des Steuerungs- und Antriebssystems	34
4.2.1	Technologisches System	34
4.2.2	Teilsysteme und Schnittstellen	35
4.2.3	Zerspanungsprozess	39
4.3	Folgerungen für eine antriebssignalbasierte Prozessanalyse	40
4.4	Analysesystematik	41
4.5	Vorgehensweise für eine antriebssignalbasierte Prozessanalyse	44

5	Modellbildung	48
5.1	Grundlegende Aspekte in Hinblick auf die Arbeit	48
5.2	Folgerungen für die Arbeit	49
5.3	Antriebsmechanik	51
5.3.1	Mechanischer Aufbau	53
5.3.2	Mechanisches Ersatzmodell	54
5.3.3	Aufstellen der Bewegungsgleichungen	58
5.3.4	Bestimmung der Modellparameter	65
5.3.5	Reibmodell	72
5.4	Servomotor	75
5.4.1	Motortypen und Bauarten	75
5.4.2	Mechanischer und elektrischer Aufbau	76
5.4.3	Grundlagen zur Beschreibung des Verhaltens von Drehstromantrieben	77
5.4.4	Modellbeschreibung des permanent erregten Syn- chronservomotors	81
5.4.5	Folgerungen in Hinblick auf ein mechatronisches Gesamtmodell	84
5.5	Leistungsverstärker	85
5.6	Digitale Lageregelung	89
5.6.1	Allgemeiner Aufbau	89
5.6.2	Aspekte der Digitaltechnik	91
5.6.3	Messsysteme digitaler kaskadierter Lageregelungen	92
5.6.4	Aspekte der Ausführungsformen digitaler An- triebssysteme	93
5.7	Zerspanungsprozess	94

6	Digitale Simulation und Verifikation der Modelle	99
6.1	Allgemeines	99
6.2	Beschreibung des Versuchsstandes	99
6.2.1	Mechanischer und elektrischer Aufbau	99
6.2.2	Versuchsaufbau zur Durchgängigkeitsanalyse . . .	101
6.2.3	Systemaufbau zum Zugriff auf antriebs- und steue- rungsinterne Größen	103
6.3	Implementierung in eine Simulationsumgebung	105
6.3.1	Anforderungen	105
6.3.2	Ausführung der Implementierung	106
6.3.2.1	Teilmodelle	108
6.3.2.2	Mechatronisches Gesamtmodell	109
6.3.3	Ablauf der Simulation	111
6.4	Simulationsergebnisse und Vergleich mit Messergebnissen	113
6.4.1	Verifikation des mechanischen Ersatzmodells . . .	113
6.4.2	Identifikation des Reibungseinflusses	119
6.4.3	Gesamtmodell	121
6.5	Schlussfolgerungen	125
7	Anwendung des Modells zur Durchgängigkeitsanalyse	128
7.1	Allgemeines	128
7.2	Simulation der Informationsdurchgängigkeit	130
7.2.1	Auswirkungen regelungstechnischer Parameter . .	132
7.2.2	Einfluss der Taktzeiten innerhalb digitaler Rege- lungen	135
7.2.3	Auswirkungen mechanischer Parameter	140
7.2.4	Einfluss der Messsysteme	142
7.3	Aussagen zur Prozessanalyse mit Antriebssignalen	145
7.4	Bewertung des Verfahrens	147

8 Zusammenfassung und Ausblick	150
9 Literaturverzeichnis	154

Verwendete Kurzzeichen, Indizes, Abkürzungen

1. Kleine und große lateinische Buchstaben

Größe	Einheit	Bezeichnung
a	m	Längenmaß
\underline{a}	–	komplexer Drehoperator
\mathbf{A}	–	Systemmatrix
A_F	N	Kraftamplitude
a_p	mm	Schnitttiefe
b	mm, m	Spannungsbreite, Längenmaß
\mathbf{B}	–	Steuermatrix
c	$N/m, Nm/rad$	Federkonstante
	m	Längenmaß
c_{ZR}	N/m	Zahnriemensteifigkeit
\mathbf{C}	–	Ausgangsmatrix
D	–	Lehr'sches Dämpfungsmaß
\mathbf{D}	–	Durchgriffs-, Dämpfungsmatrix
d	$Ns/m, Nms, m$	Dämpfungskoeffizient, Längenmaß
\mathbf{E}	–	Einheitsmatrix
f	Hz	Frequenz
\mathbf{f}	N	Kraftvektor
F_c	N	Schnittkraft
F_{cn}	N	Schnitt-Normalkraft
F_f	N	Vorschubkraft
F_p	N	Passivkraft
F_R	N	Reibkraft
F_{RC}	N	COULOMBSche Reibkraft
F_{RH}	N	Haftreibkraft
$f_{Rviskos}$	$\frac{Nmin}{m}$	Koeffizient für viskose Reibung
F_T	N	Tischkraft
f_W	Hz	Arbeitsfrequenz des Wechselrichters
F_x	N	Vorschubkraft in x-Richtung

g	m/s^2	Erdbeschleunigung
$G(j\omega)$	–	Frequenzgang
h	m	Spindelsteigung
h	mm	Spannungsdicke
i	–	Laufindex
I	A	Strom
\mathbf{I}	–	Einheitsmatrix
I_d	A	feldbildender Strom
I_q	A	momentbildender Strom
J	kgm^2	Massenträgheitsmoment
j	–	imaginäre Einheit $\sqrt{-1}$
K	€, \$	Kosten
\mathbf{K}	N/m	Steifigkeitsmatrix
$k_{c_{1.1}}$	N/mm^2	Hauptwert der spezifischen Schnittkraft
$k_{f_{1.1}}$	N/mm^2	Hauptwert der spezifischen Vorschubkraft
K_M	Nm/A	Drehmomentkonstante
K_P	$\frac{Nms}{rad}$	Proportionalitätsfaktor des Drehzahlreglers
K_{St}	€, \$/Stück	Stückkosten
K_V	$\frac{m/min}{mm}$	Proportionalitätsfaktor des Lagereglers
L	H	Induktivität
\mathbf{M}	kg	Massenmatrix
m_c	–	Anstiegswert der spezifischen Schnittkraft
M_c	Nm	Schnittmoment
M_e	Nm	elektromagnetisch erzeugtes Motormoment
m_f	–	Anstiegswert der spezifischen Vorschubkraft
M_M	Nm	Motormoment
m	kg	Masse
n	$1/s$	Drehzahl
N_N	$1/s$	Motornennndrehzahl
\mathbf{O}	–	Nullmatrix
p	–	Polpaarzahl
P_{xx}	–	Autoleistungsdichtespektrum
P_{xy}	–	Kreuzleistungsdichtespektrum
\mathbf{q}	m, rad	verallgemeinerter Lagevektor

\mathbf{Q}	N, Nm	Vektor der verallgemeinerten Kräfte
$\bar{\mathbf{q}}$	$1/s$	Eigenvektor
R	Ω	elektrischer Widerstand
s	m	Federauslenkung
s	$1/s$	Laplace-Variable
t	s	Zeit
T	J	kinetische Energie
T_{ab}	s	Abtastzeit
T_I	s	Integrationszeitkonstante
T_R	s	Rechentotzeit
T_T	s	Totzeit
\mathbf{u}	–	Eingangssvektor
\mathbf{u}_i^e	N, Nm	Vektor der äußeren eingepprägten Kräfte und Momente
U	V	Spannung
V	J	potentielle Energie
V	%	technische Verfügbarkeit
v_f	m/min	Vorschubgeschwindigkeit
\mathbf{w}	–	Strukturvektor
x	m	Weg
x_S	m	Schlittenposition
\mathbf{x}	$m, m/s$	Zustandsvektor (linear)
	$rad, rad/s$	Zustandsvektor (rotatorisch)
\mathbf{y}	$m, m/s$	Ausgangsvektor (linear)
	$rad, rad/s$	Ausgangsvektor (rotatorisch)

2. Kleine und große griechische Buchstaben

α	$^\circ$	Winkel
γ	rad	Kippwinkel
Δ	–	Änderung/Differenz
η	%	technischer Nutzungsgrad
ζ	m	Hilfsvariable für Federweg
ϑ	rad	Winkel
κ	rad	Gierwinkel

κ	$^{\circ}$	Einstellwinkel
λ	$1/s$	Eigenwert
π	—	Kreiszahl
φ	rad	Winkel, Phasenwinkel
Ψ	Wb	magnetischer Fluss
ω	rad/s	Kreisfrequenz
Ω_L	rad/s	elektrische Kreisfrequenz des Läufers
Ω_m	rad/s	mechanische Kreisfrequenz des Läufers
ξ	min/m	Reibparameter

3. Indizes

a	—	Strang a
b	—	Strang b
c	—	Strang c, Schnitttrichtung
d	—	feldbildende Komponente
i	—	Laufindex
n	—	Anzahl
q	—	momentbildende Komponente
$soll$	—	Sollgrößen

4. hochgestellte Indizes und mathematische Zeichen

$\frac{d}{dt}$	—	zeitliche Ableitung
$\frac{\partial}{\partial}$	—	partielle Ableitung
\Im	—	Imaginärteil
L	—	auf den Ständer bezogen
\Re	—	Realteil
S	—	auf den Läufer bezogen
T	—	transponiert
\underline{z}	—	komplexe Zahl
\underline{z}^*	—	konjugiert komplexe Zahl zu \underline{z}

5. Abkürzungen

A/D	Analog/Digital
AE	Acoustic Emission
AR	Auto Regressive
ARMA	Auto Regressive Moving Average
CNC	Computerized Numerical Control
DGL	Differentialgleichung
DSP	Digitaler Signalprozessor
DP	Dual-Port
ELFE_FE	Electric Feed Drives_Finite Elements: Spezielles FE-Programm
FEM	Finite Element Methode
FFT	Fast Fourier Transform
IGBT	Insulated-Gate-Bipolar-Transistor
MIMO	Multi-Input-Multi-Output
MKS	Mehr-Körper-System
MMC	Man-Machine-Communication
MOSFET	Metal-Oxide-Semiconductor-Feldeffekt- Transistor
NC	Numerical Control
PWM	Puls-Weiten-Modulation
RAM	Random Access Memory
RMS	Random Mean Square
VASDY	Vorschubantriebe dynamisch: Spezielles FE-Programm

1 Einleitung

1.1 Allgemeines

Werkzeugmaschinen stellen einen zentralen Baustein in der modernen Produktionstechnik dar. Aufgrund der sich zunehmend verschärfenden Wettbewerbssituation werden an diese von Anwenderseite steigende Anforderungen an

- die Mengenleistung,
- die Arbeitsgenauigkeit und
- die Fertigungskosten

gestellt [MILB-95]. Diese Anforderungen stellen z. T. konkurrierende Zielsetzungen dar. Dies bedeutet, dass beispielsweise eine Verbesserung der Mengenleistung der Maschine nur dann zur Optimierung der Produktivität und damit zur Senkung der Fertigungskosten beiträgt, wenn gleichermaßen die Verfügbarkeit der Maschine nicht beeinträchtigt wird. Eine möglichst optimale Erfüllung dieser Anforderungen kann daher nur anhand einer *ganzheitlichen* Betrachtung des Gesamtsystems Maschine erfolgen.

Im industriellen Einsatz sind Werkzeugmaschinen einer Vielzahl von Störungen, die organisatorisch oder technisch bedingt sein können, ausgesetzt (vgl. Abb. 1.1). Dadurch wird sowohl die organisatorisch als auch die technisch bedingte Verfügbarkeit beeinträchtigt und der oben angesprochene Zielkonflikt, bestehend aus der Forderung nach hoher Produktivität und Qualität bei geringen Kosten, noch weiter verschärft.

Für den Werkzeugmaschinenhersteller ist dabei festzuhalten, dass er durch konstruktive Maßnahmen und eine geeignete Auslegung primär nur die technisch bedingte Verfügbarkeit direkt beeinflussen kann, nicht jedoch die von organisatorischen Maßnahmen abhängige Verfügbarkeit. Für eine Optimierung des Fertigungssystems *Werkzeugmaschine* steht

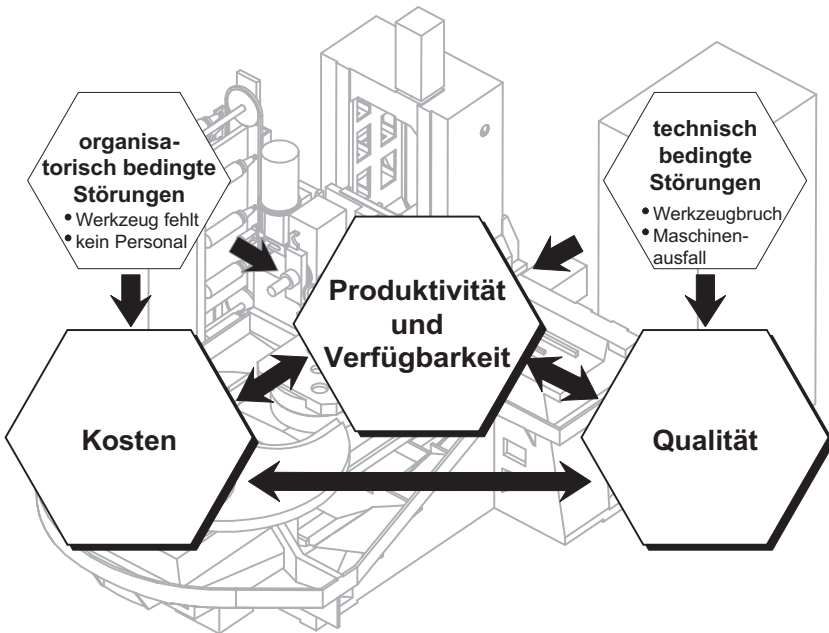


Abbildung 1.1: Zielkonflikt bei den Anforderungen an Werkzeugmaschinen

daher im Folgenden die technische Verfügbarkeit im Vordergrund. Diese Kenngröße stellt für den Hersteller wie auch für den Anwender von Werkzeugmaschinen ein entscheidendes Qualitätsmerkmal dar (vgl. auch [VDI-86]).

Der Forderung nach einer hohen technischen Verfügbarkeit, die z. B. seitens der Automobilindustrie bei Einzelmaschinen bis zu 95 % und mehr beträgt [KALL-95], hat der Maschinenhersteller mit besonderen Maßnahmen zu begegnen. Er wird hierbei mit der Problematik konfrontiert, dass eine Steigerung der Verfügbarkeit nur durch Mehraufwände in Sensorik, Auswerte- und Steuerungstechnik möglich ist. Andererseits wirkt sich jedoch eine steigende Komplexität des Gesamtsystems *Maschine*, d. h. der Mechanik sowie der Steuerungs- und Antriebstechnik der Maschine,

nachteilig auf die erreichbare Gesamtverfügbarkeit aus [MILB-94]. Dies ergibt sich, da die Gesamtverfügbarkeit aus dem Produkt der Verfügbarkeiten der Einzelkomponenten resultiert und diese jeweils kleiner als eins sind.

Ein Ziel bei der Gestaltung von Werkzeugmaschinen muss auf der einen Seite daher sein, technisch bedingte Störungen durch sichere und robuste Prozesse weitgehend zu vermeiden. Auf der anderen Seite müssen unvermeidbare Störungen durch geeignete steuerungstechnische Maßnahmen schnell und sicher erkannt werden, um sie anschließend gezielt beheben zu können. Dabei sind die steuerungstechnischen Maßnahmen so zu wählen, dass sie durch ihre eigene Komplexität nicht zu einer Reduzierung der technischen Verfügbarkeit führen.

1.2 Ausgangssituation und Problemstellung

Der Forderung im Werkzeugmaschinenbau nach hochproduktiven und hochverfügbaren Maschinen steht ein zunehmend steigender Kostendruck entgegen (vgl. Abschnitt 1.1, [REIN-94]). Gleichzeitig werden die Anwender durch die härter werdende Wettbewerbssituation gezwungen, hochautomatisierte Systeme in mannarmen Schichten zu betreiben. Dabei werden von einem Produktionsmitarbeiter mehrere Maschinen gleichzeitig bedient, wobei das für die Gewährleistung eines sicheren Betriebs notwendige Bedien- und Überwachungspersonal nicht mehr im ausreichenden Umfang zur Verfügung steht.

Darüber hinaus ist eine Überwachung der Fertigungsprozesse durch den Produktionsmitarbeiter allein bei modernen vollgekapselten Bearbeitungsmaschinen insbesondere beim Einsatz von Kühlschmierstoffen kaum gegeben. Weiterhin ist eine rechtzeitige Bedienerreaktion aufgrund der heute üblichen hohen Verfahrensgeschwindigkeiten und des hohen Beschleunigungsvermögens der Maschinen bei plötzlich auftretenden Störungen, wie z. B. Kollisionen, nicht mehr möglich. Zudem sind eine Vielzahl derartiger Störungen nicht vermeidbar oder vorauszubestimmen. Durch vorbeugende Wartung und Fehlerfrüherkennung können zwar einige Störungen vermieden werden [FQS-91, ISER-96]. Es treten den-

noch unvorhersehbare Störungen auf, die häufig vom Zerspanungsprozess verursacht werden. Hierzu zählen im Wesentlichen der Werkzeugbruch bei einer Überlast des Werkzeugs aufgrund von Chargen- oder Aufmaßschwankungen sowie Ratterschwingungen infolge von Prozessinstabilitäten. Aufgrund des plötzlichen und unkalkulierbaren Auftretens derartiger Störungen beeinträchtigen diese die technische Verfügbarkeit der Maschinen erheblich.

Eine schnelle und sichere Erkennung ist daher unabdingbar, um weitergehende Folgeschäden zu vermeiden sowie um schnellstmöglich die Störung zu beheben, damit die Maschinenverfügbarkeit nicht weiter beeinträchtigt wird. Insbesondere bei kapitalintensiven Maschinen hat die Erkennung von Störungen möglichst automatisiert mit geeigneten Einrichtungen zu erfolgen. Dabei lässt sich vor allem bei komplexen CNC-Maschinen feststellen, dass sich eine Steigerung der Verfügbarkeit nachweislich positiver auf die Kosten auswirkt als bei weniger komplexen Maschinen, da mit komplexeren und damit auch leistungsfähigeren Maschinen die Stückzeiten entsprechend gesenkt werden können. Diesen Zusammenhang zeigt Abb. 1.2, in der die Stückkosten zweier unterschiedlich komplexer Maschinen in Abhängigkeit vom Nutzungsgrad gegenübergestellt sind.

Dieser Abhängigkeit steht jedoch der Trend entgegen, dass mit zunehmender Komplexität einer Produktionsmaschine deren Gesamtverfügbarkeit, aufgrund der beschränkten Einzelverfügbarkeiten aller Komponenten, abnimmt. Hinzu kommt, dass eine weitere Steigerung der Maschinenverfügbarkeit bei einem bereits vorhanden hohen Verfügbarkeitsniveau nur noch mit unverhältnismäßig hohem technischen Aufwand erzielt werden kann. Für den qualitativen Zusammenhang von erreichbarer technischer Verfügbarkeit und den dafür aufzubringenden Kosten ist erfahrungsgemäß eine exponentielle Abhängigkeit, wie in Abb. 1.3 gezeigt, anzunehmen.

Ziel muss es also sein, Störungen und insbesondere prozessbedingte Störungen auf kostengünstige Weise zu erkennen, um einen weniger stark ansteigenden Kostenverlauf mit zunehmender Verfügbarkeit zu erzielen (vgl. Abb. 1.3).

Für die Überwachung von Zerspanprozessen stehen eine Reihe von

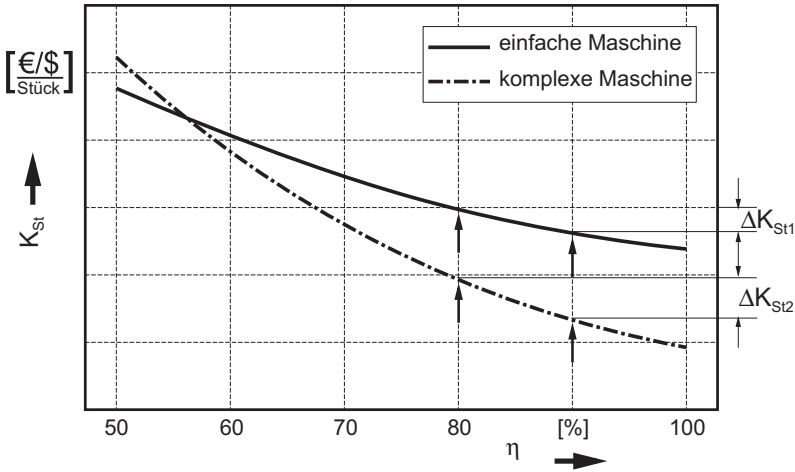


Abbildung 1.2: Zusammenhang von Stückkosten K_{St} und Nutzungsgrad η zweier unterschiedlich komplexer Maschinen nach [SCHU-90]

technischen Einrichtungen und Geräten zur Verfügung, die auf Basis unterschiedlicher Sensoren, wie Acoustic-Emission- (AE-), Kraft-, Wirkleistungssensoren usw., den Prozesszustand analysieren können. Eine Zusammenstellung derartiger Sensoren wurde von MORIWAKI vorgenommen [MORI-93]. Diese Systeme konnten sich jedoch in der industriellen Zerspanungstechnik aufgrund verschiedener Unzulänglichkeiten nicht auf breiter Basis durchsetzen [KLOC-97]. Kennzeichnend hierfür sind u. a. die rauen Umweltbedingungen aufgrund von Spänebefall und Kühlschmiermitteleinsatz sowie die aufwendige Signalübertragung von rotierenden Werkzeugen oder Werkstücken. Beispielhaft können folgende Defizite sensorbasierter Systeme genannt werden:

- aufwendige Installation der Sensoren,
- zusätzliche Kosten für Sensorik und Auswertegeräte sowie
- fehlende Integrationsmöglichkeiten in das Bedien- und Steuerungssystem der Maschinen.

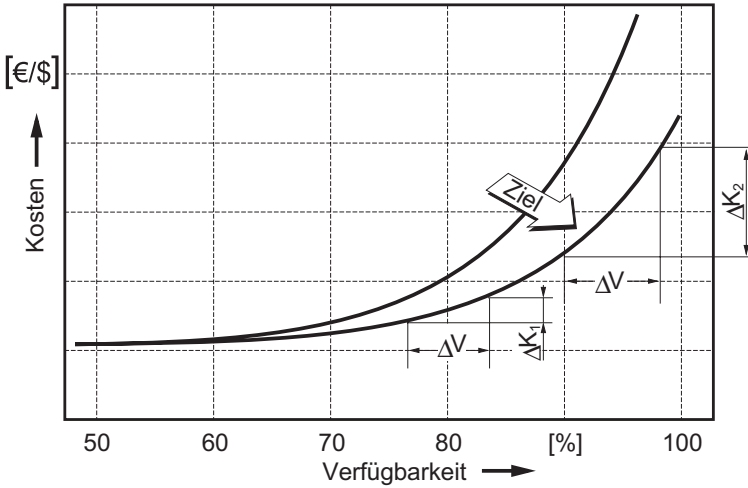


Abbildung 1.3: Qualitativer Zusammenhang von erzielbarer Verfügbarkeit und aufzubringenden Kosten

Ebenso verbessert der Einbau zusätzlicher Sensoren nicht zwangsläufig die Gesamtzuverlässigkeit einer Maschine, da die Sensoren die Gesamtkomplexität erhöhen und selbst eine nicht zu vernachlässigende Ausfallwahrscheinlichkeit aufweisen [ISER-91].

Des Weiteren können diese steuerungsexternen Geräte nur in sehr beschränktem Umfang auf steuerungsintern vorliegende Informationen, wie z. B. aktueller NC-Befehl und Werkzeugdaten, zugreifen, so dass ein zur Prozessüberwachung hilfreicher Informationsanteil nicht genutzt werden kann. Zusätzlich ergibt sich wegen der fehlenden Integration in das Steuerungssystem eine umständliche Bedienung, wodurch die Akzeptanz beim Bediener für derartige Systeme beeinträchtigt wird.

Zur Vermeidung dieser Nachteile wurden erste steuerungsintegrierte Prozessüberwachungssysteme entwickelt [KAEV-98, REHS-98, SUWA-97]. Diese ermöglichen im Rahmen der Restriktionen von modernen offenen Steuerungen für bestimmte Anwendungen den Prozess zu überwachen. Als Eingangssignale verwenden diese Systeme weitgehend die Informa-

tionen der elektrischen Antriebe, die steuerungsintern vorliegen. Damit entfällt der Aufwand zur Installation und die Kosten für zusätzliche Sensorik. Vor allem ist eine Integration der Überwachungsfunktionalität in das Bediensystem der Steuerung realisierbar.

Die elektrischen Antriebe der Maschinen besitzen aufgrund der Rückwirkungen vom Zerspanprozess über das elektromechanische Antriebssystem auf antriebsinterne Größen sensorische Eigenschaften, die für eine Prozessüberwachung herangezogen werden können. In Anlehnung an HEINZL und WÜNSCHE sollen unter sensorischen Eigenschaften von Aktoren diejenigen Eigenschaften verstanden werden, die durch Rückwirkungen von der Prozessseite des Aktors auf die Eingangsseite Aussagen über den Prozesszustand ermöglichen [HEIN-94, WÜNS-93]. Konventionelle analoge Antriebe bieten jedoch hierfür keinen durchgängigen Zugriff auf relevante Antriebsgrößen, wie z. B. Motorstrom, Drehzahl und Lage. Bei digitalen Antrieben hingegen bestehen prinzipiell umfassende Zugriffsmöglichkeiten auf antriebsinterne Zustandsgrößen, die für eine Prozessdiagnose genutzt werden können.

Problematisch bleibt jedoch dabei, dass die elektrischen Antriebe nebst zugehöriger elektrischer Antriebs- und Messtechnik für einen möglichst hochdynamischen und präzisen Betrieb von Hauptspindel und Vorschubspindeln ausgelegt sind und nicht zum Gebrauch als Prozesssensorik konzipiert sind. Daher ist es umso wichtiger, das sensorische Verhalten der elektrischen Antriebe zu kennen, um eine zielgerichtete Prozessanalyse auf der Basis von Antriebssignalen in der Steuerung zu bewerkstelligen.

Mit den Antrieben als Sensoren sind neben den Messsystemen auch die Messstrecken zwischen Sensor und Signalquelle (Zerspanstelle) fest vorgegeben und können nicht an eine Überwachungsaufgabe angepasst werden. Daher muss das Verhalten der Messstrecke bekannt sein, um Aussagen über die Signalquelle treffen und damit den Prozess überwachen zu können. Bei konventionellen Werkzeugmaschinen besteht diese Messstrecke normalerweise aus Vorschubschlitten, Spindel-Mutter-System, Kupplung, Getriebe, Motor und Antriebselektronik.

Mit einer durchgängigen Betrachtung des Informationsflusses innerhalb der o. g. Messstrecke können die Möglichkeiten zur Prozessdiagno-

se bei einem gegebenen Antriebssystem bestimmt werden. Das bedeutet, dass bereits im Voraus ohne aufwendige Tests an der Maschine die Lösbarkeit einer antriebssignalbasierten Überwachungsaufgabe geprüft werden kann. Dabei zeigen Untersuchungen, dass verschiedene Möglichkeiten zur Prozessdiagnose (bzgl. Werkzeugbruch, Verschleiß, Kollision) zur Auswahl stehen, wobei die begrenzenden Einflussfaktoren meist die eingesetzte Mechanik (Massenverhältnisse, Reibung) sowie die unzureichenden steuerungstechnischen Schnittstellen sind [BÜRG-99, PRIT-00].

Die Nutzung der sensorischen Eigenschaften der elektrischen Antriebe zum Zweck der Analyse des Prozesszustandes erfordert ein methodisches Vorgehen zur Bestimmung der in den Antriebssignalen vorliegenden Nutzinformationen. Im Gegensatz zu sensorbasierten Systemen sind die Betrachtungen auf die Signalübertragung von prozessrelevanten Größen über das elektromechanische Antriebssystem auf antriebsinterne Zustandsgrößen zu konzentrieren. Es liegt damit eine weitaus komplexere Signalübertragungstrecke als bei sensorbasierten Systemen vor. Die Problematik der Beschreibung dieses Übertragungsverhaltens soll deshalb Gegenstand der vorliegenden Arbeit sein.

Um auf frühere Arbeiten zur Prozessanalyse aufbauen zu können, bedarf es zunächst der Darstellung des Standes der Technik. Diese gliedert sich in die Anwendungsbereiche der Prozessanalyse, die Art der Signalaufnahme sowie die eingesetzten Verfahren und Algorithmen. Zudem wird auf die Modellierung von Antriebssystemen an Werkzeugmaschinen eingegangen, da zur Lösung der hier vorgestellten Problemstellung die modellbasierte Beschreibung des Antriebsverhaltens von besonderer Bedeutung ist.

2 Stand der Forschung

2.1 Verfahren zur Analyse von Prozess- und Maschinenzuständen

Bisher wurde eine Vielzahl verschiedener Ansätze zur Analyse und Diagnose des Prozess- und Maschinenzustandes bei spanenden Werkzeugmaschinen publiziert [BYRN-95]. Anwendungsschwerpunkte dieser Arbeiten zur Analyse und Überwachung von Zerspanungsprozessen waren die Verfahren Drehen, Bohren, Fräsen und Schleifen. Dabei konzentrieren sich diese Arbeiten auf Störungen, die von Werkzeugbruch, -verschleiß, Kollisionen und Schwingungen ausgehen.

Anhand exemplarisch ausgewählter Forschungsarbeiten werden im Folgenden nur die wesentlichen und unterschiedlichen der bisherigen Lösungsansätze dargestellt. Diese lassen sich gemäß ihrer inhaltlichen Schwerpunkte (s. Abb. 2.1) nach Techniken zur Signalaufnahme und -verarbeitung sowie nach Verfahren zur Auswertung der Signale einteilen. Unvermeidbare Überschneidungen ergeben sich aus der Komplexität und Variantenvielfalt der Arbeiten zur Analyse und Überwachung von Zerspanungsprozessen.

2.1.1 Techniken zur Signalaufnahme

Die Aufnahme prozessrelevanter Informationen kann in direkte und indirekte Messverfahren unterteilt werden. Bei den *direkten* Verfahren wird die zu überwachende Prozessgröße unmittelbar über geeignete Aufnehmer erfasst. Beispielsweise können über eine Kraftmessplattform die Zerspankraftkomponenten an einem Drehmeißel direkt erfasst werden. Von derartigen Messverfahren wurde bereits in einer Reihe von Arbeiten, z. B. für das Drehen [KLUF-83] sowie das Bohren und Fräsen [CHRI-84], Gebrauch gemacht. Auch optische Messsysteme zählen zu den direkten Messverfahren, wenn damit die zu überwachenden Größen aufge-

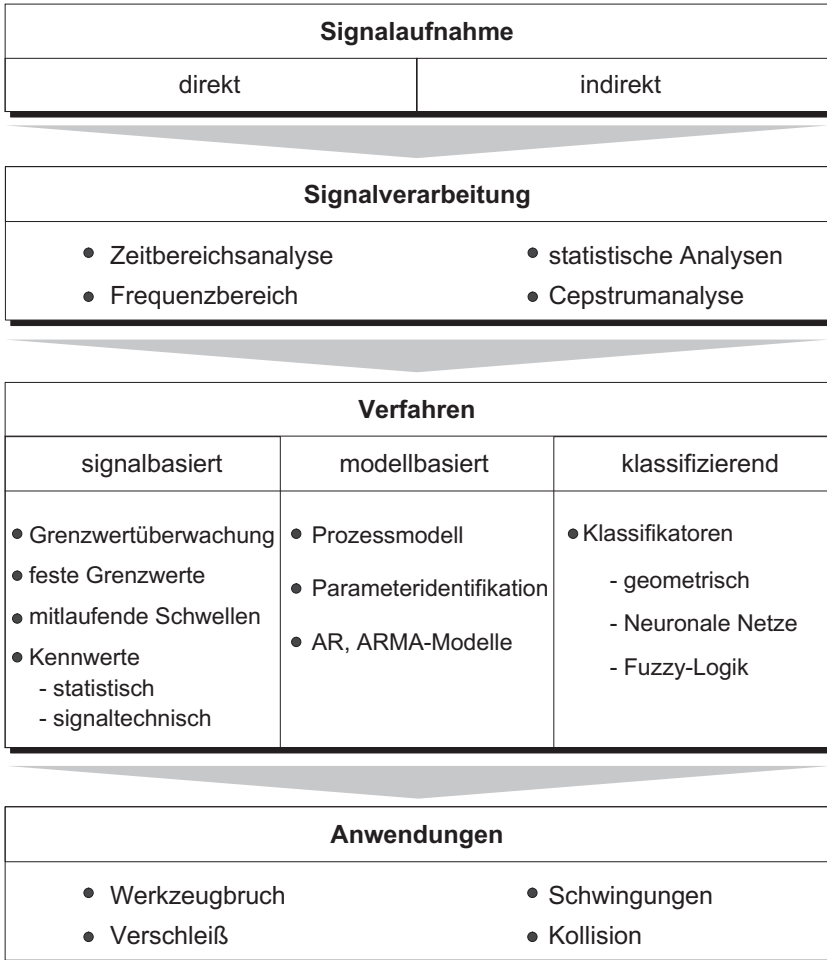


Abbildung 2.1: Einteilung der Verfahren zur Prozessüberwachung

zeichnet und ausgewertet werden. Beispielhaft hierfür kann die optische Messung der Verschleißgrößen am Schneidwerkzeug genannt werden [ELZE-90, WEIS-95]. Ebenso zählt der Einsatz taktile Taster und pneu-

matischer Sensoren, z. B. nach dem Düse-Prallplatte-Prinzip, zu den direkten Messverfahren. Diese Sensoren wurden bereits zur Erfassung von Verschleißgrößen eingesetzt [ERNS-78, BELL-78], wobei jedoch insbesondere mit den taktilen Verfahren keine in-Prozess-Messung möglich ist. Vorteilhaft bei den direkten Verfahren ist die kurze Messstrecke und der unmittelbare Zugriff auf Prozessgrößen ohne Zwischengrößen und damit ein hoher Informationsgehalt der Eingangsdaten. Dadurch reduziert sich im Vergleich zu den indirekten Messverfahren der analytische Aufwand in den nachfolgenden Schritten zur Prozessanalyse erheblich.

Häufig können jedoch aufgrund der Unzugänglichkeit von rotierenden Bauteilen oder der rauen Umweltbedingungen durch Spänefall und Kühlschmiermitteleinsatz die relevanten Prozessgrößen nicht direkt an der Prozessstelle erfasst werden. Dies gilt insbesondere für optische Systeme, die meist anfällig gegen Verschmutzung sind und deren Betriebssicherheit stark von der Umgebungsbeleuchtung abhängig ist. Auch die direkte Messung der Zerspankraftkomponenten mit einer Kraftmessensorik eignet sich nur bedingt unter alltäglichen Betriebsbedingungen in der Praxis. So zeigte sich, dass die Montage und Installation der Sensoren aufwendig und häufig nur mit konstruktiven Änderungen an der Maschine durchführbar ist.

Verfahren mit *indirekter* Signalaufnahme sind dadurch gekennzeichnet, dass die aufgenommenen Signale von den zu überwachenden physikalischen Größen abgeleitet werden. Aufgrund der Auswirkungen von Prozessgrößen auf angrenzende Gestell- und Antriebskomponenten korrelieren die dort aufnehmbaren Signale mit den Prozessgrößen. Vorteilhaft ist, dass die abgeleiteten Größen, wie z. B. Schwingungen, Temperaturen, elektrische Wirkleistung der Antriebe usw., messtechnisch einfacher zugänglich sind als die direkten Prozessgrößen. Indirekt aufgenommene Prozessgrößen beinhalten jedoch neben der eigentlichen Prozessinformation noch weitere Signalanteile, die vom jeweiligen Messverfahren abhängen und eine einfache Auswertung der Signale erschweren.

Zur indirekten Prozesssignalaufnahme an Werkzeugmaschinen werden meist die Auswirkungen der Prozesskräfte auf mechanische Größen von Maschinenkomponenten in Form von Schwingungen, Dehnungen oder Drehmomente sowie auf die elektrischen Größen der Antriebe ausgenutzt.

Häufig werden die Auswirkungen der Prozesskräfte auf im Kraftfluss befindliche Maschinenelemente zur indirekten Prozesssignalaufnahme genutzt. Dabei werden zum einen Drehmomente an Antriebswellen in Haupt- und Vorschubantrieben herangezogen, um unter Einbeziehung der bekannten Getriebeübersetzungen auf die Zerspankraftkomponenten zu schließen [AOYA-95, WECK-93]. Zum anderen können Dehnungen von Maschinenkomponenten zur Bestimmung der Prozesskräfte dienen [LANG-91, SCHÖ-92, TARN-93, WECK-91]. Nachteilig ist jedoch bei den genannten Methoden, dass zur Erlangung eines guten Signal-Rauschabstandes die Steifigkeit bestimmter im Kraftfluss befindlicher Maschinenkomponenten gezielt reduziert werden muss, was aber den Anforderungen an Werkzeugmaschinen nach einer hohen Arbeitsgenauigkeit und einem guten dynamischen Verhalten widerspricht.

Eine Vielzahl von Arbeiten beschäftigten sich mit der Messung der schwingungstechnischen Prozessauswirkungen in Form von Acoustic-Emission-Signalen (AE) [KETT-97, KÖNI-93A, LANG-83, NORD-90]. Bei diesen Anwendungen kann eine hohe spektrale Bandbreite der AE-Signale bis weit in den MHz-Bereich genutzt werden. Damit wird das hörbare Körperschallspektrum, das als Luftschall von einer Bauteiloberfläche abgestrahlt wird, um Größenordnungen überschritten [MEYE-91]. Zudem können sich die meisten an Werkzeugmaschinen typischerweise auftretende Störfrequenzen in den hochfrequenten AE-Signalen nicht abbilden.

Aufgrund des hohen Nutzfrequenzbereichs der AE-Sensorik konnten bei Schleifanwendungen AE-Sensoren bereits erfolgreich zur Prozessüberwachung und -regelung eingesetzt werden [POPP-92, TÖNS-92]. MICHELS stellte ein System vor, das mittels einer AE-Sensorik beim Außenrundschleifen instabile Ratterschwingungen erkennt und anhand einer aktiven Spindellagerung ausregelt [MICH-98].

Nachteilig beim Einsatz der AE-Sensorik ist, dass mit zunehmender Entfernung von der Prozessstelle die Qualität der Signale stark abnimmt. Dies ist insbesondere dann der Fall, wenn zwischen Aufnehmer und Prozessstelle bewegliche oder feste Fügestellen vorliegen, da diese eine stark dämpfende Wirkung auf die hochfrequenten AE-Signale ausüben. AE-Sensoren müssen daher möglichst prozessnah angebracht sein, wobei sich jedoch dabei meist Schwierigkeiten bei der Installation und Betriebsicher-

heit ergeben.

Neben dem Prozesseinfluss auf mechanische Größen an den Maschinen können auch die Auswirkungen der Zerspanung auf die elektrischen Antriebsgrößen herangezogen werden [ALTI-92, KLOC-97, REHS-98, SPUR-93]. Hierbei ist insbesondere der Motorstrom von Bedeutung, da sich diese Größe mit guter Näherung proportional zu dem abgegebenen Drehmoment verhält und vor allem bei Gleichstromnebenschlussmaschinen einfach zu messen ist. Jedoch weisen die elektrischen Antriebe nebst einem eventuell vorhandenen Getriebe eine Tiefpasscharakteristik auf, so dass nur relativ tieffrequente Signale auflösbar sind [SCHE-90]. Zudem beeinflussen die bewegten Massen das Verhältnis zwischen Nutz- und Störsignalanteil. Darüber hinaus besteht bei analogen Antrieben keine Möglichkeit, von Steuerungsseite auf Antriebsgrößen zuzugreifen und diese steuerungsintern für Zwecke einer Prozessanalyse zu nutzen.

Des Weiteren wurden in verschiedenen Arbeiten mehrere verschiedene Signale gleichzeitig aufgenommen, um im Rahmen einer Multisensorauswertung umfassende Prozessinformationen bereitzustellen [FELD-95, HUSE-94, KIRC-91, PLAP-93].

2.1.2 Techniken zur Signalverarbeitung

Der Signalverarbeitung kommt im Rahmen der Prozessüberwachung im Wesentlichen die Aufgabe der Extraktion von relevanten Merkmalen zu, die einerseits leicht klassifizierbar sind und andererseits eindeutig mit einer Prozessstörung korrelieren. Hierfür werden hauptsächlich Methoden der digitalen Signalverarbeitung im

- Zeitbereich,
- Frequenz- oder Cepstralbereich sowie
- statistische Methoden

eingesetzt.

Zu den Zeitbereichsmethoden zählen insbesondere Techniken zur Signalvorverarbeitung, wie Filterung, Glättung usw. Eine ebenfalls häufig angewandte Verarbeitungstechnik ist die Bildung des Effektivwertes (RMS-Werte) eines Signals, die insbesondere bei AE-Anwendungen eingesetzt wird [KÖNI-93B, KÖNI-94, KETT-97]. Mit dem RMS-Wert steht ein der Leistung des Signals äquivalenter Zahlenwert zur Verfügung. Des weiteren dient ein einfaches numerisches Differenzieren eines Eingangssignals dazu, vorhandene Signalspitzen stärker zu betonen. Diese Technik kann daher bei Anwendungen mit plötzlichen Signaländerungen, wie z. B. die Werkzeugbruchüberwachung, eingesetzt werden [KÖNI-95].

Eine Vielzahl von Prozessstörungen äußern sich in einer Änderung des charakteristischen Frequenzspektrums der Prozesssignale. Hierzu zählen z. B. Werkzeugexzentrizitäten, Ausbrüche einzelner Werkzeugschneiden und insbesondere Ratterschwingungen. Folglich werden in einer Reihe von Arbeiten mit der Transformation der messbaren Prozesssignale in den Frequenzbereich verschiedene Lösungen zur Überwachung dieser Störungen aufgezeigt [DORN-90, JANI-90, KÖNI-95, SMIT-92, SPIE-91].

Den weitreichenden Möglichkeiten zur Signalanalyse mittels der Frequenzbereichstransformation steht jedoch – trotz leistungsfähiger Algorithmen, wie z. B. der Fast-Fourier-Transform (FFT) [COOL-65] – der erhebliche numerische Aufwand insbesondere unter Echtzeitanforderungen entgegen.

Mit der Transformation in den Cepstralbereich liegt eine Verarbeitungstechnik vor, die vor allem Periodizitäten im Frequenzbereich aufdeckt. Sie eignet sich deshalb vor allem bei Prozessen mit stoßartigen Anregungen [FOEH-90, MEHL-87, NOSK-93]. MEHLES hat die Möglichkeiten der Cepstralanalyse zur Prozessüberwachung grundlegend untersucht und sie zur Optimierung der Brucherkenung bei mehrschneidigen Fräswerkzeugen eingesetzt. Auch hier besteht jedoch aufgrund der Anwendung einer zweimaligen Fouriertransformation ein erheblicher numerischer Rechenaufwand.

Des weiteren können mittels statistischer Analyseverfahren charakteristische Merkmale ermittelt werden. Hierzu zählt die Berechnung von Kenngrößen, wie der Mittelwert, die Varianz sowie weitere zentrale Momente der Verteilungen höherer Ordnung, wie z. B. der Kurtosis-Wert

[JEMI-98, NOJA-81]. Mit der Anwendung des Kurtosis-Wertes konnte WARDANY eine Werkzeugzustandsüberwachung für Bohrprozesse realisieren [WARD-96].

2.1.3 Verfahren zur Signalauswertung

Für die Überwachung und Analyse technischer Prozesse sind eine Vielzahl verschiedener Auswerteverfahren entwickelt worden. Diese lassen sich in

- signalbasierte,
- analytisch modellbasierte und
- klassifizierende

Verfahren einteilen (vgl. [BÜTT-96, WEBE-96]).

Signalbasierte Verfahren

Mit signalbasierten Verfahren können relevante Merkmale in den Eingangssignalen erkannt werden. Dabei werden jedoch nicht die analytischen Zusammenhänge zwischen Signalmustern und den Prozesszuständen ausgenutzt. Sie sind daher auf das Vorhandensein ausgeprägter Merkmale angewiesen [BOGE-94].

In der Praxis haben sich hierzu verschiedene Arten der Grenzwertüberwachung herausgebildet. Im Wesentlichen unterscheidet man dabei zwischen festen und mitlaufenden Grenzwertschwellen. KLUFT und CHRISTOFFEL konnten mit diesen Verfahren für das Drehen bzw. das Fräsen und Bohren eine Werkzeugbruchüberwachung realisieren [CHRI-84, KLUF-83]. Dabei eignen sich mitlaufende Grenzwerte insbesondere zur Erkennung kurzer impulsförmiger Signalstörungen, wie sie vom Bruch eines Werkzeugs erzeugt werden. Langsame Änderungen, z. B. aufgrund von Verschleißerscheinungen, können mit mitlaufenden Schwellen nicht erkannt werden.

Neben den Grenzwertüberwachungen zur Analyse kurzzeitiger Ereignisse, wie Werkzeugbrüche, lassen sich mit Trendauswertungen auch

langsame Signalveränderungen erfassen. Dieser Ansatz wird bei einer Vielzahl von Arbeiten zur Verschleißüberwachung eingesetzt, die die Schnittkraftkomponenten oder davon abgeleitete Größen verwenden [KÖNI-93A, SCHÖ-92].

Bei den signalgestützten Verfahren ist im Vergleich zu den modellbasierten und klassifizierenden Verfahren der niedrige analytische Aufwand sowie die einfache Implementierbarkeit in ein Rechnerprogramm von Vorteil. Jedoch eignen sich diese Verfahren nur für Signale mit geringen Störanteilen sowie ausgeprägten Merkmalen. Darüber hinaus ist eine Klassifikation von verschiedenen Störmerkmalen zu spezifischen Störungen nur in sehr beschränktem Umfang möglich.

Modellbasierte Verfahren

Bei modellbasierten Verfahren werden analytische Modelle des zu überwachenden technischen Prozesses herangezogen, wobei das Modell meist den fehlerfreien Zustand des Systems beschreibt. Mittels eines Vergleichs der Modell- mit den Messdaten kann dann eine Abweichung vom Sollzustand erkannt werden (siehe auch Abb. 2.2). Dem Modell werden je nach Komplexität die Ein- und Ausgangsgrößen des Prozesses sowie die Prozesszustandsgrößen als Eingangswerte zugeführt. Damit können anhand der Modellgleichungen die Ausgangsgrößen des modellierten Prozesses berechnet werden. Mit einem Vergleich dieser Daten und der gemessenen Prozessausgangsgrößen, die aufgrund von Störungen von den analytisch ermittelten Werten abweichen können, ist anhand einer Generierung von typischen Störungssyptomen eine Prozessdiagnose möglich.

Hauptsächlich wird hier zwischen Parameterschätzverfahren und beobachtergestützten Verfahren unterschieden [ISER-91, ISER-94]. Bei den Parameterschätzverfahren werden parametrisierte Modelle (z. B. AR-, ARMA-Modelle usw.) in Form von Differential- oder Differenzgleichungen eingesetzt, deren Parameter mittels geeigneter Schätzverfahren ermittelt werden. Dies geschieht durch Einsetzen gemessener Ein- und Ausgangssignale, wobei die Parameter so bestimmt werden, dass der sich einstellende Fehler minimiert wird.

Bei beobachterbasierten Verfahren wird das Beobachterprinzip aus der

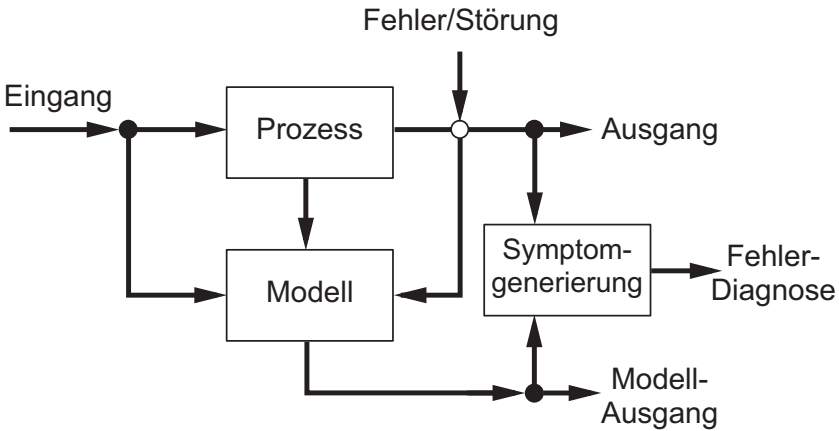


Abbildung 2.2: Prinzipieller Aufbau modellbasierter Verfahren

Regelungstechnik genutzt. Dabei wird von der Regelstrecke ein mathematisches Modell in Form von Zustandsgleichungen gebildet. Dieses Modell ist der realen Regelstrecke parallel geschaltet und erhält dieselben Eingangsgrößen. Sind das Beobachtermodell und die eigentliche Strecke identisch, entsprechen die Zustandsgrößen des Beobachters denen der vorliegenden Strecke. Über den Beobachter kann dann auf die interessierenden aber nicht messbaren Größen der Strecke geschlossen werden. Bei der Anwendung dieses Prinzips zur Analyse des Prozesszustandes werden die messbaren Ausgangssignale des Prozesses mit den beobachteten Zustandsgrößen verglichen.

Analytische modellgestützte Verfahren werden häufig bei Anwendungen eingesetzt, die auf die Signale der elektrischen Antriebe zurückgreifen [BUCH-87, FQS-91, FREY-93, HE-93, JAN1-90]. Bei diesen Anwendungen liegt eine lange und komplexe Übertragungsstrecke zwischen Signalquelle und Messstelle vor. Eine modellbasierte Beschreibung ist daher von Vorteil, da damit die analytischen Zusammenhänge innerhalb der Übertragungstrecke mit berücksichtigt werden können. Zur Reduzierung der Modellkomplexität werden dabei die Systemzusammenhänge, z. B. das Verhalten der Antriebsmechanik, meist stark vereinfacht wie-

dergegeben [FOEH-90, WANK-93].

Den Systemgegebenheiten bei modernen NC-Werkzeugmaschinen werden die gemachten Modellansätze zur elektrischen Antriebstechnik nur eingeschränkt gerecht, da hier ausschließlich mit den einfachen Systemgleichungen analoger Gleichstromantriebe gearbeitet wird. Die Mehrzahl heutiger Maschinen werden aber mit digital geregelten Synchronmotoren für die Vorschubachsen und mit Asynchronmaschinen für die Hauptspindelantriebe ausgerüstet. Die dort zudem vorliegende Digitaltechnik bedarf aber anderer Beschreibungstechniken als die heute nur noch sehr selten anzutreffende Gleichstromtechnik.

Klassifizierende Verfahren

Neben den signalbasierten Verfahren ordnen die klassifizierenden Verfahren einem Störsignal eine bestimmte Fehlerursache zu, ohne dabei die analytischen Zusammenhänge zwischen Störung und Signal zu nutzen. Es wird hier jedoch eine Vielzahl von Merkmalen zu einem Merkmalsvektor zusammengefasst. Damit kann die Zuverlässigkeit eines Überwachungssystems gesteigert werden. Die Generierung des Merkmalsvektors dient dazu, um aus der Gesamtheit aller Eingangsdaten die relevanten Daten in einer stark komprimierten Form bereitzustellen. Als Merkmale dienen dabei Signalkennwerte, wie z. B. Mittelwerte, Leistungen, Maximalwerte, Varianz usw. Mittels dieses Vektors wird den Signalmerkmalen ein bestimmter Prozesszustand zugeordnet. Diese Zuordnung erfolgt über Klassifikationsmethoden. Üblicherweise wird hierfür in

- nicht numerische und
- numerische Verfahren mit den Untergruppen
 - statistische und
 - geometrische Verfahren

unterschieden [NIEM-83]. Für die Überwachung von Maschinen werden statistische und insbesondere geometrische Verfahren eingesetzt

[KÜHN-85, RAMA-93, WECK-93]. Bei den geometrischen Verfahren werden die Merkmalsvektoren im n -dimensionalen Raum den Prozesszuständen zugeordnet. Dies kann mit linearen Trennfunktionen unter der Voraussetzung, dass der Merkmalsraum mit Trennebenen separierbar ist, erfolgen. Daneben können Abstandsklassifikatoren (*Nächster-Nachbar* oder *Mahalanobischer Abstand*), die die Merkmalsvektoren, die dichter beisammenliegen, zu einer Klasse zusammenfassen, eingesetzt werden. Um mit einem Klassifikator die Merkmalsvektoren zu bestimmten Klassen zuzuordnen, muss vorher der Klassifikator mit typischen Merkmalsvektoren angelernet werden. Nachteilig erwies sich bei diesen Klassifikationsverfahren der Aufwand für die Lernalgorithmen sowie für nachträgliche Modifikationen der Klassifikation.

Neben den klassischen Methoden zur Musterklassifikation haben Fuzzy-Klassifikatoren und vor allem Künstliche Neuronale Netze oder deren Kombination Bedeutung in der Überwachung von Maschinen und Prozessen erlangt [ARTM-95, BEHR-96, BÜTT-96, DAS-96, FRIE-99, ROSE-94, SUWA-99, TANS-93, TANS-95, TARN-94, VDI-95, WEBE-96]. Ein Künstliches Neuronales Netz besteht, gemäß seinem biologischen Vorbild, aus einer Vielzahl einzelner Recheneinheiten, die untereinander mit gewichteten Verbindungen vernetzt sind. Dabei ist das Netz aus einer Ein- und Ausgabeschicht und einer oder mehrerer verborgener Schichten aufgebaut (vgl. Abb 2.3).

Die Anzahl der Eingangsknoten entspricht dabei der Dimension des Merkmalsvektors, die Anzahl der Ausgangsknoten ist mit den zu klassifizierenden Zuständen identisch. Jeder Knoten des Netzes berechnet in Abhängigkeit des eigenen aktuellen Aktivierungszustandes, und des Eingabewertes einen neuen Zustands- und Ausgabewert, der an die nachfolgenden Knoten weitergegeben wird. Bei den meisten Anwendungen zur Prozessüberwachung wird die gewichtete Summe aller Eingabewerte berechnet, um damit den Aktivierungszustand eines Neurons zu berechnen. Mit dem Aktivierungszustand wird ein neuer Ausgabewert ermittelt, der an die nächsten Neuronen weitergereicht wird. Für das Anlernen, d. h. dem Berechnen der Gewichtungsfaktoren der Verbindungen, werden häufig das Backpropagation oder verwandte Verfahren eingesetzt [WEBE-96].

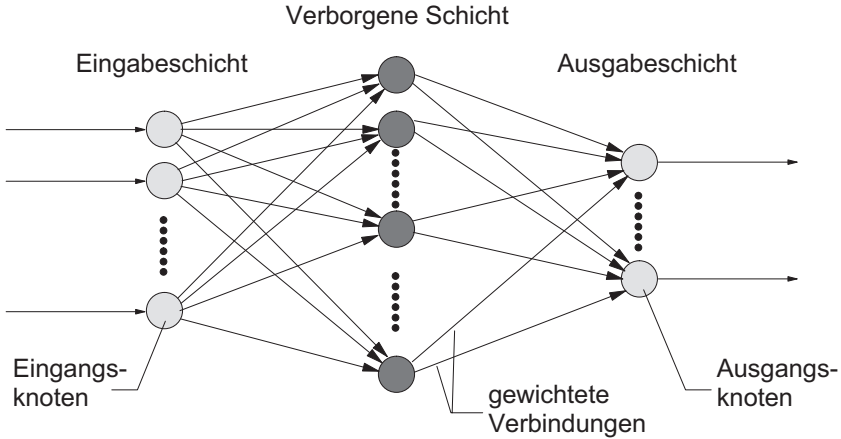


Abbildung 2.3: Prinzipieller Aufbau eines Künstlichen Neuronalen Netzes mit einer verborgenen Schicht

Neuronale Netze sind damit in der Lage beliebige Trennfunktionen im mehrdimensionalen Merkmalsraum zu realisieren. Man erreicht daher mit ihnen hohe Erkennungsraten auch bei stark verrauschten Eingangsdaten. Problematisch ist jedoch das Finden einer geeigneten Netztopologie sowie die fehlende Transparenz aufgrund der komplizierten Verknüpfungen, die ein Nachvollziehen der Klassifikation unmöglich machen. Des Weiteren können Konvergenzprobleme in der Lernphase auftreten.

2.2 Modellbildung von Vorschubantrieben an Werkzeugmaschinen

In Ergänzung zu der Darstellung von modellbasierten Verfahren zur Prozessanalyse wird im Folgenden auf die Methoden zur Modellierung von mechanischen Antriebssystemen eingegangen. Dabei werden die wesentlichen Modellierungsarten anhand von Vorschubantrieben aufgezeigt, da diese für die vorliegende Arbeit besondere Bedeutung haben.

Als eine wesentliche Motivation zur Modellbildung von Antriebssystemen kann die Simulation des dynamischen Antriebsverhaltens gesehen werden. Denn damit können Systemeigenschaften von Antriebssystemen bereits in einer sehr frühen Phase der Produktentwicklung bestimmt werden.

Die mechanischen Elemente von Vorschubantrieben sind massebehaftet und weisen endliche Steifigkeiten auf. Sie können daher als ein schwingungsfähiges, gekoppeltes Feder-Massen-System dargestellt werden (vgl. u. a. [GROS-81, WECK-95]). Im Allgemeinen wird dabei das Verhalten der Antriebsmechanik als linear und zeitinvariant angenommen. Zur Abbildung von Nichtlinearitäten, wie es z. B. das Reibungsverhalten von hydrodynamischen Führungen darstellt, werden diese Modelle um nicht-lineare Teilmodelle erweitert. Die Modellierung derartiger Nichtlinearitäten kann anhand von Kennlinien, die direkt gemessen (vgl. z. B. [BRET-96]) oder durch Lernen mittels Neuronaler Netze ermittelt wurden [FREN-95], erfolgen.

Bei zahlreichen Anwendungen dient die Modellierung und eine anschließende Simulation von Vorschubantrieben der Auslegung und Schwachstellenanalyse. Damit können unterschiedliche Antriebsvarianten bereits in der Entwurfsphase einer Maschine vergleichend analysiert werden [GROS-98].

Ein weiteres Anwendungsfeld findet die Modellierung in der Reglerauslegung und Optimierung von Reglerparametern anhand von Simulationsstudien. Insbesondere für die Auslegung von Zustandsreglern ist ein Modell der Strecke, d. h. der Antriebsmechanik, erforderlich. Dieses kann auch zum Entwurf von Zustandsbeobachtern genutzt werden, die zur Rückführung von nicht messbaren Zuständen für die Zustandsregelung herangezogen werden [EUBE-92, SEEH-94, WECK-95].

Darüber hinaus stellt die Modellbeschreibung häufig die Grundlage zur Kompensation von Fehlern innerhalb von geregelten Antriebssystemen dar. So kann z. B. anhand von Modellen der Schleppfehler durch Vorsteuerungsverfahren kompensiert werden [PRIT-97].

Je nach Anwendung und Zielsetzung der Modellbildung werden unterschiedliche Modelltypen eingesetzt. Für die Abschätzung des Hochlauf-

verhaltens, um damit eine einfache dynamische Auslegung von Servoantrieben durchzuführen, genügt die Betrachtung des Antriebssystems als starr gekoppelte bewegte Massen. In der Regel werden hierfür die bewegten Massenträgheitsmomente des Antriebssystems auf den Motor zu einem Gesamtmassenträgheitsmoment reduziert.

In vielen Fällen der Systemauslegung und Schwachstellenanalyse wird die Antriebsmechanik als ein System mit zwei einander elastisch gekoppelten Massen angenommen. Es entsteht dadurch ein Ersatzsystem 2. Ordnung, das nur eine dominante Eigenfrequenz berücksichtigt jedoch eine meist ausreichende Genauigkeit aufweist und auf einfache Weise beschrieben werden kann (vgl. [GROS-81, HEIS-95, SIMO-86] u. a.). Insbesondere die Modellierung von rotatorischen Direktantrieben kann bei hoher Spindelsteigung mit der Annahme eines Zwei-Massen-Schwingers erfolgen [ZIRN-96].

Ebenso vereinfacht sich bei Lineardirektantrieben im Vergleich zu Spindelantrieben die Modellbildung erheblich. Hier genügt es meist, den mechanischen Teil des Antriebs als ein Einmassen-System abzubilden [PHIL-92, WECK-99] bzw. zusätzlich die Schwingungsneigung des direkten Messsystems mit einer weiteren Teilmasse zu berücksichtigen [FAHR-96].

Existieren mehrere relevante Nachgiebigkeiten in einem mechanischen Antriebssystem, so sind entsprechend der Anzahl der dominanten Eigenfrequenzen Mehrmassen-Schwinger-Modelle aufzubauen (vgl. [SCHU-99]). Ebenso werden für detaillierte Untersuchungen, wie z. B. zum Einfluss der Schlittenposition auf die Gesamtsteifigkeit eines rotatorischen Spindelantriebs, die im Kraftfluss befindlichen Antriebskomponenten mit mehreren Einzelmassen und Kopplungssteifigkeiten abgebildet (vgl. [WECK-95]). Die Modellierung eines Vorschubantriebssystems erfolgt dabei häufig als eine Kette gekoppelter Torsionsschwinger. Für eine genaue Abbildung der steifigkeitsrelevanten Komponenten schlagen PAPIERNIK und HAMANN einen 6-Massen-Schwinger (s. Abb. 2.4) vor, bei dem die Tischmasse in ein äquivalentes Massenträgheitsmoment umgerechnet wurde [HAMA-93, PAPI-96].

Die Herleitung der für derartige Modelle erforderlichen Bewegungsgleichungen kann dabei auf direkten Weg oder über Prinzipien der Mechanik

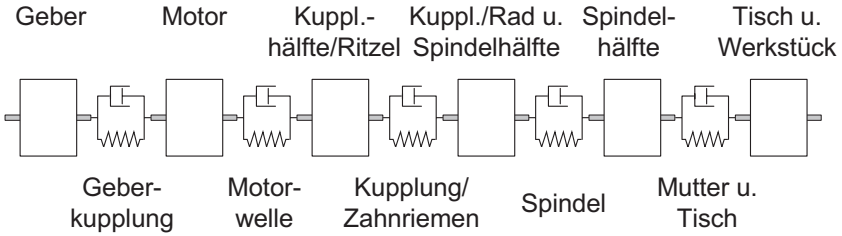


Abbildung 2.4: Torsionsschwingermodell eines Vorschubantriebs

für Mehrkörpersysteme erfolgen. Dafür wurden Verfahren entwickelt, die eine möglichst einfache und systematische Ableitung der Bewegungsgleichungen ermöglichen (vgl. [SIMO-86]).

Daneben können auch kommerzielle Mehrkörpersimulationssysteme (MKS) zur Modellierung und gleichzeitigen Simulation der Antriebsmechanik eingesetzt werden. Dabei werden, anstatt explizit komplexe Bewegungsgleichungen abzuleiten, grafisch Mechanismen definiert, die die möglichen Bewegungen der gekoppelten Massen darstellen (vgl. [PRIT-99]). Die Bereitstellung des zu lösenden Gleichungssystems erfolgt damit automatisiert.

Neben der Modellierung mit wenigen diskreten Massenelementen wurden Programmsysteme zur FE-Modellierung von Vorschubantriebssystemen entwickelt. Speziell hierfür wurden von SIMON und EUBERT die Programme VASDY und ELFE_FE entworfen [EUBE-88, EUBE-92, SIMO-86]. Diese Programmsysteme ermöglichen eine Berechnung des Verformungsverhaltens der Antriebsstruktur in allen sechs Freiheitsgraden. Die damit aufgestellten Modelle werden aus einer Vielzahl problemangepasster Elementtypen, die in einer Elementbibliothek zusammengefasst sind, aufgebaut. Neben Elementen für Wellen, Lager, Zahnriemen usw. stellen parametrierbare Elemente für den Kugelgewindetrieb eine Besonderheit zur Berechnung von Vorschubantrieben dar. Einzelne Steifigkeiten müssen bei der Verwendung dieser Programmsysteme nicht mehr explizit angegeben werden.

Die Simulationsergebnisse mit diesen Programmpaketen sind beispielsweise übersetzungsreduzierte Darstellungen des Nachgiebigkeitsverhal-

tens des gesamten Antriebssystems. Damit können dann gezielt Schwachstellen der Antriebsmechanik analysiert werden. Nachteilig beim Einsatz von FE-Modellen ist die hohe Systemordnung, die eine Simulation im Zeitbereich und damit eine Berücksichtigung von Nichtlinearitäten erschwert.

Grundsätzlich kann die Modellbildung auf zwei verschiedenen Vorgehensweisen erfolgen. Zum einen können die physikalischen Wirkzusammenhänge theoretisch ermittelt und in Form von Differentialgleichungen abgelegt werden. Diese Tätigkeit kann mit Rechnerhilfsmitteln, die universell einsetzbar sind [WECK-95] oder speziell zur Modellierung von Antriebssystemen geeignet sind [GROS-95], erleichtert werden. Zur Modellverifikation können die Steifigkeits- und Dämpfungsparameter derartiger Modelle durch dynamische Messungen ermittelt werden.

Zum anderen kann anhand von Messwerten eine experimentelle Systemidentifikation erfolgen. Hierbei werden mit verschiedenen Identifikationsverfahren Parameter der aufzustellenden Modelle ermittelt (vgl. [ISER-88A]). Die Struktur und die Systemordnung wird dabei bereits im Voraus festgelegt, wobei für Vorschubantriebe Modelle niedriger Ordnung gewählt werden (vgl. [HAGL-91, HELM-92, TÖNS-98] u. a.).

Als weitere Identifikationsverfahren können auch die Frequenzganganalyse und die Systembeschreibung anhand der Gewichtsfunktion eingesetzt werden. Diese haben gegenüber den o. g. parametrischen Identifikationsverfahren, z. B. auf Basis diskreter Systemmodelle den Vorteil, dass keine Annahmen über die Systemordnung getroffen werden müssen [BRET-97, PAPI-96].

2.3 Zusammenfassung und Fazit

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass auf dem Gebiet der Prozessüberwachung viele verschiedene Ansätze verfolgt werden. Diese unterscheiden sich in Hinblick auf die eingesetzte Sensortechnik, die Signalverarbeitung sowie die eigentliche Auswertestrategie. Dabei wurden diese Arbeiten meist sehr spezifisch auf eine Problemstellung hin ausgerichtet und optimiert.

Für einen praxisgerechten Einsatz sind bei den bestehenden Ansätzen zur Prozess- und Maschinendiagnose verschiedene Weiterentwicklungsmöglichkeiten denkbar und realisierbar. Dazu zählen:

- Sensorbasierte Systeme erfordern meist eine aufwendige Sensorik und externe Auswertegeräte, die die Gesamtkomplexität der Maschine erhöhen und damit die Verfügbarkeit sowie die Akzeptanz beim Bediener beeinträchtigen können. Darüber hinaus erfordern diese Systeme prinzipbedingt Aufwendungen zur Installation und Montage der Sensoren sowie zusätzliche Kosten für Sensorik und Auswertegeräte.
- Informationen, die bereits im Steuerungs- bzw. Antriebssystem vorliegen, werden nur unzureichend ausgenutzt. In bisherigen Arbeiten, vor allem bei sensorbasierten Systemen, wird nur in äußerst geringem Umfang auf Antriebs- und Steuerungsinformationen zurückgegriffen. Die vorgestellten Arbeiten zu steuerungintegrierten Systemen basieren meist nur auf der Auswertung von Motorstromsignalen der elektrischen Antriebe. Bei diesen Arbeiten werden jedoch keine grundlegenden Überlegungen zum Entstehen der Antriebssignale in Anhängigkeit von der Prozessstörung und des elektrischen Aufbaus des Antriebssystems gemacht. In diesem Zusammenhang wären darüber hinaus insbesondere die spezifischen Gegebenheiten der heute breit eingesetzten digitalen Antriebe, wie Zeit- und Amplitudenquantisierung der Antriebssignale, in zukünftigen Arbeiten zu berücksichtigen.
- Bei den Arbeiten zur antriebssignalbasierten Analyse und Überwachung von Zerspanprozessen wird das dynamische Eigenverhalten der mechanischen Antriebssysteme nicht umfassend in Betracht gezogen. Die Vorschubantriebe werden meist nur als Ein- oder Zweimassenschwinger modelliert. Damit kann beispielsweise nicht der Einfluss der Anbindung direkter Lagemesssysteme auf das dynamische Verhalten des Gesamtsystems und damit auch auf die Güte der Messsignale abgebildet werden.
- In bisherigen Arbeiten wurden Informationen, die bereits in der

Konstruktionsphase von Maschinen vorliegen, nicht konsequent für eine Prozessanalyse herangezogen. Dies können Auslegungsdaten über das Steuerungs- und das elektrische Antriebssystem sein oder auch Simulationsmodelle für die mechanische Antriebsauslegung. Anhand dieser Informationen können bereits in einer frühen Phase der Produktentwicklung Erkenntnisse über die prinzipiellen Möglichkeiten zur steuerungs- und antriebssignalbasierten Prozessanalyse und damit auch zur Ableitung von Analysealgorithmen gefolgert werden.

- Arbeiten, deren Grundlage die Auswertung von Antriebssignalen ist, beinhalten keine durchgängige Betrachtung des elektromechanischen Antriebssystems in Hinblick auf den Informationsfluss zwischen Prozessstelle und informationstechnischer Darstellung antriebsinterner Zustandsgrößen. Dies ist jedoch bei antriebssignalbasierten Systemen von großer Wichtigkeit, da hier aufgrund der komplexen Übertragungstrecken eine Vielzahl potentieller Einflussfaktoren auf den Informationsgehalt der Antriebssignale vorliegen. Neben den mechanischen und elektrischen Einflüssen von Motor und Antriebsmechanik sind hier vor allem bei digitalen Antrieben der Einfluss digitaler Rechnersysteme und ihre Schnittstellen auf prozessrelevante Informationen zu berücksichtigen. Der Umstand, dass bei einer antriebssignalbasierten Prozessanalyse die Messstrecken fest vorgegeben sind und nicht für die Belange der Analyse von Zerspanungsprozessen optimiert werden können, ist noch nicht ausreichend Rechnung getragen worden.

3 Zielsetzung und Vorgehensweise

3.1 Zielsetzung

Für eine hohe technische Verfügbarkeit von Werkzeugmaschinen sind eine sichere Prozessführung sowie eine schnelle Identifikation von Störungen und Maschinendefekten unabdingbar. Deshalb hat die Überwachung des Prozesses in Hinblick auf Störungen, wie Werkzeugbruch und -verschleiß, Überlast usw. sowie die Diagnose des Betriebsverhaltens einzelner Maschinenelemente eine besondere Bedeutung für den wirtschaftlichen Betrieb.

Das Hauptziel der vorliegenden Arbeit ist daher die Entwicklung einer Methode zur Analyse und Diagnose von Prozesszuständen. Mit dem gewählten Ansatz sollen anstelle von speziellen Sensoren, wie z. B. Körperschall- oder Kraftaufnehmern, die sensorischen Eigenschaften der elektrischen Antriebe genutzt werden. Die Antriebe weisen aufgrund der Rückwirkungen aus dem Zerspanprozess und dem Maschinenverhalten über das elektromechanische Antriebssystem auf antriebspezifische Signalgrößen, wie Drehzahl und Motorstrom, prozess- und maschinenspezifische Sensorfunktionalitäten auf. Im Rahmen dieser Arbeit sollen digitale Antriebe nach dem derzeitigen Stand der Technik im Mittelpunkt der Betrachtungen stehen. Systeme mit derartigen Antrieben bieten im Gegensatz zu analogen Antrieben prinzipiell einen durchgehenden Zugriff von der NC-Steuerungsebene auf Signale innerhalb der Antriebsreglerebene bis zu den Signalen der Messsysteme an geregelten NC-Achsen.

Es besteht dadurch die Möglichkeit, die vorhandenen Rechneinheiten zur Antriebsregelung und -steuerung, die meist als programmierbare Mikrocontroller oder DSPs ausgeführt sind, für Aufgaben der Prozess- und Maschinenanalyse anhand antriebsinterner Signale zu nutzen. Eine derartige Vorgehensweise erfordert die Kenntnis des prozessrelevanten Informationsanteils innerhalb der Antriebsignale. Dazu soll die vorliegende Arbeit eine geeignete Vorgehensweise aufzeigen. Ferner trägt diese Arbeit dazu bei, den Aufbau und die Entwicklung von steuerungsinte-

grierten Systemen zur Prozess- und Maschinendiagnose auf Basis der Informationen, die die Signale innerhalb digitaler Antriebssysteme enthalten, zu unterstützen und zu vereinfachen.

Mit der Verwendung der elektrischen Antriebe als Sensoren sind die Messwertaufnehmer, die Messstrecken zwischen Aufnehmer (Antrieb) und Signalquelle (Zerspanstelle) sowie der Installationsort der Sensoren an der Maschine fest vorgegeben. Eine Anpassung bzw. Optimierung des Aufnehmerortes an eine spezifische Überwachungsaufgabe, wie sie bei sensorbasierten Systemen praktiziert wird, ist bei antriebssignalbasierten Systemen nicht möglich. Besondere Bedeutung fällt daher der Kenntnis des Übertragungsverhaltens der vorliegenden Messstrecken zu. Dies betrifft bei den betrachteten digitalen Antrieben insbesondere die informationstechnischen Schnittstellen innerhalb der Antriebselektronik sowie deren interne Zykluszeiten. Nur durch die ganzheitliche Kenntnis der gesamten Übertragungsstecke ist es möglich, zielgerichtet und systematisch Aussagen über die Signalquelle und damit über den Prozesszustand treffen zu können.

Die Beschreibung des Verhaltens der Übertragungsstrecken hat dabei alle wesentlichen Einflussfaktoren zu berücksichtigen. Dazu sind mechanische Kenngrößen, wie Reibung, bewegte Massen, Übersetzungen und Fügestellensteifigkeiten zu zählen. Ebenso ist das elektromechanische Verhalten der Antriebe bei der Wandlung von elektrischer in mechanischer Energie mit in die Betrachtungen einzubeziehen. Für eine gesamtheitliche Beschreibung des Übertragungsverhaltens sind darüber hinaus auch informationstechnische Kenngrößen der Datenverarbeitung innerhalb digitaler Antriebssysteme zu beachten. Dies sind beispielsweise die Auflösungen und Datenwortbreiten der Antriebssignale sowie die Taktzeiten der digitalen Verarbeitungseinheiten.

Erst mit einer derartigen Vorgehensweise kann der reale Informationsfluss innerhalb des mechatronischen Antriebssystems beschrieben werden, wodurch die Bestimmung des prozessrelevanten Informationsgehaltes der antriebsinternen Signale ermöglicht wird. Dies wiederum ist erforderlich, um zielgerichtet geeignete Algorithmen und Verfahren zur Analyse und Überwachung von Zerspanungsprozessen auswählen zu können.

Anhand der Kenntnisse über die prozessrelevanten Informationen in

den zur Verfügung stehenden Antriebssignalen sollen Aussagen über einen möglichst optimalen strukturellen Aufbau von antriebs- und steuerungintegrierten Prozessanalyse-Systemen abgeleitet werden. Darüber hinaus soll mit der zu erarbeitenden Methodik zur antriebssignalbasierten Prozessanalyse die Fragestellung der prinzipiellen Möglichkeiten zur Analyse und Überwachung von Zerspanprozessen bei einem spezifischen digitalen Antriebssystem gelöst werden. Eng damit verknüpft sind Aussagen über notwendige Änderungen innerhalb des elektromechanischen Antriebssystems, um umfassendere Analysefunktionalitäten zu erreichen.

Als Grundlage des in dieser Arbeit vorgestellten Ansatzes dient eine ganzheitliche, durchgängige Betrachtung bzw. Beschreibung des Informationsflusses prozessbeschreibender Größen von der Wirkstelle des Prozesses über das elektromechanische Antriebssystem bis zur informationstechnischen Darstellung von Zustandsgrößen im digitalen Antriebs- und Steuerungssystem. Diese Beschreibung soll anhand eines Simulationsmodells, das die mechatronische Gesamtstruktur bestehend aus Antriebsmechanik und -elektrik bzw. -elektronik abbildet, erfolgen. Zum Studium des Prozesseinflusses wird dieses Modell um ein exemplarisches Prozessmodell zur Zerspankraftberechnung erweitert. Die Einbindung des Prozessmodells ist dabei so zu gestalten, dass weitgehend beliebige Prozesse berücksichtigt werden können. Damit sind auch die Rückwirkungen von unterschiedlichen Prozesszuständen bzw. -störungen auf antriebsinterne Zustandsgrößen mit einbezogen und deren Auswirkungen auf Antriebsgrößen bestimmbar.

Die Verifikation der Simulationsmodelle sowie des Ansatzes zur Prozessanalyse wird an einem speziell ausgestatteten Antriebsversuchsstand erfolgen. Dieser Versuchsstand ist mit durchgehend digitaler Antriebstechnik ausgerüstet. Von Steuerungsseite bietet diese Versuchsplattform im Vergleich zu konventionellen Steuerungssystemen weiterreichende Zugriffsmöglichkeiten auf antriebsinterne Zustandsgrößen.

Mit der in dieser Arbeit zu konzipierenden Methode sollen auf Anwenderseite Möglichkeiten zur besseren Prozessbeherrschung aufgezeigt werden. Es werden die Grundlagen erarbeitet, die zur Entwicklung von steuerungs- bzw. antriebsintegrierten Systemen zur Prozess- und Maschinenanalyse erforderlich sind. Damit wird ein Beitrag zur weiteren

Steigerung der technischen Verfügbarkeit von Werkzeugmaschinen geleistet. Dies ist insbesondere für den Maschinenhersteller von Bedeutung, da mit dem hier verfolgten Ansatz keine Erhöhung der Systemkomplexität aufgrund zusätzlicher Komponenten und der damit verbundenen Systemkosten zu erwarten ist.

Seitens des Werkzeugmaschinenherstellers soll die Arbeit das Verständnis für die Auswirkungen von Prozesskräften auf das elektromechanische Antriebssystem vertiefen. Durch die Kenntnis dieser Wirkzusammenhänge kann die Entwicklung von Werkzeugmaschinen weiter optimiert werden, da damit bereits in der Entwicklungsphase nicht nur das dynamische Eigenverhalten der Antriebe in Verbindung mit der Antriebsmechanik bekannt ist, sondern auch die Prozessauswirkungen auf das Antriebsverhalten studiert werden können. Dies ist der Fall, da bereits in der Entwicklung einer Maschine die wesentlichen Modellparameter, wie Massen und Steifigkeiten von Maschinenkomponenten (vgl. [SCHN-00]), bekannt sind. Zudem werden in der Regel für Zwecke der Antriebsauslegung komplette Teilmodelle aufgestellt, die für die Anwendung der hier vorzustellenden Analysemethodik genutzt werden sollen. Damit kann eine erneute Parameterbestimmung, z. B. die experimentelle Identifikation des mechanischen Übertragungsverhaltens, jedenfalls teilweise entfallen.

3.2 Vorgehensweise der Arbeit

Zur Erreichung des o. g. Zielsetzung ist eine Vorgehensweise erforderlich, die in Abb. 3.1 skizziert ist.

Im ersten Teil der Arbeit wird die Methode zur antriebssignalbasierten Prozessanalyse konzeptionell erarbeitet (Kap. 4). Das Konzept basiert dabei auf der Modularisierung des Gesamtsystems und dem Aufbau von Simulationsmodellen für die einzelnen Module. Mit einer Simulation der Modelle soll die Beschreibung der Informationsdurchgängigkeit ermöglicht werden.

Zur Demonstration der Tragfähigkeit des Konzeptes werden die in Kapitel 4 definierten Teilsysteme modelliert (Kap. 5). Im Rahmen dieser

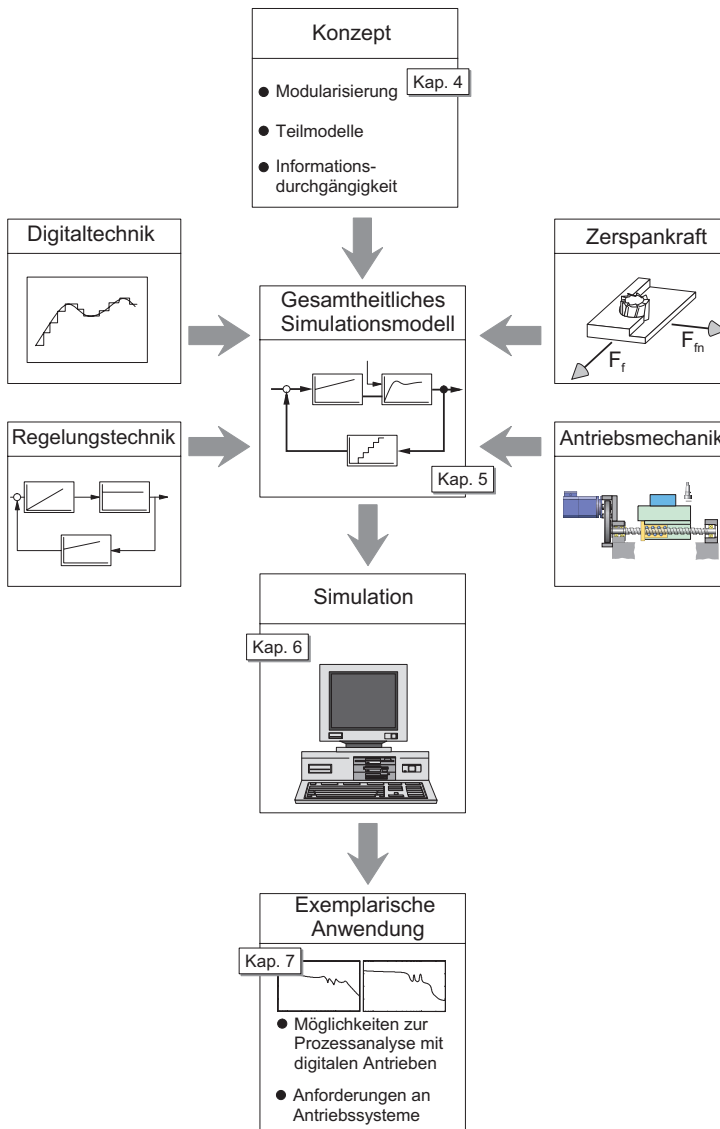


Abbildung 3.1: Vorgehensweise der Arbeit

Modellierung werden analytische Beschreibungsgleichungen für alle wesentlichen Teilsysteme eines digitalen Antriebssystems aufgestellt. Neben den Eigenschaften der Antriebsmechanik und des zu betrachtenden Zerspanungsprozess sollen dabei auch die Aspekte der eingesetzten Regelungs- und Digitaltechnik Beachtung finden. Um das Verhalten des Gesamtsystems einer Simulation zugänglich zu machen, sind die Teilmodelle zu einem gesamtheitlichen Simulationsmodell zusammenzuführen.

Die Implementierung des mechatronischen Gesamtmodells in einem Simulationssystem und die Durchführung der Simulationsberechnungen ist Gegenstand von Kapitel 6. Bevor die Ergebnisse der Simulation für eine Auswertung genutzt werden können, wird die Validität der Modelle geprüft. Dies geschieht mit einer experimentellen Verifikation an einem Versuchsstand.

Mit den verifizierten Simulationsmodellen wird das Werkzeug zur informationstechnischen Durchgängigkeitsanalyse exemplarisch angewendet (Kap. 7). Darunter soll im Kontext dieser Arbeit die systematische Untersuchung der Auswirkungen von Zerspanprozesskräften auf antriebsinterne Signale hinsichtlich aller Faktoren, die diese Auswirkungen bestimmen, verstanden werden. Damit sollen zum einen Aussagen über die prinzipiellen Analysemöglichkeiten mit digitalen Antrieben und zum anderen Anforderungen an digitale Antriebssysteme abgeleitet werden können.

4 Konzeption einer antriebssignalbasierten Prozessanalysemethodik

In diesem Kapitel werden zunächst die Anforderungen an eine antriebssignalbasierte Analysetechnik dargestellt. Daraufhin wird der Systemaufbau digital geregelter Antriebssysteme und die daraus resultierende Problematik bei der Prozessanalyse erläutert.

Diese Problematik in Form von komplexen Übertragungstrecken bei der Nutzung der sensorischen Eigenschaften digitaler Antriebe bedingt die Betrachtung der gesamten Übertragungstrecke zwischen Zerspanstelle und steuerungs- bzw. antriebsinterner Repräsentation prozessrelevanter Zustandsgrößen. Nach der Darstellung einer dafür geeigneten Systematik wird ein Vorgehensmodell erarbeitet.

4.1 Anforderungen und Randbedingungen

Zur Erreichung des Ziels, eine universelle Vorgehensmethodik zur systematischen Ausnutzung der sensorischen Eigenschaften der elektrischen Antriebe zu entwickeln, mit der Zerspanungsprozesse analysiert und diagnostiziert werden können, werden zunächst die Anforderungen an eine derartige Methodik definiert.

Die zu erarbeitende Methode soll die Konzeption und die Auslegung von Systemen zur antriebssignalbasierten Prozessanalyse unterstützen. Dies beinhaltet die a priori Bestimmung der prinzipiellen Möglichkeiten der Prozessanalyse unter bekannten Prozessbedingungen und gegebenem Maschinenaufbau. Damit soll im Voraus geklärt werden können, welche Analyseaufgaben einer antriebssignalgestützten Prozessanalyse überhaupt zugänglich sind. In Verbindung damit sind die begrenzenden Faktoren einer derartigen Analyse mit digitalen Antrieben zu identifizieren. Dabei sind neben mechanischen Parametern, wie z. B. bewegte Massen und Eigenfrequenzen, auch elektrische Systemeigenschaften bzw. Para-

meter der eingesetzten Lageregelung, wie Verstärkungsfaktoren und die Auflösungen der Messsysteme, mit einzubeziehen.

Des Weiteren soll anhand einer regelungstechnischen Betrachtung der Gesamtübertragungsstrecke der prozessrelevante Informationsgehalt der antriebsinternen Signale bestimmt werden können. Damit können zum einen vorausschauend Daten für die Parametrierung von Algorithmen für eine spätere Prozessanalyse und -überwachung abgeleitet werden. Zum anderen kann anhand des bekannten Informationsgehaltes eine effizientere, da angepasste, Analysealgorithmik aus den in der Literatur bekannten Ansätzen ausgewählt werden.

Daten aus der Konstruktion und Projektierung des mechanischen und elektrischen Antriebssystems sollen zur Beschreibung der Übertragungsstrecken weitgehend genutzt werden. Dies gilt insbesondere für Auslegungsdaten zur Konstruktion der Vorschubantriebe und, wie noch später gezeigt werden wird, für Modelle, die zur Optimierung der Regelungsparameter herangezogen werden.

4.2 Systemtechnischer Aufbau des Steuerungs- und Antriebssystems

4.2.1 Technologisches System

Digitale Antriebssysteme von Werkzeugmaschinen weisen eine komplexe mechatronische Struktur auf. Den prinzipiellen technologischen Aufbau derartiger Systeme zeigt Abb. 4.1.

Wie dort ersichtlich, liegt zwischen der Prozessstelle und der informationstechnischen Darstellung der Antriebsgrößen im Antriebsregler und in der NC-Steuerung eine Übertragungsstrecke mit elektrischen bzw. informationstechnischen und mechanischen Teilsystemen vor. Des Weiteren weisen diese Teilübertragungsstrecken kontinuierliche und aufgrund der hier zu betrachtenden digitalen Antriebe auch diskrete Eigenschaften auf. Schließlich liegen mehrfach Rückkopplungen innerhalb des Gesamtsystems aufgrund der Rückwirkungen aus dem Zerspanprozess auf

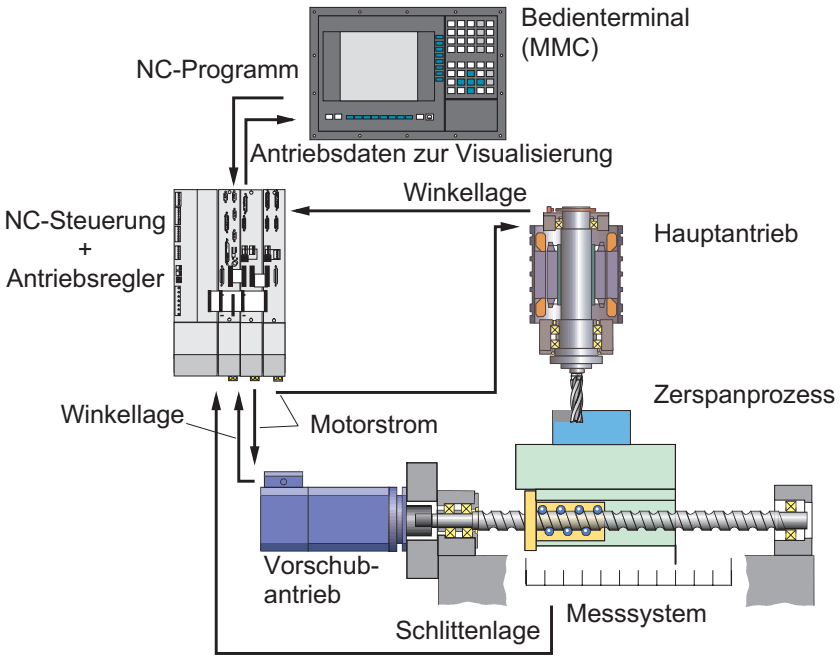


Abbildung 4.1: Technologischer Aufbau des gesamten Antriebssystems einer Werkzeugmaschine am Beispiel eines Vorschub- und Hauptantriebes

Antriebsgrößen und der Rückführung von Messgrößen in die Antriebsregelung vor. Es resultiert daraus ein hybrides, mehrfach rückgekoppeltes Gesamtsystem, bestehend aus der kontinuierlich arbeitenden Antriebsmechanik und den elektrischen Antrieben sowie der zeit- und amplitudendiskreten digitalen Antriebsregelung und Sollwertvorgabe in der NC-Steuerung.

4.2.2 Teilsysteme und Schnittstellen

In Hinblick auf die Ableitung eines Vorgehensmodells zur antriebs-signalbasierten Prozessanalyse ist es zweckmäßig, das in Abb. 4.1

gezeigte technologische Gesamtsystem in geeignete Teilsysteme und -übertragungsstecken nach regelungstechnischen Aspekten zu strukturieren. Die Systemgrenzen ergeben sich dabei zum einen anhand der funktionalen Zusammengehörigkeit von Teilsystemen, wie z. B. bei Leistungsverstärker und elektrischen Antrieben, und zum anderen durch bereits physikalisch oder informationstechnisch vorliegende Schnittstellen, wie z. B. die Lage-, Drehzahl- oder Stromschnittstelle sowie die Prozessschnittstelle zwischen Werkzeug und Werkstück. Da die im Werkzeugmaschinenbau üblicherweise eingesetzten elektromechanischen Antriebssysteme aus nur wenigen Grundelementen bzw. Teilsystemen aufgebaut sind, kann die überwiegende Mehrheit der Werkzeugmaschinen-Antriebssysteme in die, in der Tabelle 4.1 gezeigten, Teilsysteme gegliedert werden.

System	Modelltyp	Eingangsgröße	Ausgangsgröße
Antriebsregelung	zeit- und amplitudendiskret	Sollgrößen, z. B. Vorschub, Drehzahl und Ist-Werte	Stellgrößen, z. B. Motorsollspannung $U_{d,q}$
Leistungsverstärker	zeit- und amplitudendiskret	Motorsollspannung $U_{d,q}$	3-phasiges Spannungsdrehfeld
Elektromotor	kontinuierlich	3-phasiges Spannungsdrehfeld	Motormoment M
Antriebsmechanik	kontinuierlich	Motormoment M Zerspankräfte F_c, F_f	Lagekoordinaten, z. B. Motorwinkel- u. Schlittenlage
Zerspanprozess	kontinuierlich	Einstellgrößen, z. B. a_p, κ , Schlittenlage, Bearbeitungszustand	Zerspankräfte F_c, F_f, F_p
Messsysteme	amplitudendiskret	Motorstrom, Winkel-, Schlittenlage	quantisierte Ist-Werte für die Antriebsregelung

Tabelle 4.1: Teilsysteme des elektromechanischen Antriebssystems mit ihren Ein- und Ausgangsgrößen

Jedes Teilsystem stellt somit ein in sich abgeschlossenes Modul dar, dessen Ausgangsgrößen gleichzeitig als Eingangsgrößen des nachgeschalteten Teilsystems dienen. Unter der Berücksichtigung der Schnittstellen zwischen diesen Modulen kann ein Blockdiagramm für eine Werkzeugmaschine während der Bearbeitung gezeichnet werden, das den prinzipiell vorliegenden Informationsfluss und die Rückwirkungen vom Zerspanungsprozess über die Messsysteme auf die Antriebe verdeutlicht. Dieses Diagramm ist in Abb. 4.2 wiedergegeben.

Liegen weitere Vorschubantriebe vor, so erweitert sich das Blockdiagramm entsprechend um die Systemelemente je einer Vorschubachse. Zusätzlich erhält das Teilsystem *Zerspanungsprozess* weitere Eingangs- und Ausgangsgrößen. Die Eingangsgrößen stellen dabei im Allgemeinen weitere Koordinaten der Vorschubschlittenkinematik dar. Als Ausgangsgrößen liegen Zerspankraftkomponenten vor, die in Richtung der Vorschubachsen orientiert sind und von diesen zur Aufrechterhaltung des Zerspanungsprozesses aufgebracht werden müssen. Der Zerspanungsprozess selbst stellt damit ein Multi-Input-Multi-Output-System (MIMO) dar und dient so als Mehrfachübertragungsstrecke.

Durch die Einteilung in die gezeigten Teilsysteme kommt den elektrischen Antrieben und den Messsystemen eine besondere Schnittstellenfunktion zu. Mit dem elektromagnetisch erzeugten Drehmoment im Luftspalt der Motoren liegt die Schnittstellengröße zwischen dem elektrischen und dem mechanischen Teil des Gesamtsystems vor. Die Messsysteme stellen dabei die Systemgrenze zwischen dem kontinuierlich arbeitenden Mechaniksystem und dem diskreten System der digitalen Regelung dar. Diese Aufteilung gilt für alle digital geregelten elektromechanischen Antriebssysteme auch bei sehr unterschiedlichen Ausführungen von Antriebsmechanik und -regelung bzw. -steuerung. Zusätzlich liegt damit bei einer voll digital ausgeführten Antriebsregelung auch die Schnittstelle zwischen den zeit- und amplitudendiskreten Teilsystemen der digitalen Antriebsregelung und den kontinuierlichen bzw. analog arbeitenden mechanischen Teilsystem vor.

Die Darstellung der in Abb. 4.2 gezeigten Teilsysteme gibt die prinzipielle Systemstruktur wieder. Eine weitere Detaillierung würde von den konkreten Ausführungsformen eines Antriebssystems abhängen und soll

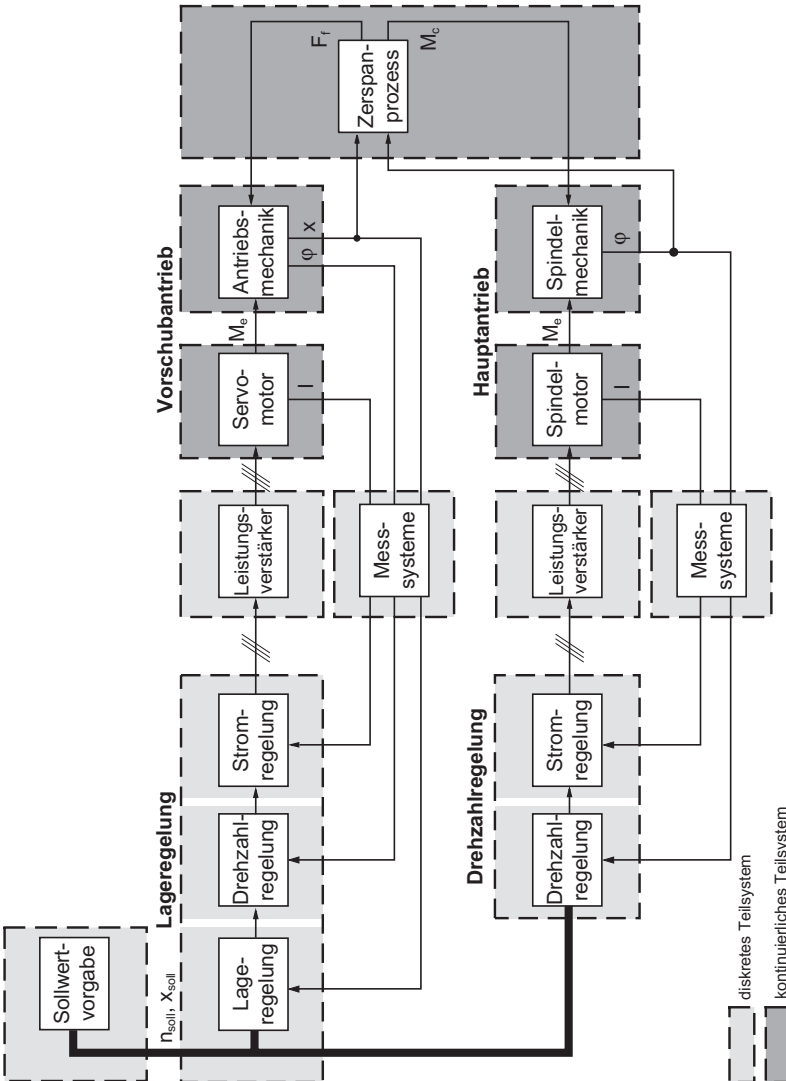


Abbildung 4.2: Blockdiagramm zum gesamten systemtechnischen Aufbau eines Antriebssystems einer Werkzeugmaschine am Beispiel eines Vorschub- und Hauptantriebes

daher im Folgenden nicht weiter vertieft werden. Dies betrifft beispielsweise die Gestaltung der Schnittstellen innerhalb der Antriebsregelung. Dort sind je nach Ausführungsform teilweise noch analoge, vor allem aber unterschiedliche digitale Datenschnittstellen vorzufinden, die z. T. genormt sind (z. B. [DIN-99]) oder herstellerspezifische Lösungen darstellen. Im Rahmen des in dieser Arbeit vorzustellenden Konzeptes eines *allgemeingültigen* Vorgehensmodells für eine antriebssignalbasierte Prozessanalyse ist es erforderlich, die Eigenschaften der Systemschnittstellen mit einem anwendungsneutralen Ansatz zu verbinden, da insbesondere die Schnittstellen innerhalb eines digitalen Antriebssystems die informationstechnische Durchgängigkeit beeinflussen. Beispielsweise bestimmen die Charakteristika Datenwortbreite und Taktzeiten der digitalen Schnittstellen der Antriebsregelung die Güte und den Frequenzbereich der übertragbaren Informationen.

4.2.3 Zerspanungsprozess

Ziel der Arbeit ist es nicht, eine Methode zur Überwachung *eines* spezifischen Prozesses oder *einer* speziellen Prozessstörung zu erarbeiten, sondern vielmehr eine allgemeine Vorgehensmethodik zur antriebssignalbasierten Prozessanalyse aufzuzeigen. Deshalb wird hier auch *kein* spezifischer Zerspanungsprozess betrachtet.

Grundlegend für diese allgemeine Vorgehensmethodik ist die Beschreibung des Zerspanungsprozesses mit einem zeitlich veränderlichen und beliebig im Raum orientierten Zerspankraftvektor, der auf das Werkstück und mit entgegengesetzter Richtung auf das Werkzeug wirkt. Daraus folgt, dass der Prozess mit einem oder mehreren Kraftvektoren beschrieben werden kann. Der Betrag und die Richtung dieses Vektors resultiert dabei neben analytisch schwer fassbaren Einflussgrößen, wie z. B. der Kühlschmierung, in erster Linie aus den geometrischen Einstellgrößen, die mit der Werkzeug- und Werkstückgeometrie bekannt sind und von den Antrieben vorgegeben werden sowie aus den Zerspanbarkeitseigenschaften des Werkstückstoffes. Damit ergibt sich eine direkte Wechselwirkung zwischen den elektrischen Antrieben und der auf die mechanischen Antriebskomponenten einwirkenden Zerspankraft. Zur eindeutigen signal-

technischen Beschreibung des Zerspanprozesses genügt daher in dem hier betrachteten Fall der zeitliche Verlauf der Zerspankraftkomponenten.

Für eine analytische Berechnung der Zerspankraftkomponenten wurden bisher eine Vielzahl von Zerspankraftmodellen aufgestellt [BUCH-87, KIEN-52, KÖNI-82, MERC-45, TIKA-78, WECK-77, WERN-73, ZÄH-95], die eine hinreichend genaue Berechnung der Zerspankräfte erlauben. Es kann daher in dieser Arbeit bei der Betrachtung des Zerspankrafteinflusses auf antriebsinterne Signale auf diese bereits bekannten und validen Kraftmodelle zurückgegriffen werden. Dies ist insbesondere deshalb sinnvoll, da das Ziel dieser Arbeit nicht das Aufstellen neuer Zerspankraftmodelle ist, sondern die Ermittlung der Prozessauswirkungen auf Antriebssignale.

4.3 Folgerungen für eine antriebssignalbasierte Prozessanalyse

Bei der Nutzung der sensorischen Eigenschaften der elektrischen Antriebe liegen antriebsinterne Sensoren vor, die im Gegensatz zu externen Aufnehmern nicht beliebig an eine Analyseaufgabe angepasst werden können. Dies betrifft zum einen die Art der Sensoren, die mit den elektrischen Antrieben und den Lage- bzw. Strommesssystemen festgelegt sind, und zum anderen den Montageort dieser Systeme an der Maschine. Hierbei ist festzuhalten, dass die elektrischen Antriebskomponenten unter technischen und wirtschaftlichen Aspekten für ein optimales Antriebsverhalten ausgelegt und nicht als Prozesssensorik konzipiert sind, wie schon in Abschnitt 1.2 ausführlich dargelegt wurde.

Darüber hinaus bestimmen die Antriebsparameter, wie z. B. Verstärkungsfaktoren, Filterwerte und Nachstellzeiten, wesentlich das dynamische Verhalten der Antriebe und damit auch deren Sensorverhalten. Durch einen antriebsoptimalen Systemaufbau werden antriebsspezifische Störungen, wie z. B. Schwingungen usw., unterdrückt bzw. gefiltert. Damit können aber auch prozessspezifische Nutzinformationen verloren gehen, womit eine Einschränkung der prinzipiell nutzbaren spektralen Bandbreite einhergeht.

Wie in Abb. 4.2 gezeigt, liegt zwischen Prozessstelle und informationstechnischer Darstellung antriebsinterner Zustandsgrößen eine komplexe Übertragungsstrecke mit z. T. linearem aber auch unstetigem Übertragungsverhalten vor. Diese Übertragungsstrecke ist dabei mit einer spezifischen Antriebslösung fest verknüpft und kann nicht, wie bereits erläutert, an eine Analyseaufgabe adaptiert werden. Es ergibt sich damit die Folgerung, dass nur durch eine umfassende Betrachtung aller Teilübertragungsstrecken systematische Aussagen zu den Möglichkeiten einer antriebssignalbasierten Prozessanalyse bei der Verwendung digitaler Antriebe möglich sind. Diese Betrachtung muss dabei die dargestellten wesentlichen Teilsysteme sowie deren internes und externes Schnittstellenverhalten beinhalten.

Für die Bestimmung der Analysemöglichkeiten sowie der begrenzenden Faktoren ist im allgemeinen Fall nur das Amplituden- und Frequenzauflösungsverhalten der elektrischen Antriebe bezüglich der einwirkenden Prozesskräfte von Bedeutung. Unter der Annahme eines spezifischen Zerspanprozesses und der Betrachtung der Zerspankraft im Zeit- und Frequenzbereich können damit Aussagen über spezifische Analysemöglichkeiten getätigt werden.

4.4 **Analysesystematik**

Aus der Aufgabenstellung lässt sich ableiten, dass die Informationsqualität der an verschiedenen Stellen des Antriebssystems zur Verfügung stehenden Antriebssignale bewertet werden muss. Diese Betrachtung der Gesamtübertragungsstrecke hat dabei in Abhängigkeit von den mechanischen und elektrischen bzw. elektronischen Systemparameter zu erfolgen. Dadurch ergibt sich eine hohe Komplexität des hierfür zu untersuchenden mechatronischen Gesamtsystems. Anhand einer Modularisierung in abgeschlossene Teilsysteme kann jedoch die Komplexität auf ein beherrschbares Maß reduziert werden. Die hierfür erforderliche Schnittstellengestaltung hat dabei wesentlichen Einfluss auf eine spätere analytische Beschreibung des Gesamtsystems. Die Schnittstellen zur Trennung zwischen elektrischen, mechanischen und informationstechnischen Teilsys-

temen werden dabei zweckmäßigerweise nach den technischen Gegebenheiten definiert (vgl. Tabelle 4.1). Dabei ist festzuhalten, dass anhand einheitlicher Schnittstellen zwischen den Teilsystemen eine konsequente Modularisierung des Gesamtsystems möglich wird. Damit kann im Sinne einer Baukastenstruktur mit wenigen Systemmodulen eine Vielzahl unterschiedlicher Gesamtsysteme aufgebaut werden. Dies befähigt den Anwender schnell auf unterschiedliche Anforderungen und damit auch auf verschiedene Ausprägungen der Systemkonfigurationen reagieren zu können.

Zur Darstellung der am häufigsten anzutreffenden Teilsysteme kann eine Strukturmatrix der Systemmodule und der dazugehörigen konstruktiven Ausführungen aufgestellt werden (vgl. Abb. 4.3). Aus dieser ist ersichtlich, dass durch die Kombination unterschiedlicher Systemmodule eine Vielzahl von Konstruktionsvarianten abgedeckt werden kann, solange die Teilsysteme einheitliche Schnittstellen aufweisen.

Mit der Definition der Teilsysteme und damit auch der prinzipiellen Schnittstellen innerhalb des zu betrachtenden Gesamtsystems werden die Schnittstellensignale festgelegt. Für eine weitere Spezifikation der Schnittstellen sind die physikalischen Größen mit ihren Wertebereichen zu definieren. Bei digitalen Schnittstellen sind darüber hinaus die Amplituden- und Zeitdiskretisierung zu nennen.

Neben den Teilsystemen des elektromechanischen Antriebs ist zur Berücksichtigung von Rückwirkungen aus dem Zerspanungsprozess auf antriebsinterne Zustandsgrößen dieser in die Betrachtungen mit aufzunehmen. Der Prozess selbst stellt daher ebenfalls ein Modul des Gesamtsystems dar. Als Beispielprozesse werden in der dargestellten Modulstruktur (vgl. Abb. 4.3) die wichtigsten Zerspanungsprozesse genannt.

Zur Beschreibung des statischen und dynamischen Verhaltens der Teilsysteme selbst kann auf Beschreibungsformalismen aus der Regelungstechnik zurückgegriffen werden. Die damit zur Verfügung stehenden Methoden eignen sich insbesondere deshalb, da hierfür eine Vielzahl leistungsfähiger Rechnerwerkzeuge zur Modellierung und zur numerischen Berechnung zur Verfügung stehen. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird die erarbeitete Methodik an einem Versuchsstand, der prinzipiell

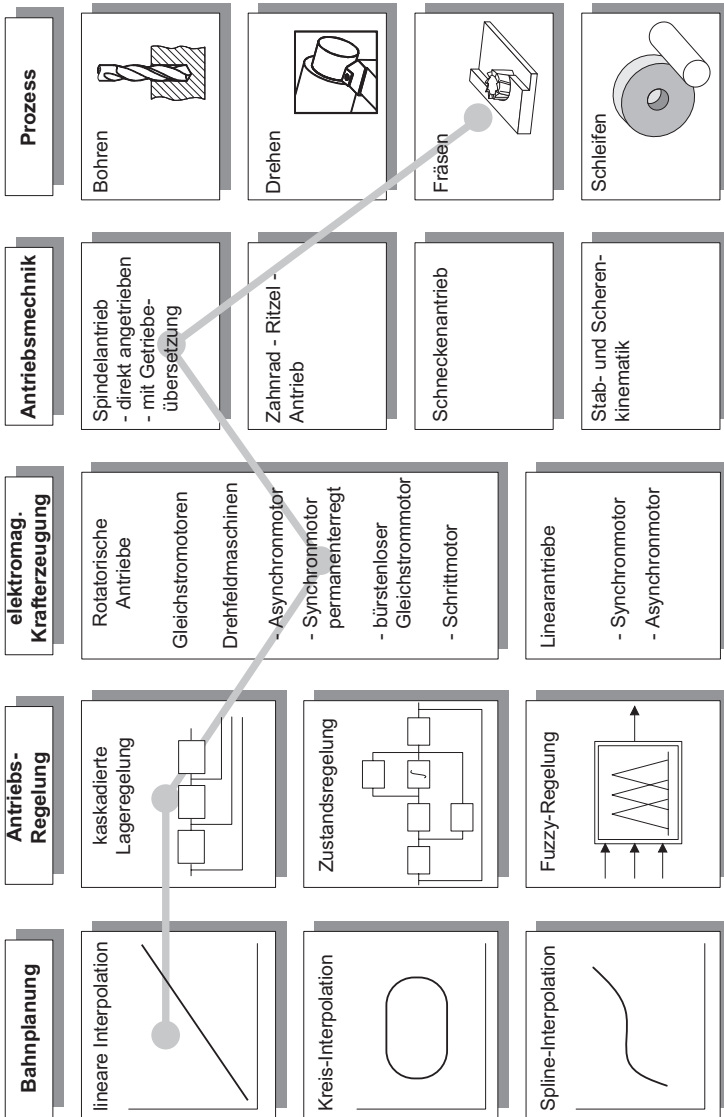


Abbildung 4.3: Module des Gesamtsystems (beispielhafte Modulausprägungen)

aus den in der Abb. 4.3 grau verbundenen Teilmodulen aufgebaut ist, vorgestellt.

4.5 Vorgehensweise für eine antriebssignalbasierte Prozessanalyse

Zur Einhaltung der im Abschnitt 4.4 erläuterten Systematik für eine Methode zur antriebssignalbasierten Prozessanalyse bei der Verwendung digitaler Antriebe ist eine strukturierte Vorgehensweise erforderlich. Diese Herangehensweise, die im Folgenden erläutert wird, ist in Abb. 4.4 skizziert.

Ausgangspunkt ist die Definition der Anforderungen an eine antriebssignalbasierte Prozessanalyse und die Festlegung des zu betrachtenden mechanischen und elektrischen Antriebssystems, das zur Analyse genutzt werden soll. Damit ist der mechanische, elektrische und informationstechnische Aufbau des gesamten Antriebssystems bekannt. Das nun vorliegende Gesamtsystem ist entsprechend der in Abb. 4.3 gezeigten Struktur in Teilsysteme zu modularisieren. Für diese Teilsysteme können dann entsprechende Modellbeschreibungen aufgestellt werden. Diese Modellbildung kann anhand der Parametrierung bereits vorhandener und im Modellbaukasten abgelegter Teilmodelle erfolgen. Liegen entsprechende Modelle nicht vor, ist eine spezifische Modellierung des betreffenden Teilsystems durchzuführen (vgl. Kap. 5). Durch die geeignete Wahl der Modellparameter sind die Modelle an die jeweils vorliegenden physikalischen Gegebenheiten anzupassen. Derartige Teilmodelle können z. B. Beschreibungen der Antriebsmotoren oder des Spindelantriebes sein. Man erhält damit einen Satz von DGL-Systemen, die den funktionalen Zusammenhang von Ein- und Ausgangsgrößen der Teilsysteme in analytischer Form beschreiben.

Diese Gleichungssysteme beinhalten eine Vielzahl von Parametern, die an die vorliegenden Systembedingungen angepasst werden müssen. Falls bei der Aufstellung der Teilmodelle nicht auf bereits bekannte und validierte Modelle zurückgegriffen werden kann, sind diese Teilmodelle neu

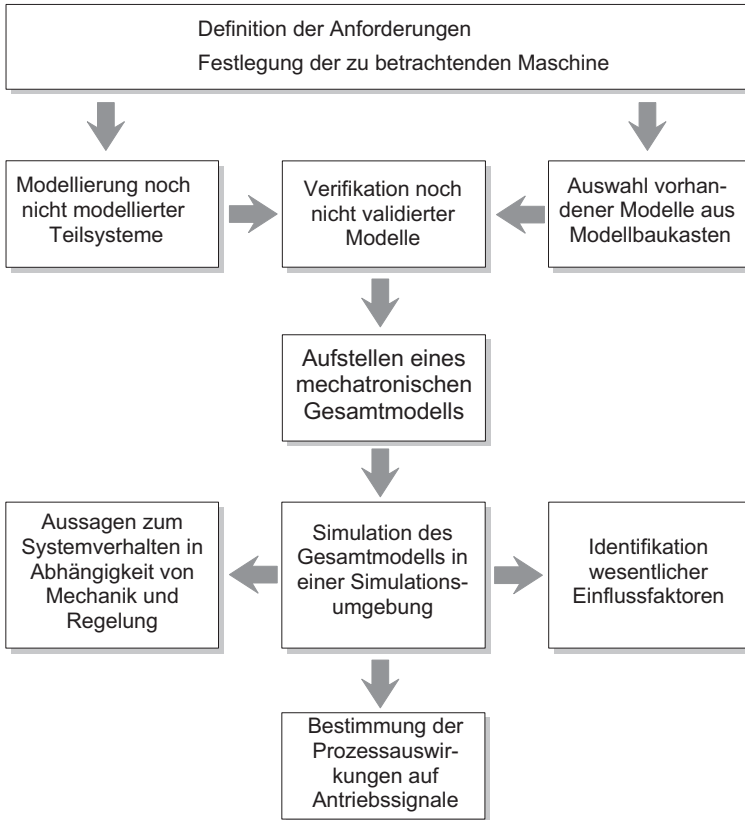


Abbildung 4.4: Vorgehensweise für eine antriebssignalbasierte Prozessanalyse

aufzustellen und experimentell zu verifizieren. Dies ist erforderlich, um im Sinne der bereits erwähnten Modellbaukastenstruktur ein valides *Gesamtmodell* zu erhalten. Aufgrund der einheitlichen Schnittstellengestaltung (vgl. Abschnitt 4.4) kann sichergestellt werden, dass das Aufstellen des Gesamtmodells ohne weiteren Aufwand möglich ist.

Um die gewünschten Aussagen zur antriebssignalbasierten Prozessanalyse zu erhalten, ist es notwendig, die Gesamtheit aller Gleichungen,

die das mechatronische Gesamtsystem beschreiben, zu lösen, d. h. eine Simulation des Gesamtmodells durchzuführen. Aufgrund der hohen Komplexität dieses Gesamtmodells und der vielfältigen Wirkzusammenhänge zwischen den Teilsystemen stellt die Implementierung der systembeschreibenden Gleichungen in eine Simulationsumgebung zur numerischen Lösung im Zeitbereich eine zweckmäßige Herangehensweise dar. Dabei bietet sich aufgrund der guten Handhabbarkeit sowie der weit verbreiteten und umfangreichen Numerikbibliotheken eine Übertragung der DGL-Systeme in die Zustandsraumdarstellung an. Damit besteht die Möglichkeit, in kurzer Zeit eine Vielzahl von Simulationsberechnungen durchzuführen, um die Auswirkungen unterschiedlicher Parameter des Gesamtsystems zu untersuchen und die gewünschten Aussagen zur antriebssignalbasierten Prozessanalyse abzuleiten. Vor allem können durch Variation von Systemparametern und wiederholte Simulationsberechnungen die interessierenden Aussagen über

- das Systemverhalten in Abhängigkeit von Mechanik- und Regelungsparametern,
- die Prozessauswirkungen auf Antriebssignale und
- die wesentlichen Einflussfaktoren auf das sensorische Verhalten der Antriebe

abgeleitet werden.

In einer abschließenden Synthesephase können die o. g. Aussagen verglichen werden, um so den Einsatz der antriebssignalbasierten Prozessanalyse unter den betrachteten Systembedingungen zu optimieren. Gleichzeitig werden auch die Grenzen der Analysemöglichkeiten, die durch das endliche sensorische Auflösungsverhalten der elektrischen Antriebe bedingt sind, ersichtlich. Diese Grenzen resultieren beispielsweise in einem minimalen Werkzeughdurchmesser oder in einer maximalen Werkzeumdrehzahl, die auf Basis antriebsinterner Signale bezüglich Überlast oder Werkzeugbruch überwacht werden können.

Als Ergebnis dieser Vorgehensmethode erhält man ein ausreichend validiertes mechatronisches Gesamtmodell der betrachteten Maschine. Die-

ses Modell beschreibt dabei die Wechselwirkungen zwischen dem Zerspanungsprozess und den elektrischen Antrieben der Maschine, d. h. es wird der Prozesseinfluss auf antriebsinterne Zustandsgrößen ermittelt. Der Nutzen eines derartigen Modells besteht u. a. darin, dass das Modell zur Analyse von Prozesszuständen herangezogen werden kann, ohne dass eine reale Maschine vorliegen muss. Es kann deshalb eingesetzt werden, um vorausschauend Strategien zur Erkennung von Prozessstörungen und deren Beseitigung aufstellen zu können. Damit kann bereits in der Produktdefinitionsphase eine Erhöhung der technischen Verfügbarkeit und daraus bedingt eine Verbesserung der Produktivität der Maschine erzielt werden. Darüber hinaus werden durch die Nutzung der sensorischen Eigenschaften der elektrischen Antriebe und den Verzicht auf zusätzliche Sensoren die Aufwände für die Optimierung des Betriebs von Werkzeugmaschinen minimiert.

5 Modellbildung

5.1 Grundlegende Aspekte in Hinblick auf die Arbeit

Unter Simulation versteht man die Nachbildung eines Systems mit seinen dynamischen Prozessen in einem Modell, um so zu Erkenntnissen zu gelangen, die auf die Wirklichkeit übertragbar sind [VDI-96]. Die Simulation ermöglicht damit Aussagen über das zeitliche Ablaufverhalten komplexer Systeme, ohne dass diese selbst vorliegen müssen. Mit der Simulation eines Ersatzmodells kann die direkte Untersuchung des realen Systems, die meist sehr kosten- und zeitintensiv bzw. nicht durchführbar ist, weil z. B. das Realsystem noch entwickelt und aufgebaut werden muss, umgangen werden.

Grundlage für eine Simulation ist also die modellhafte Beschreibung des Systemverhaltens anhand eines Simulationsmodells. Neben der Einteilung nach physikalischen und mathematischen Modellen können Modelle auch nach den verschiedenen Methoden der Modellerstellung eingeteilt werden. Hierbei unterscheidet man die

- theoretische Modellbildung und die
- experimentelle Modellbildung durch Identifikation.

Von besonderer Bedeutung sind dabei die theoretisch abgeleiteten Modelle, da diese nur mittels physikalischer Zustandsgleichungen ohne Experimentalaufwand aufgestellt werden können. Das bedeutet im Kontext dieser Arbeit, dass kein realer Prototyp der betrachteten Werkzeugmaschine vorhanden sein muss, wodurch sich deutliche Zeit- und Geldvorteile gegenüber einer experimentellen Modellbildung ergeben.

Die Modellbildung hat dabei so zu erfolgen, dass das Modell das reale Systemverhalten ausreichend genau wiedergibt. Hierfür sind aufgrund

der hohen Gesamtkomplexität eine Reihe von vereinfachenden Annahmen zu treffen. Dies hat stets unter den allgemeinen Anforderungen an ein Simulationsmodell:

- so einfach wie möglich und
- gerade so komplex wie es zur Beschreibung des realen Systems mit der geforderten Genauigkeit notwendig ist,

zu erfolgen.

Die Simulation des Gesamtsystems wird in dieser Arbeit im Zeitbereich durchgeführt, da hier im Gegensatz zum Frequenzbereich auch nichtlineare Rückkopplungen bei linearen Teilsystemen mit vertretbarem Aufwand abgebildet werden können. Dies ist insbesondere dann von Vorteil, wenn z. B. die Rückwirkungen von Kräften auf die Verlagerungen eines mechanischen Systems in einem nichtlinearen Zusammenhang vorliegen [SPUR-88]. Dies ist beispielsweise bei der Rückkopplung von Zerspankräften auf die Maschinenstruktur bei regenerativen Rattereffekten der Fall. Damit ermöglicht eine Zeitbereichsimulation Aussagen über das Auf- bzw. Abklingen von Schwingungen, die sich als Bauteilwelligkeiten ausprägen und somit direkt das Arbeitsergebnis beeinflussen.

5.2 Folgerungen für die Arbeit

Die vorliegende Arbeit beschreibt das Systemverhalten einer Werkzeugmaschine mit den Auswirkungen des Zerspanprozesses auf antriebs- bzw. steuerungsinterne Zustandsgrößen anhand eines mechatronischen Gesamtmodells (vgl. Kap. 3).

Ziel ist es dabei, das Gesamtverhalten der am Zerspanungsprozess beteiligten Antriebskomponenten mit ihren gegenseitigen Wechselwirkungen abzubilden. Damit können Aussagen über die Auswirkungen von Prozessgrößen auf antriebs- und steuerungsinterne Zustandsgrößen in Abhängigkeit von antriebs- und steuerungstechnischen Systemparametern abgeleitet werden. Hierfür wird das System *Werkzeugmaschine* in

mehrere miteinander gekoppelte Teilsysteme eingeteilt. Jedes Teilsystem wird mit einem kontinuierlichen bzw. diskreten Ersatzmodell in seinem statischen und dynamischen Verhalten beschrieben.

Mit der hier vorgeschlagenen Systemstruktur liegt es nahe, mehrere Modelle für unterschiedliche Ausprägungen eines Teilsystems bereitzustellen. Damit können dann im Rahmen einer bereits erwähnten Baukastenstruktur eine Vielzahl von verschiedenen Konstruktionsvarianten einer Werkzeugmaschine abgedeckt werden (vgl. Abschnitt 4.4). Zudem werden die Teilmodelle so aufgebaut, dass die Ausgangsgröße eines Modells der Eingangsgröße des nachfolgenden Teilmodells entspricht. Nur dadurch können die Vorzüge eines Baukastensystems für die Teilmodelle genutzt werden.

Das zentrale Teilsystem des mechatronischen Gesamtsystems stellt die Antriebsmechanik dar. Da die Modellierung der Antriebsmechanik einen erheblichen Aufwand darstellt und einer umfassenden Verifikation bedarf, wird im Folgenden zunächst das reine Eigenverhalten der Antriebsmechanik am Beispiel eines Vorschubantriebs modelliert. Hierfür wurde der Mehr-Massen-Schwinger-Ansatz gewählt, da damit eine direkte Zuordnung von realen Maschinenkomponenten, wie z. B. Tisch, Spindel und Lagerungen, zu abstrakten Modellelementen, wie Massenelementen und Steifigkeiten, möglich ist. Dies ist wichtig, da hierdurch das Verständnis für die Modellbildung der Antriebsmechanik erleichtert wird. Des Weiteren ist damit der Einfluss bestimmter Maschinenparameter auf das Modellverhalten einfach nachvollziehbar.

Das rein mechanische Modell wird anschließend um die elektromagnetische Erzeugung des Antriebsmomentes, die Leistungselektronik und das Verhalten der Regelungstechnik zu einem mechatronischen Gesamtmodell erweitert. Zur Abbildung des Prozesseinflusses wird eine Eingangsgröße des mechanischen Ersatzmodells vorgesehen, die die am Vorschubschlitten angreifende Tischkraft repräsentiert. Diese Tischkraft, die sich aus Reib- und Zerspankraftkomponenten zusammensetzt, kann anhand von gemessenen Signalverläufen oder von Zerspankraftmodellen (vgl. Abschnitt 5.7) und Reibungsmodellen (vgl. Abschnitt 5.3.5) abgeleitet werden.

Die Systembeschreibungen erfolgen mit zeitinvarianten und soweit

möglich mit linearen Teilmodellen. Bei der Modellierung derjenigen Teilsysteme, die ein ausgeprägtes nichtlineares Verhalten, z. B. aufgrund von Reibung oder Signalquantisierung, aufweisen sind auch nichtlineare Effekte zu berücksichtigen. Die numerische Simulation selbst erfolgt mit dem kommerziellen und weit verbreiteten Simulationswerkzeug Matlab/Simulink¹. Hierfür werden die im Rahmen der Simulation zu lösenden Differentialgleichungssysteme in die Zustandsraumdarstellung überführt. Weitere Aspekte zur technischen Ausführung der Simulationsberechnungen werden im Kapitel 6 behandelt.

5.3 Antriebsmechanik

Das Modell der Antriebsmechanik beschreibt die Auswirkungen der auf die mechanische Struktur (vgl. Abb. 5.2) einwirkenden Kräfte und Momente auf die translatorischen und rotatorischen Lagen der mechanischen Antriebskomponenten. Über den zeitlichen Verlauf dieser Lagekoordinaten ergeben sich die entsprechenden Geschwindigkeiten und Beschleunigungen.

An Werkzeugmaschinen unterscheidet man Hauptantriebe, die die Schnittbewegung, und Vorschubantriebe, die die Vorschubbewegung aufrecht erhalten. In der überwiegenden Mehrzahl der Werkzeugmaschinen bestehen die Hauptantriebe aus Arbeitsspindeln. Diese sind meist als direkt angetriebene Spindeln oder Motorspindeln ausgeführt. Nur bei der Forderung nach sehr hohen Drehmomenten, z. B. bei Großbearbeitungs- oder Kreissägemaschinen, werden noch aufwendige mehrstufige Getriebe eingesetzt. Damit weist der mechanische Aufbau der üblicherweise anzutreffenden Hauptantriebe eine deutlich einfachere Struktur auf als der von Vorschubantrieben. Es soll daher im Weiteren die Antriebsmechanik von Vorschubantrieben betrachtet werden, da die wesentlichen Überlegungen in einfacher Weise auf Hauptantriebe übertragbar sind.

Wird die Antriebsmechanik von der Welle des Servomotors bis zum Vorschubschlitten als ein in sich abgeschlossenes System betrachtet, so

¹Matlab und Simulink sind eingetragene Warenzeichen von The MathWorks, Inc., Natick.

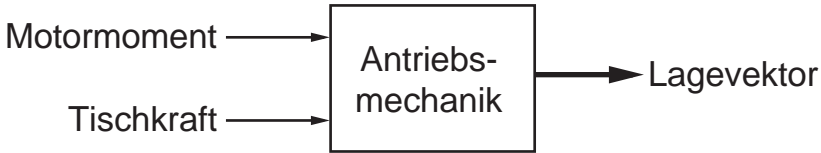


Abbildung 5.1: Übertragungsglied zur Antriebsmechanik von Abb. 5.2

liegt nach systemtechnischen Gesichtspunkten ein Übertragungsglied mit MIMO-Eigenschaften (vgl. Abb. 5.1) vor. Als Eingangsgrößen gelten dabei das elektromagnetisch erzeugte Motormoment und die von außen eingeprägte Tischkraft. Diese Kraft resultiert in der Regel aus der vom Bearbeitungsprozess eingeprägten Prozesskraftkomponente in Vorschubrichtung und vorhandener Reibungskräfte in den Führungen und Lagerstellen. Alle weiteren Kräfte und Momente stellen nur innere Reaktionen des mechanischen Systems aufgrund der äußeren Kräfte dar und brauchen bei der hier vorgenommenen systemtechnischen Herangehensweise nicht betrachtet werden.

Die Ausgangsgröße stellt ein Vektor mit den verallgemeinerten Koordinaten, die die translatorischen und rotatorischen Lagen der mechanischen Antriebskomponenten beschreiben, dar. Diese Lagekoordinaten sind ein Satz von Koordinaten, die mindestens erforderlich sind, um alle Bewegungen des mechanischen Systems eindeutig zu beschreiben. Von besonderer Bedeutung sind hierbei die in konventionellen Antriebssystemen ohnehin gemessenen Größen, wie die Schlittenlage und die Motorwinkellage, da diese als antriebsinterne Zustandsgrößen innerhalb eines digitalen Steuerungs- und Antriebssystems vorliegen.

Bei den Ausführungsformen der Antriebsmechanik sind im Werkzeugmaschinenbau eine Vielzahl unterschiedlicher Konstruktionsvarianten anzutreffen. Diese unterscheiden sich in der konstruktiven Gestaltung der Kraft- bzw. Momentenübertragung vom elektrischen Antrieb² auf den Vorschubschlitten. Trotz der Vielzahl der Konstruktionsvarianten lassen

²Hydraulische Vorschubachsen sind bei modernen, insbesondere kleineren und mittleren Werkzeugmaschinen fast vollständig von elektrischen Antrieben ersetzt worden [WECK-95]. Sie werden daher in dieser Arbeit nicht weiter behandelt.

sich diese auf wenige Basiskonstruktionen reduzieren. Diese grundlegenden Konstruktionsprinzipien sind:

- Spindeltrieb mit Riemen- oder Getriebeübersetzung
- direktantriebener Spindeltrieb
- linear-direktantriebene Achsen
- Ritzel- und Schnecke-Zahnstangenantrieb

Nach systemtechnischen Gesichtspunkten stellen diese Antriebskonstruktionen ein Übertragungsglied für die Übertragung der eingeleiteten Kräfte und Momente (vgl. Kap. 5.1) auf die Lagekoordinaten des Systems und im Speziellen auf die Schlittenlage dar. Sie unterscheiden sich daher nur im internen Aufbau, nicht jedoch in den Schnittstellen zu den angrenzenden Systemen. Daher kann im Sinne der erwähnten Baukastenstruktur für jede Antriebskonstruktion ein Modell bereitgestellt werden, das nur noch durch Parametrierung an die spezifischen Gegebenheiten einer Konstruktion angepasst werden muss. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll eine häufig eingesetzte Konstruktionsvariante modelliert werden. Hierfür wurde der direktantriebene Spindeltrieb gewählt, dessen mechanischer Aufbau im Folgenden dargestellt wird.

5.3.1 Mechanischer Aufbau

Die Modellierung des mechanischen Aufbaus einer Vorschubachse (s. Abb. 5.2) hat so zu erfolgen, dass die wesentlichen mechanischen Übertragungselemente im Kraftfluss zwischen Servomotor und Werkstück mit ihrem Einfluss auf das statische und dynamische Verhalten des Gesamtsystems berücksichtigt werden. Bei den hier betrachteten rotatorisch angetriebenen Vorschubachsen sind dies:

- Motorwelle,
- Kupplung,

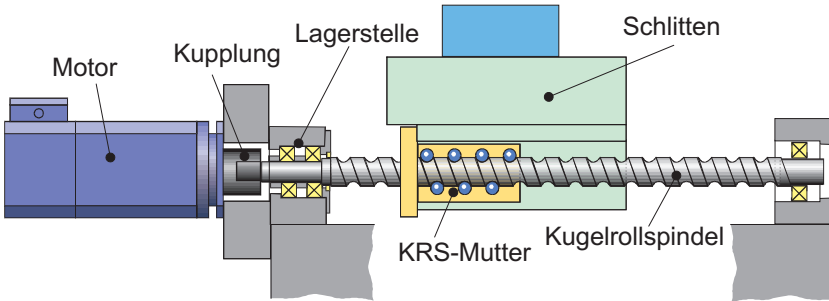


Abbildung 5.2: Mechanischer Aufbau einer direkt angetriebenen rotatorischen Vorschubachse

- Spindel-Mutter-System und
- Werkstücktisch.

Für die modellhafte Beschreibung ist ein physikalisches Ersatzmodell, das die oben genannten Komponenten enthält, aufzustellen, um anschließend die Bewegungsgleichungen des Gesamtsystems ableiten zu können.

Eine häufig anzutreffende Alternative zum direktangetriebenen Spindeltrieb stellt der Antrieb über eine Zahnriemenstufe dar. Dabei ist anstelle der Kupplung das Verhalten des Zahnriemens zu berücksichtigen.

5.3.2 Mechanisches Ersatzmodell

Zum Aufstellen des mechanischen Ersatzmodells werden die wesentlichen Komponenten als massebehaftete und starre Körper, die mit Koppelementen verbunden sind, betrachtet. Den als masselos angenommenen Koppelementen selbst werden Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften zugewiesen. Mit dieser Vorgehensweise, die sich in der Praxis zur Modellierung von Vorschubantrieben bewährt hat (vgl. auch [HAMA-93]), erhält man einen diskreten Mehrmassenschwinger mit allen relevanten Komponenten. Vorteilhaft im Vergleich zu anderen Methoden der Modellbildung, wie z. B. der FE-Modellierung, ist dabei, dass eine klare

Zuordnung von mechanischen Einzelkomponenten zu Modellelementen vorliegt. Zudem erhält das Modell aufgrund der relativ geringen Anzahl an Modellelementen eine leicht handhabbare Systemordnung, so dass eine rechnergestützte Simulation auch im Zeitbereich einfach durchführbar ist. Das anhand dieser Überlegungen aufgestellte physikalische Ersatzmodell zeigt Abb. 5.3, wobei die benutzten Parameter in Tabelle 5.1 zusammengefasst sind.

Symbol	Bedeutung
c_v	Torsionsfederkonstante des unregulierten Servomotors infolge der elektromagnetischen Kopplung von Stator und Rotor
c_1	Torsionsfederkonstante der Drehgeberkupplung zwischen Drehgeber und Motorwelle
c_2	Torsionsfederkonstante der Welle-Nabe-Verbindungen zwischen Motorwelle und Kupplung mit Torsionseinfluss der Motorwelle; bei Riemenstufen entsprechen die Riemenscheiben den Kupplungshälften
c_3	Torsionsfederkonstante der Kupplung zwischen Motor und Gewindespindel; bei Riemenstufen entspricht diese Steifigkeit der Riemensteifigkeit
c_4	Torsionsfederkonstante der Welle-Nabe-Verbindungen zwischen Kupplung und Kugelrollspindel; bei Riemenstufen entsprechen die Riemenscheiben den Kupplungshälften
c_5	Torsionsfederkonstante der belasteten Kugelgewindespindel
c_6	axiale Gesamtsteifigkeit der Spindel-Mutternverbindung
c_7	axiale Steifigkeit der Anbindung des Maßstabsreiters an den Tisch
$c_{8,\dots,11}$	Steifigkeit der Führungsschuhe in y-Richtung
$c_{12,\dots,15}$	Steifigkeit der Führungsschuhe in z-Richtung
J_1	Trägheitsmoment des Drehgebers
J_2	Trägheitsmoment der Motorwelle
$J_{3,4}$	Trägheitsmoment der Kupplungshälften
J_5	Trägheitsmoment von 25 % der Länge der Kugelgewindespindel
J_6	Trägheitsmoment von 75 % der Länge der Kugelgewindespindel
J_{7_γ}	Trägheitsmoment des Schlittens um die z-Achse

$J_{7,z}$	Trägheitsmoment des Schlittens um die y-Achse
m_7	Tischmasse
m_8	Masse des Maßstabsreiters
φ_1	Winkellage des Drehgebers
φ_2	Winkellage der Motorwelle
$\varphi_{3,4}$	Winkellage der an-/abtreibenden Kupplungshälfte
φ_5	Winkellage des Kugelgewindespindel im Festlagerbereich
φ_6	Winkellage der Gewindespindel am Mutterneingriffspunkt
x_7	axiale Lage des Tisch
γ_7	Kippwinkel des Tisches um die z-Achse
κ_7	Gierwinkel des Tisches um die y-Achse
x_8	axiale Lage des Maßstabreiters

Tabelle 5.1: Bedeutung der im Ersatzmodell verwendeten Parameter

Eine besondere Bedeutung innerhalb des Mechanikmodells hat dabei das Federelement c_v . Dieses Element entspricht einer virtuellen Feder, die die elektromagnetische Kopplung von Stator und Rotor des ungeregelten Servomotors repräsentiert (vgl. auch [SCHU-99]). Sie dient beim Aufstellen der Bewegungsgleichungen zur inertialen Anbindung des rein mechanischen Systems. Bei einer späteren Kopplung des hier aufgestellten Mechanikmodells mit dem Modell des geregelten Servomotors muss dieses Federelement entfallen, es erfüllt daher eine Hilfsfunktion bei der Modellbildung. Für eine Simulation des *reinen* Mechanikmodells ist daher dem Federelement c_v ein Wert der ungleich Null ist ($c_v \neq 0$) zuzuweisen. Erfahrungsgemäß wählt man den Wert so, dass die von diesem Federelement abhängige Eigenfrequenz nicht mit anderen Eigenfrequenzen des mechanischen Systems zusammenfällt [EUBE-92].

Neben den mechanischen Übertragungselementen sind in diesem Ersatzmodell auch die Messsysteme als Massenelemente berücksichtigt. In Hinblick auf ein mechatronisches Gesamtmodell besteht mit der Messsystemanbindung auch ein zu beachtender Einfluss auf das Gesamtverhalten, da im Rahmen der Antriebsregelung die Messwerte zurückgeführt werden. Deshalb wirken sich Schwingungserscheinungen an den Mess-

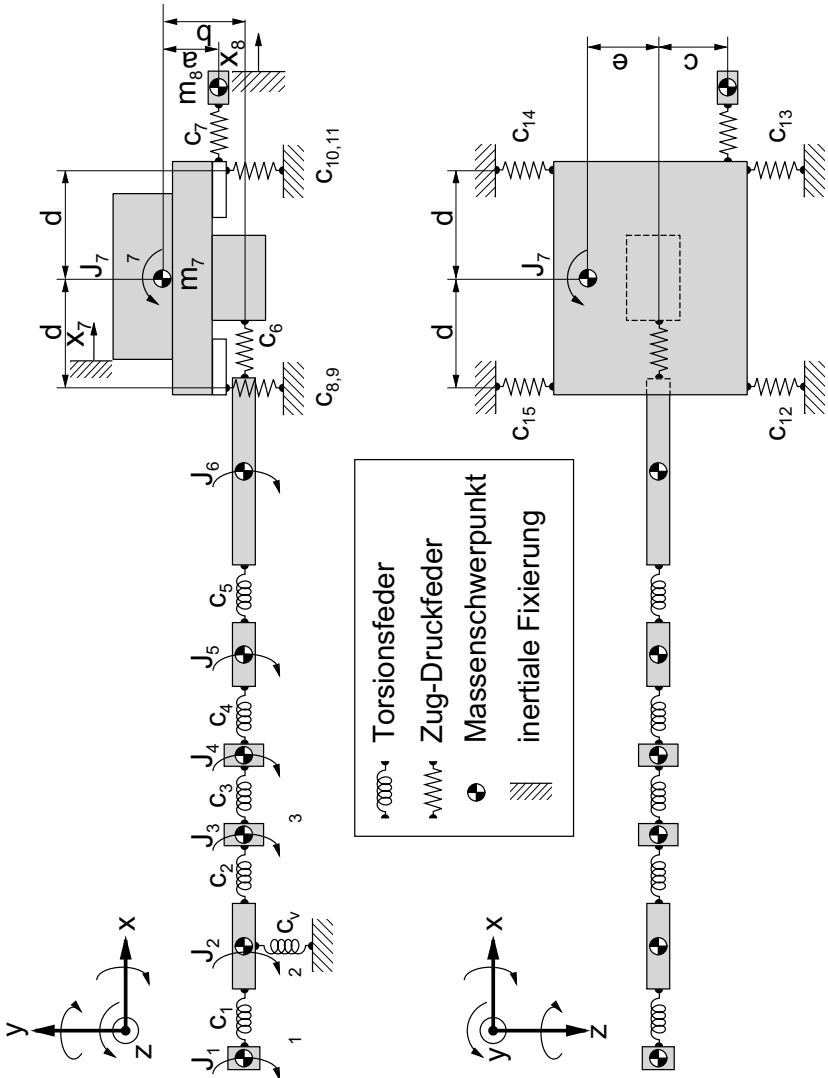


Abbildung 5.3: Ersatzmodell für eine rotatorisch direktangetriebene Vorschubachse mit Fest-Los-Lagerung (zur Vereinfachung sind die Dämpfungselemente nicht dargestellt)

systemen auch auf das dynamische Verhalten des Gesamtsystems aus [FAHR-96].

Zusätzlich ist im Ersatzmodell die Steifigkeit der Führungen in Normal- und Seitenrichtung mit den Federelementen $c_{8,\dots,15}$ abgebildet. Dadurch werden das Kippen (Winkel γ_7) und das Gieren (Winkel κ_7) des Vorschubschlittens als weitere Freiheitsgrade eingeführt. Es wird sich zeigen, dass an dem untersuchten Versuchsstand diese Bewegungen einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die mit dem direkten Messsystem aufgenommenen Lage-Istwerte haben (vgl. Abschnitt 6.4.1).

5.3.3 Aufstellen der Bewegungsgleichungen

Die Modellierung eines Mehrmassenschwingers, wie in Abb. 5.3 als Mehrkörpersystem (MKS) dargestellt, ermöglicht das Aufstellen von Bewegungsgleichungen. Zu deren Herleitung können verschiedene Methoden der technischen Mechanik, wie z. B. die NEWTON-EULERSchen Gleichungen oder die LANGRANGESchen Bewegungsgleichungen zweiter Art [PFEI-92], angewandt werden. Man erhält damit ein Differentialgleichungssystem zweiter Ordnung.

Um das Aufstellen der Bewegungsgleichungen mit vertretbarem Aufwand zu ermöglichen, werden folgende Annahmen getroffen (vgl. auch [KÜÇÜ-87]):

- Verformungen treten nur zwischen den als starr angenommenen mechanischen Strukturelementen auf.
- Die mechanischen Elemente verhalten sich linear und zeitinvariant, d. h. alle eingeführten Federelemente werden in ihrem linearen Bereich beansprucht ebenso wird Umkehrspiel oder innere Reibung vernachlässigt.
- Auftretende Dämpfungskräfte sind rein geschwindigkeitsproportional.
- Es liegt eine homogene Massenverteilung innerhalb der massebehafteten Teilkörper vor.

- Die am Vorschubschlitten angreifenden Reibungskräfte werden in einem separaten Modell berücksichtigt (vgl. Abschnitt 5.3.5).
- Kreisel- und Gewichtskräfte werden vernachlässigt.

Mit den obigen Annahmen erhält man ein System gewöhnlicher, linearer und zeitinvarianter Differentialgleichungen, das sich in Matrixschreibweise folgendermaßen formulieren lässt:

$$\ddot{\mathbf{q}}\mathbf{M} + \dot{\mathbf{q}}\mathbf{D} + \mathbf{q}\mathbf{K} = \mathbf{f}(t) \quad (5.1)$$

Wobei \mathbf{q} der n -dimensionale *verallgemeinerte Lagevektor* ist und \mathbf{f} der Vektor der auf das mechanische System einwirkenden Kraft. Für das gewählte Ersatzsystem resultiert für den Lagevektor \mathbf{q} :

$$\mathbf{q} = (\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6, x_7, x_8, \gamma_7, \kappa_7)^T \quad (5.2)$$

Die Aufstellung der Bewegungsgleichungen soll in dieser Arbeit nach einem von KÜÇÜKAY vorgeschlagenen Verfahren [KÜÇÜ-87], das in Anlehnung an die Kraftverschiebungsmethode auf der LAGRANGESchen Gleichung zweiter Art basiert, erfolgen. Diese Methode, die bereits mehrfach mit Erfolg für die Beschreibung von Vorschubantrieben eingesetzt wurde [EUBE-92, SIMO-86], stellt sich insbesondere für die Formulierung der Bewegungsgleichungen in Hinblick auf eine Implementierung im Digitalrechner als zweckmäßig dar. Mit ihr liegt eine strukturierte und automatisierbare Vorgehensweise für die Herleitung der Systemmatrizen vor.

Ausgangspunkt für die Aufstellung der Bewegungsgleichungen für das mechanische Ersatzmodell ist die LAGRANGESche Gleichung zweiter Art für ein Mehrkörpersystem mit n Teilkörpern in verallgemeinerten Koordinaten:

$$\sum_{i=1}^n \left[\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_i}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right) - \frac{\partial T_i}{\partial \mathbf{q}} - \mathbf{Q}_i^T \right] = 0 \quad (5.3)$$

Dabei sind:

T_i : kinetische Energie der Teilkörper K_i

\mathbf{Q}_i : Vektor der verallgemeinerten Kräfte am Teilkörper K_i

Mit der Aufteilung der verallgemeinerten Kräfte in konservative und nichtkonservative erhält man:

$$\sum_{i=1}^n \left[\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_i}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right) - \frac{\partial T_i}{\partial \mathbf{q}} + \frac{\partial V_i}{\partial \mathbf{q}} + \frac{\partial R_i}{\partial \mathbf{q}} \right] = \sum_{i=1}^n \mathbf{u}_i^e \quad (5.4)$$

Dabei sind:

V_i : potentielle Energie des i-ten Koppellements

R_i : Dissipationsfunktion des i-ten Koppellements

\mathbf{u}_i^e : Vektor der eingepprägten äußeren Kräfte und Momente

KÜÇÜKAY gibt in [KÜÇÜ-84] ein Verfahren an, das ausgehend von Gleichung (5.4) das Aufstellen der Bewegungsgleichungen und deren programmtechnische Implementierung stark erleichtert.

Für die Anteile V_i der potentiellen Energie leisten nur die Federkräfte der elastischen Koppellemente einen Beitrag:

$$V_i = \int_0^{s_i} F_i(\zeta) d\zeta; \quad F_i = c_i \cdot s_i \quad (5.5)$$

Der Verformungsanteil der Federelemente s_i lässt sich nun mit Hilfe eines sog. Strukturvektors \mathbf{w}_i aus den verallgemeinerten Koordinaten berechnen.

$$s_i = \mathbf{w}_i^T \cdot \mathbf{q} \quad (5.6)$$

Anschaulich gesprochen geben die Strukturvektoren \mathbf{w}_i Aufschluss über die „Einbaulage“ der Federelemente.

Für das in Abb. 5.3 gezeigte mechanische Ersatzmodell und den in Gleichung (5.2) angegebenen verallgemeinerten Lagevektor \mathbf{q} ergeben sich die in Tabelle 5.2 dargestellten Strukturvektoren \mathbf{w}_i , wobei hier die virtuelle Feder c_v zu Null angenommen wird. Dies ist für die spätere

	φ_1	φ_2	φ_3	φ_4	φ_5	φ_6	x_7	x_8	γ_7	κ_7
\mathbf{w}_1	1	-1								
\mathbf{w}_2		1	-1							
\mathbf{w}_3			1	-1						
\mathbf{w}_4				1	-1					
\mathbf{w}_5					1	-1				
\mathbf{w}_6						$\frac{h}{2\pi}$	-1		-b	-e
\mathbf{w}_7							1	-1	a	c+e
\mathbf{w}_8									-d	
\mathbf{w}_9									-d	
\mathbf{w}_{10}									d	
\mathbf{w}_{11}									d	
\mathbf{w}_{12}										-d
\mathbf{w}_{13}										d
\mathbf{w}_{14}										-d
\mathbf{w}_{15}										d

Tabelle 5.2: Strukturvektoren zum angegebenen mechanischen Ersatzmodell. (Nicht besetzte Matrixelemente sind Null.)

Kopplung des Mechanikmodells mit dem Teilmodell des Servomotors erforderlich.

Die Dissipationsfunktion R sowie die kinetische Energie T folgen aus der symmetrischen Dämpfungsmatrix \mathbf{D} und der Massenmatrix \mathbf{M} , die hier Diagonalstruktur hat.

$$R_i = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{D} \dot{\mathbf{q}}; \quad T = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{M} \dot{\mathbf{q}} \quad (5.7)$$

mit

$$\mathbf{M} = \text{diag}(m_1, m_1, m_1, J_{1_x}, J_{1_y}, J_{1_z}, \dots, m_n, m_n, m_n, J_{n_x}, J_{n_y}, J_{n_z}) \quad (5.8)$$

Die damit aufzustellende Bewegungsdifferentialgleichung des Gesamtsystems ist mit der Gleichung (5.1) äquivalent.

Die Matrizen der Bewegungsgleichung lassen sich als Summen von Teilmatrizen der Koppellemente darstellen:

$$\mathbf{K} = \sum_{i=1}^n \mathbf{K}_i \quad \text{und} \quad \mathbf{D} = \sum_{i=1}^n \mathbf{D}_i \quad (5.9)$$

mit

$$\mathbf{K}_i = c_i \cdot \mathbf{w}_i \cdot \mathbf{w}_i^T \quad \text{und} \quad \mathbf{D}_i = d_i \cdot \mathbf{w}_i \cdot \mathbf{w}_i^T \quad (5.10)$$

Mit der Kenntnis der Strukturvektoren lassen sich so die Bewegungsgleichungen herleiten. Die Strukturvektoren hängen nur von den kinematischen Koppelungen innerhalb des mechanischen Antriebssystems ab. Diese Koppelungen können für die im Werkzeugmaschinenbau üblichen Antriebskonzepte angegeben und für vergleichbare Anwendungsfälle bereitgestellt werden, so dass im Sinne eines Baukastensystems die erforderlichen Gleichungen für eine Vielzahl von Antriebssystemen hergeleitet werden können. Beispielhaft hierzu würde sich im Fall eines Spindelantriebs mit Riemenstufe im Vergleich zum hier dargestellten Direktantrieb nur der Strukturvektor \mathbf{w}_3 ändern.

$$\mathbf{w}_3 = (0, 0, R_1, -R_2, 0, 0, 0, 0, 0) \quad (5.11)$$

Mit:

R_1 : Radius des Zahnriemenritzels

R_2 : Radius des Zahnriemenrads

Zudem würden die Parameter c_3 und d_3 (vgl. Abb. 5.3) der Zahnriemensteifigkeit und -dämpfung entsprechen.

Für das in dieser Arbeit gewählte mechanische Ersatzsystem ergibt sich die folgende Steifigkeitsmatrix:

Massenmatrix stets positiv definit und symmetrisch ist, lässt sich die Bewegungsgleichung des mechanischen Ersatzmodells bei vernachlässigter Dämpfung auch folgendermaßen schreiben:

$$\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{K} \cdot \mathbf{q} = 0 \quad (5.13)$$

Mit dem Lösungsansatz für Gleichung (5.13) (vgl. auch [PFEI-92])

$$\mathbf{q} = \bar{\mathbf{q}} \cdot e^{\lambda \cdot t} \quad (5.14)$$

erhält man

$$(\lambda^2 \cdot \mathbf{I} + \mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{K}) \cdot \bar{\mathbf{q}} = 0 \quad (5.15)$$

Ein charakteristisches Polynom für die Eigenwerte existiert für die verschwindende Determinante

$$\det(\lambda^2 \mathbf{I} + \mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{K}) = 0 \quad (5.16)$$

womit sich die Eigenwerte λ_i berechnen lassen. Bei positiv definiten Matrizen \mathbf{K} und \mathbf{M} (s. o.) erhält man damit konjugiert komplexe und rein imaginäre Eigenwerte. Die interessierenden Eigenfrequenzen des mechanischen Systems ergeben sich somit zu,

$$f_i = \pm \frac{\lambda_i}{j \cdot 2\pi} \quad (5.17)$$

wobei der negative Fall außer Acht gelassen werden kann.

Mit der Einführung des Zustandsvektors \mathbf{x} und der Substitution

$$\mathbf{x} = \begin{pmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{pmatrix} \quad (5.18)$$

erhält man ausgehend von Gl. (5.1) eine Vektordifferentialgleichung erster Ordnung, die sich trotz doppelter Anzahl an Zeilen für eine numerische Integration wesentlich besser eignet als die Ausgangsgleichung (5.1).

Für die numerische Lösung derartiger Differentialgleichungssysteme erster Ordnung steht eine Vielzahl leistungsfähiger Numerikbibliotheken (z. B. Eispack, Linpack usw. [GARB-77]) zur Verfügung. Es gilt:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (5.19)$$

mit

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} \mathbf{O} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{D} \end{pmatrix}; \quad \mathbf{B} = \begin{pmatrix} \mathbf{O} \\ \mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{f} \end{pmatrix} \quad (5.20)$$

Mittels der Einführung einer Messmatrix \mathbf{C} erhält man damit die vollständige dynamische Beschreibung des mechanischen Ersatzmodells der Antriebsstruktur im Zustandsraum:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u} \quad (5.21)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{D} \cdot \mathbf{u} \quad (5.22)$$

Darin ist \mathbf{y} der Vektor der interessierenden Ausgangsgrößen. Dies können beispielsweise die Motorwinkellage oder die Schlittenlage des mechanischen Antriebssystems sein. Der Vektor \mathbf{u} fasst dabei die auf das System einwirkenden Eingangsgrößen in Form von verallgemeinerten Kräften zusammen.

Die Durchgriffsmatrix \mathbf{D} ist bei realen mechanischen Systemen aufgrund der Trägheitseigenschaften derartiger Systeme gleich der Nullmatrix \mathbf{O} .

5.3.4 Bestimmung der Modellparameter

Wie in Abschnitt 5.3.3 gezeigt, sind zur Aufstellung der Systemmatrizen die Massen m_i der Teilkörper des betrachteten Mehrkörpersystems sowie die Steifigkeiten c_i und Dämpfungen d_i der Koppellemente zu bestimmen. Die Aussagegenauigkeit des mechanischen Ersatzmodells hängt in unterschiedlichem Maße von diesen Parametern ab. So müssen z. B. zur Berechnung der Eigenfrequenzen nur die Massen und Steifigkeiten vorliegen.

Massenverteilung

Die Bestimmung der Massen kann mit relativ hoher Genauigkeit erfolgen. Es stehen hierfür zum einen Katalog- und Herstellerangaben zu den Normteilen, wie z. B. Lager, Kupplungen und Spindeln, zur Verfügung und zum anderen kann die Masse der übrigen Teile über das Volumen und die Werkstoffdichte berechnet werden. Eine weitere Möglichkeit zur Massenbestimmung besteht, wenn die Konstruktion der mechanischen Antriebskomponenten mit Hilfe eines 3-D-CAD Systems erfolgte. Hiermit können i. d. R. Massen, Schwerpunkte und Trägheitsmomente kompletter Maschinenkomponenten direkt aus den CAD-Daten generiert werden. Ist dies nicht gegeben, so müssen die Schwerpunkte und Massenträgheitsmomente für geometrisch einfache Einzelkörper berechnet werden und anschließend für die im Modell abgebildeten Antriebskomponenten zusammengefasst werden.

Steifigkeiten

Bei der Ermittlung der Steifigkeiten liegt im Vergleich zu der Massenverteilung bereits eine erheblich höhere Ungenauigkeit vor, da hier z. T. auf idealisierte Modellvorstellungen zurückgegriffen werden muss. Dabei ist zwischen den Steifigkeiten von real vorliegenden Fügestellen (z. B. Wälzlagerkontaktstellen, Spindel-Mutter-Verbindung) einerseits und Steifigkeiten der Wellenteile als Zug-Druck- oder Torsionsfedern andererseits zu unterscheiden. Die Bestimmung der Steifigkeitseigenschaften von massiven Bauteilen kann über Methoden der Elastomechanik hinreichend genau erfolgen. Die Fügestellensteifigkeiten von beweglichen und festen Fügestellen bereitet jedoch wesentlich mehr Aufwand. Innerhalb von Antriebssystemen sind hier folgende Fügestellen und Komponenten mit zu berücksichtigenden Steifigkeitseigenschaften zu betrachten:

1. Welle-Nabe-Verbindung von der Kupplung (Direktantrieb) bzw. von der Riemenscheibe (Antrieb mit Riemenstufe) mit der Motorwelle und der Kugelgewindespindel,
2. Zahnriemen bzw. Wellenkupplung,
3. Spindel-Mutterverbindung,

4. Verschraubung der Spindelmutter mit dem Vorschubschlitten und
5. Anbringung von Winkellage- und Schlittenlagemesssystem.

zu 1. Welle-Nabe-Verbindung

Die Steifigkeiten der Welle-Nabe-Verbindungen hängen sehr stark von der Konstruktionsart (Kraft- oder Formschluss) ab. Darüber hinaus ist eine analytische Bestimmung mit großen Unsicherheiten verbunden, so dass in der Praxis häufig auf Erfahrungswerte zurückgegriffen werden muss. Meistens weisen diese Fügestellensteifigkeiten sehr hohe Werte auf, womit hochfrequente Eigenfrequenzen verbunden sind. Einen wesentlichen Einfluss auf die prozesstechnischen Rückwirkungen können jedoch nur niedrigfrequente Eigenfrequenzen haben. Nur diese sind mit relevanten Schwingungsamplituden verbunden und können von den meist niedrigfrequenten Prozesskräften angeregt werden. Damit kann also eine geringere Genauigkeit bei der Angabe der Steifigkeit durch eine gröbere Berechnung oder Abschätzung akzeptiert werden.

zu 2. Zahnriemen bzw. Kupplung

Zur Abschätzung der Steifigkeit einer Zahnriemenübersetzung, deren mechanisches Ersatzmodell in Abb. 5.4 gezeigt ist, gibt SIMON folgenden Formelzusammenhang an [SIMO-86]:

$$c_{ZR} = \frac{2c_S \cdot c_T}{2c_T + c_S} \quad (5.23)$$

Dabei sind:

- c_S : Federkonstante des Riemens längs der Riemenscheibe
(abhängig von der Anzahl der Zähne)
- c_T : Federkonstante des Zahnriementrums

Die Zahnriemensteifigkeit c_{ZR} entspricht dabei der Steifigkeit c_3 , die in der Steifigkeitsmatrix nach Gleichung (5.12) eingesetzt ist.

Normalerweise lassen sich die Steifigkeiten von Zahnriemenübertragungen aufgrund des nichtlinearen Verhaltens der verwendeten Kunststoffpolymere analytisch nur schwer mit hoher Genauigkeit bestimmen. Man ist

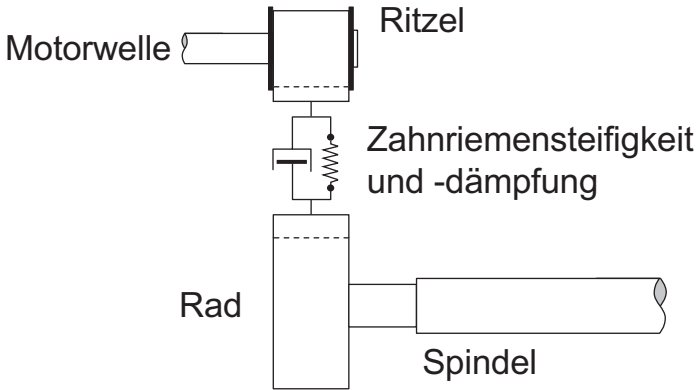


Abbildung 5.4: Mechanisches Ersatzmodell einer Zahnriemenübersetzung

daher häufig auf Ergebnisse von experimentellen Untersuchungen beim Komponentenhersteller, die in Projektierungsunterlagen zusammengefasst werden, angewiesen. Dies ist ebenso bei den Wellenkupplungen der Fall, wobei hierzu jedoch ausreichende Angaben über die Torsionssteifigkeit dieser Maschinenelemente von Herstellerseite zur Verfügung gestellt werden.

zu 3. Spindel-Mutterverbindung

Die axiale Steifigkeit eines Kugelgewindetribs (KGT) resultiert aus den linearen und nichtlinearen Steifigkeitseigenschaften der im Kraftfluss befindlichen Federelemente. Das gesamte Verformungsverhalten hängt dabei von folgenden Teilverformungen ab [DIN-89]:

- axiale Kugelgewindespindel- und Kugelgewindemutternverformung,
- radiale Kugelgewindespindel- und Kugelgewindemutternverformung,
- Verformung der Laufbahnen an Kugelgewindespindel sowie -mutter und

- Verformung der Kugeln.

Zur analytischen Bestimmung des Steifigkeitsverhaltens von Kugelgewindetrieben wurden von SPIESS umfangreiche Untersuchungen ange stellt [SPIE-70], deren wesentliche Ergebnisse in die DIN 69051 Teil 6 aufgenommen wurden. Für die Gesamtsteifigkeit eines KGT in axialer Richtung kann folgender Zusammenhang angegeben werden:

$$\frac{1}{c_{ges}} = \frac{1}{c_s} + \frac{1}{c_{nu,ar}} \quad (5.24)$$

Dabei sind:

- c_s : axiale Steifigkeit der Kugelgewindespindel
- $c_{nu,ar}$: axiale Steifigkeit des Kugelgewindetriebes (KGT) innerhalb des belasteten Bereichs der Kugelgewindemutter mit Berücksichtigung der Toleranzklasse des KGT

Die Steifigkeit der Kugelgewindespindel c_s hängt insbesondere von der Lagerungsart (Fest-Los-Lagerung oder beidseitige Festlagerung) ab und ist indirekt proportional zu der im Kraftfluss befindlichen Spindellänge. Für eine einseitige Festlagerung, wie sie in Abb. 5.2 gezeigt wurde, ergibt sich für die Spindelsteifigkeit:

$$c_s = \frac{\pi \cdot d_c^2 \cdot E}{4 \cdot l} \quad \text{mit } d_c = D_{pw} - D_w \cdot \cos \alpha \quad (5.25)$$

Dabei sind:

- d_c : Durchmesser, an dem die Kraft auf die Kugelgewindespindel einwirkt
- E : E-Modul des Werkstoffs (Stahl: $2,1 \cdot 10^5 \frac{N}{mm^2}$)
- l : Länge der im Kraftfluss befindlichen Kugelgewindespindel
- D_{pw} : Kugelmittendurchmesser
- D_w : Nenndurchmesser der Kugeln
- α : Kontaktwinkel zwischen Kugel und Laufbahn

Die axiale Steifigkeit des KGT im Bereich der belasteten Kugelgewindemutter und des entsprechenden Abschnittes der Spindel ergibt sich aus einer Reihenschaltung von Teilfedern und mit der Berücksichtigung des Einflusses der Genauigkeitsklasse zu:

$$c_{nu,ar} = \frac{c_{b/t} \cdot c_{n/s,pr}}{c_{b/t} + c_{n/s,pr}} \cdot f_{ar} \quad (5.26)$$

Dabei sind:

- $c_{b/t}$: Steifigkeit im Kugel- und Laufbahnbereich
- $c_{n/s,pr}$: axiale Steifigkeit von Mutterkörper und Gewindespindel
infolge radialer Kraftkomponenten
- f_{ar} : Korrekturfaktor für Fertigungstoleranzen

Zur Berechnung der Steifigkeiten im Kugelbereich wird das prinzipielle Steifigkeitsverhalten einfacher Wälzpaarungen infolge der Hertz'schen Pressung auf den KGT übertragen. Möglichkeiten zur analytischen Berechnung der genannten Teilsteifigkeiten finden sich in der oben erwähnten Norm sowie in [SPIE-70].

Sowohl für die Spindelstabsteifigkeit als auch für die axiale Steifigkeit der Spindel-Mutter-Verbindung werden neben den analytischen, genormten Bestimmungsmethoden auch von den Herstellern entsprechende Werte zur Verfügung gestellt. Dabei beinhalten die Angaben zur Spindel-Mutter-Verbindung üblicherweise neben dem Anteil aus dem Kugelbereich auch den Beitrag aus dem Verformungsverhalten der Mutter selbst.

zu 4. Mutter-Tisch-Verbindung

Die axial wirkende Steifigkeit der Verbindung zwischen Kugelgewindemutter und Vorschubschlitten ergibt sich im Wesentlichen aus der Schraubverbindung des Mutternflansches mit dem Schlitten. Diese resultiert aus der Art und Anzahl der eingesetzten Schrauben sowie dem Anzugsmoment. Zur Berechnung der Steifigkeit einer Schraubverbindung wurden bereits eine Vielzahl grundlegender Arbeiten durchgeführt [PETU-83, PLOC-72, SCHA-76]. Trotz der umfangreichen Untersuchungen sind derartige Berechnungen z. T. mit erheblichen Unsicherheiten behaftet, da sich wesentliche Einflussparameter, wie z. B. das Anzugsmoment und die Reibungsverhältnisse zwischen Schraubkopf und Auflage, nur ungenau bestimmen lassen bzw. geschätzt werden müssen. Eine Methode, die die integrale Druckverteilung unter dem Schraubkopf berücksichtigt und auf Ergebnisse von PETUELLI [PETU-83] aufbaut, stellt

ALBERTZ zur Berechnung der Fügstellensteifigkeit von verschraubten Gestellkomponenten vor [ALBE-95]. Aufgrund der trotzdem vorhandenen Unsicherheiten wird man in der Praxis zur Absicherung von berechneten Werten auf Erfahrungswerte zurückgreifen oder Versuche zur Messung der statischen Steifigkeit durchführen.

zu 5. Messsysteme

Bei Werkzeugmaschinen werden üblicherweise rotatorische Drehgeber zur Messung der Motorwinkellage sowie Maßstäbe zur direkten Messung der Schlittenlage eingesetzt. Die Torsionssteifigkeit zwischen Drehgeber und Motorwelle hängt von der Ausführung der Kupplung zwischen beiden Komponenten ab. Diese kann gemessen werden, falls keine entsprechenden Herstellerangaben vorliegen.

Die Anbindung des Maßstabsreiters an den Vorschubschlitten ist im Gegensatz dazu meist eine maschinenspezifische Konstruktion, so dass hier keine allgemeingültigen Aussagen über das Steifigkeitsverhalten getroffen werden können. Hier ist man auf Erfahrungswerte bzw. auf experimentelle Untersuchungen angewiesen.

Dämpfungen

Die Bestimmung der Dämpfungswerte ist im Gegensatz zur Massen- und Steifigkeitsverteilung mit weit mehr Schwierigkeiten und Unsicherheiten verknüpft. Für eine analytische Erfassung dieser Werte wurden zwar eine Vielzahl von Modellvorstellungen veröffentlicht (vgl. z. B. [BLOH-92, BOHL-87, WISS-85]), dennoch muss aufgrund der komplexen Dämpfungsmechanismen innerhalb der Fügstellen das Problem der Ermittlung von Dämpfungsparametern als noch nicht zufriedenstellend gelöst bezeichnet werden. Für eine simulative Untersuchung bedeutet dies, dass aufgrund der vorliegenden großen Unsicherheiten erhebliche Unterschiede zwischen berechneten Schwingungsamplituden und real auftretenden Amplituden vorliegen können. Die Lage der Eigenfrequenzen hingegen ist davon nahezu unberührt.

Bei der analytischen Bestimmung der Dämpfung ist zwischen nicht beweglichen Fügstellen, wie z. B. Verschraubungen und Welle-Nabe-Verbindungen, und beweglichen Kontaktstellen in Form von Lagern und

Führungen zu unterscheiden. Die hierfür aufgestellten Modellvorstellungen (vgl. z. B. [KLUM-80, OPHE-86, PETU-83, SCHA-76]) ermöglichen zumindest eine Abschätzung der relevanten Dämpfungsparameter, so dass nicht ausschließlich auf Erfahrungswerte zurückgegriffen werden muss.

Wesentlichen Einfluss auf das Dämpfungsverhalten der Fügestellen haben das Vorhandensein und die Eigenschaften von Schmierfilmen (trocken, Öl, Fett) in den Kontaktzonen. Im Vergleich dazu kann die Materialdämpfung der metallischen Komponenten vernachlässigt werden.

Ergänzend hierzu leitet EUBERT die Dämpfung innerhalb von Vorschubantriebssystemen anhand ihrer Definition am Einmassenschwinger ab [EUBE-92]. Analog zum modalen Ansatz [BREM-88] erhält man damit für die Dämpfungskoeffizienten:

$$d_i = 2 \cdot D_i \sqrt{c_i \cdot m_i} \quad \text{bzw.} \quad d_i = 2 \cdot D_i \sqrt{c_i \cdot J_i} \quad (5.27)$$

Darin ist:

D_i : Lehr'sches Dämpfungsmaß: $D_i = \text{ca. } 0,03 \dots 0,05$
bei gängigen Ausführungen von Vorschubantrieben

5.3.5 Reibmodell

Das bisher aufgestellte mechanische Ersatzmodell beschreibt die Antriebsmechanik als lineares und zeitinvariantes Übertragungsglied. Innerhalb der Mechanik liegt als wesentlicher nichtlinearer Effekt das Reibungsverhalten der Lagerstellen, der Führungen und des Kugelgewindetriebs vor. Weitere Nichtlinearitäten, wie z. B. Lose, Spiel usw., werden hier unter der Voraussetzung von korrekter Vorspannung und damit weitgehend spielfreier Einstellung der betreffenden Komponenten im Vergleich zur Reibung vernachlässigt.

Das Reibungsverhalten unterscheidet sich grundsätzlich von der Art der eingesetzten Lager (hydrostatisch, -dynamisch oder Wälzlagerungen) und der Relativgeschwindigkeit der bewegten Lagerflächen bzw. -körper.

Für eine numerische Simulation des Reibungsverhaltens der betrachteten Lagerstellen muss die Reibkraft anhand von nichtlinearen Funktionen oder Kennlinien beschrieben werden.

In der Literatur lassen sich hierfür eine Vielzahl von Arbeiten finden, die das Reibungsverhalten verschiedener, im Werkzeugmaschinenbau üblicher Lagerungs- und Führungskonzepte sowie von Kugelgewindetrieben untersuchen [FREN-95, GOLZ-90, ISPA-97, RINK-86, SPIE-70]. Hauptsächlich wird dort die Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Relativgeschwindigkeit und einer vorliegenden Vorspannkraft angegeben. Wesentliches Merkmal dieser Zusammenhänge ist die Unstetigkeitsstelle bei der Geschwindigkeit $v = 0$, die den Übergang von der Haftreibkraft zu der bei geringen Geschwindigkeiten vorliegenden Gleitreibkraft beschreibt. Dieses Übergangsverhalten ist bei Wälzkörperkontakt deutlich anders ausgeprägt als bei Gleitlagerstellen.

Die typischerweise an Werkzeugmaschinen auftretenden unterschiedlichen Reibkraftcharakteristiken zeigt Abb. 5.5. Dabei ist festzuhalten, dass beim Vorliegen einer Relativgeschwindigkeit zwischen den Reibkörpern im allgemeinen Fall die gesamte Reibkraft aus drei relevanten Anteilen besteht. Diese sind:

- konstante Reibkraft aufgrund trockener Reibung,
- linear mit der Relativgeschwindigkeit ansteigende Reibkraft infolge viskoser Reibung und
- Mischreibung bei geringen Relativgeschwindigkeiten.

Analytisch lässt sich unter der Annahme eines exponentiellen Ansatzes für die Mischreibung [CANU-95, TUST-47] die Reibkraft folgendermaßen berechnen:

$$F_R = \begin{cases} \left(F_{RC} + f_{R_{viskos}} \cdot v_{rel} + (F_{RH} - F_{RC}) \cdot e^{-\xi \cdot |v_{rel}|} \right) \cdot \text{sign}(v_{rel}), \xi > 0 : v_{rel} \neq 0 \\ - \min(F_{RH}, F_T) \cdot \text{sign}(F_T) : v_{rel} = 0 \end{cases} \quad (5.28)$$

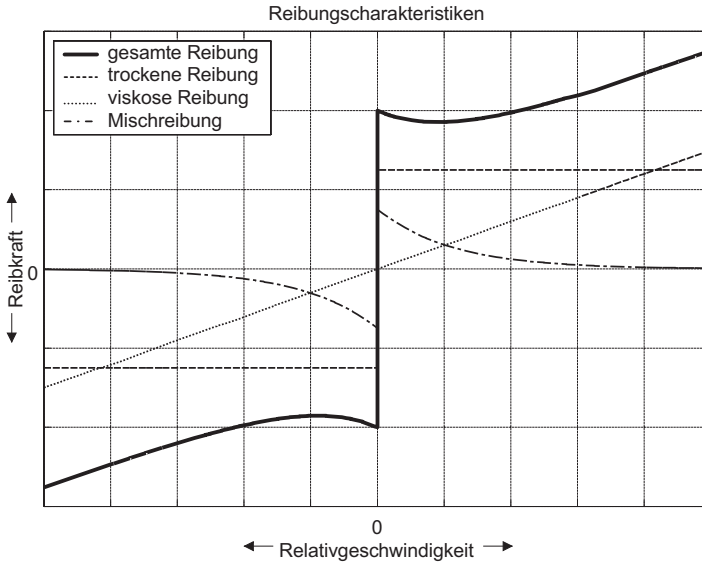


Abbildung 5.5: Typischerweise an Werkzeugmaschinen auftretende Reibcharakteristiken

Dabei sind:

- F_C : Reibkraft infolge trockener (COULOMBScher) Reibung
- F_H : maximale Haftreibungskraft
- $f_{R_{viskos}}$: Koeffizient für viskose Reibung
- ξ : Reibparameter

Nennenswerte Reibung tritt zwischen allen zueinander bewegten Maschinenelementen auf. Hierzu zählen die Motor- und Spindellager, der Kugelgewindetrieb sowie die Schlittenführungen. Im Sinne des in dieser Arbeit aufzustellenden Gesamtmodells einer Vorschubachse (s. Abb. 5.3) lassen sich alle Reibkräfte und -momente auf eine resultierende und in Achsrichtung wirkende Reibkraftkomponente, die am Tisch angreift, reduzieren. Die Summe dieser Reibkraft mit der prozessbedingten Vorschubkraftkomponente stellt neben dem Antriebsmoment des Servomotors die zweite Eingangsgröße auf das mechanische Antriebssystem (vgl. Abb. 5.1) dar.

5.4 Servomotor

Der Servomotor kann als Teilsystem aufgefasst werden, das eine elektrische Spannung in ein elektromechanisch erzeugtes Drehmoment wandelt. Nach regelungstechnischen Gesichtspunkten ergibt sich gemäß der Strukturierung des mechatronischen Gesamtsystems ein Übertragungsglied nach Abb. 5.6.

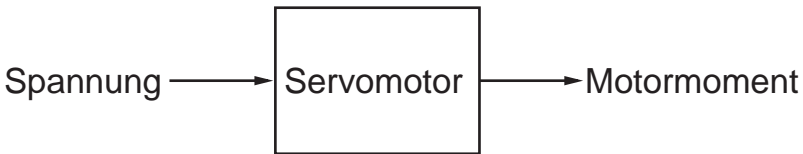


Abbildung 5.6: Regelungstechnischer Übertragungsblock des Servomotors

Betrachtet man hierbei den Motor für sich allein, so wird das elektromagnetisch erzeugte Drehmoment an der Motorwelle als mechanisches Drehmoment zur Verfügung gestellt. Da jedoch im Rahmen der vorliegenden Arbeit das mechanische und das elektrische Teilsystem getrennt behandelt werden, beinhaltet das aufzustellende Motormodell ausschließlich das elektrische Verhalten. Die mechanischen Eigenschaften des Motors, die durch die Motorwelle gegeben sind, werden dem Modell der Antriebsmechanik zugeschlagen. Im Modell des Servomotors wird daher nur das elektrische Übertragungsverhalten des Motors mit der anliegenden Spannung als Eingangsgröße und dem elektromagnetisch erzeugten Drehmoment als Ausgangsgröße beschrieben.

5.4.1 Motortypen und Bauarten

Die im Werkzeugmaschinenbau eingesetzten Servomotoren lassen sich in Gleichstrom-, Asynchron-, Synchron-, Schritt- und Linearmotoren einteilen, wobei der Linearmotor eine besondere Bauform des Asynchron- bzw. Synchronmotors darstellt [WECK-95].

Bis in die 80-er Jahre dominierte der Gleichstromantrieb aufgrund seiner einfachen Regelbarkeit und seiner hohen Dynamik als Vorschubmo-

tor an Werkzeugmaschinen. Durch die enormen Entwicklungen im Bereich der Leistungselektronik sowie der Mikroprozessortechnik gewann der Drehstromantrieb, insbesondere die Synchronmaschine, zunehmend an Bedeutung. Mit feldorientiert geregelten Drehfeldmaschinen stehen heute elektrische Antriebe zur Verfügung, die die Vorteile der Gleichstrommaschinen bzgl. einer hohen Dynamik und einer guten Regelbarkeit vereinen, jedoch keine verschleißbehaftete Kommutierung aufweisen. Als elektrische Antriebe für moderne NC-Maschinen werden daher heute fast ausschließlich permanenterrregte Synchronmaschinen eingesetzt [BRAN-99]. Diese lassen sich nochmals in Ausführungen mit blockweiser oder sinusförmiger Stromeinprägung einteilen. Bei einer sinusförmigen Stromeinprägung kann aufgrund der besseren Dämpfung von Oberwellen eine kleinere Momentenwelligkeit erreicht werden, weshalb derartige Motoren insbesondere in hochwertigen Antriebssystemen eingesetzt werden. Die hierfür benötigte Bereitstellung eines dreiphasigen und sinusförmigen Drehfeldes, das in Amplitude und Frequenz frei einstellbar ist, erfordert allerdings im Vergleich zu einer blockförmigen Stromeinprägung einen deutlich höheren schaltungstechnischen Aufwand und eine präzise Erfassung der Motorwinkellage.

Für NC-Maschinen stellt der permanentmagnetisch erregte Synchronmotor aufgrund der hohen erreichbaren Dynamik den heutigen Stand der Technik bei Servomotoren an Werkzeugmaschinen dar. Im Rahmen der folgenden Motorenmodellierung ist daher dieser Motortyp Gegenstand der Betrachtungen.

5.4.2 Mechanischer und elektrischer Aufbau

Den prinzipiellen mechanischen und elektrischen Aufbau einer permanentmagnetisch erregten Synchron-Vollpolmaschine mit vier Polpaaren zeigt Abb. 5.7.

Die Erzeugung des magnetischen Feldes wird bei diesen Motoren durch Permanentmagnete, die auf dem Rotor aufgebracht sind, erreicht. Dadurch weisen diese Motoren eine hohe Leistungsdichte und ein geringes Massenträgheitsmoment sowie einen weitestgehend wartungsfreien Aufbau auf, da keine mechanische Kommutierung erfolgt.

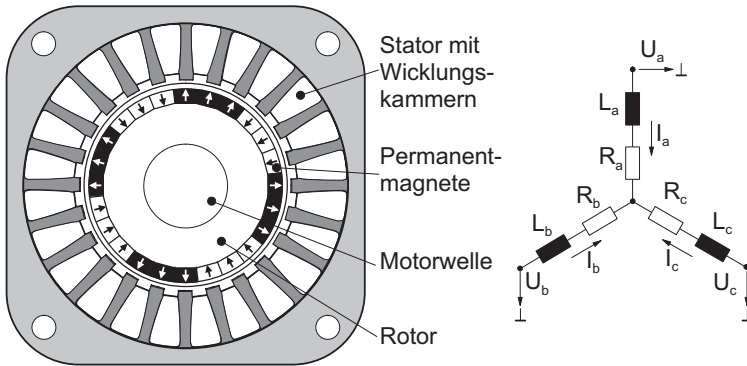


Abbildung 5.7: Querschnitt eines permanentenregten Synchronmotors mit vier Polpaaren und elektrisches Ersatzschaltbild

Um eine hohe magnetische Feldstärke im Luftspalt des Motors zu erzielen, werden als Magnetmaterial hochmagnetisierbare Selten-Erd-Metalle (z. B. SmCo_5 oder NdFeB) verwendet, die als Stabmagneten auf den Rotor aufgeklebt werden. Mit der permanenten Felderregung und einer elektrischen Kommutierung entfallen die leistungsbegrenzenden Faktoren von mechanischen Schleifkontakten. Die Drehzahleinstellung erfolgt über ein dreiphasiges Drehfeld im Stator, dessen Spannung und Frequenz frei einstellbar sein muss.

Die dreiphasigen Wicklungen, die in mehreren Paaren ausgeführt sind, werden normalerweise zu einem Sternpunkt zusammengefasst. Damit entfällt ein Mittelpunktsteiter und es ergibt sich das in Abb. 5.7 gezeigte Ersatzschaltbild des Synchronmotors.

5.4.3 Grundlagen zur Beschreibung des Verhaltens von Drehstromantrieben

Zur mathematischen Beschreibung des Verhaltens der zu betrachtenden Servomotoren sollen zunächst die grundlegenden Beschreibungsformalismen für allgemeine Drehstromantriebe kurz zusammengefasst werden. Im Weiteren werden von diesen allgemeinen Formeln spezifische für per-

manenterregte Synchronmotoren abgeleitet. Sämtliche Beschreibungsgleichungen basieren dabei auf Annahmen, die bei der Beschreibung von Drehfeldmaschinen üblicherweise herangezogen werden. Von diesen seien beispielhaft folgende genannt (vgl. [BÜHL-77]):

- Sättigungseffekte werden vernachlässigt.
- Der magnetische Fluss ist räumlich sinusförmig verteilt.
- Die räumliche Ausdehnung der Statorwicklungen wird vernachlässigt.
- Eisenverluste und Skineneffekte werden nicht berücksichtigt.

Zur Beschreibung von Dreiphasensystemen, wie sie bei Drehstromantrieben vorliegen, wird im Allgemeinen die Raumzeigerdarstellung angewendet [KOVÁ-59, SCHR-94]. Aus den drei momentanen Phasenströmen I_a , I_b und I_c kann ein komplexer Raumvektor

$$\underline{I}^S = \frac{2}{3} [I_a + \underline{a}I_b + \underline{a}^2I_c] \quad (5.29)$$

mit dem komplexen Drehoperator \underline{a}

$$\underline{a} = e^{j\frac{2\pi}{3}} \quad (5.30)$$

aufgebaut werden (vgl. Abb. 5.8), wobei der hochgestellte Index S Größen in einem ständerfesten Koordinatensystem bezeichnet.

Tritt keine Nullkomponente im Dreiphasensystem auf, d. h. wenn

$$I_a + I_b + I_c = 0 \quad (5.31)$$

gilt, können die Phasenströme anhand des komplexen Raumzeigers \underline{I} berechnet werden.

$$I_a = \Re\{\underline{I}^S \underline{a}^0\}, I_b = \Re\{\underline{I}^S \underline{a}^{-1}\} \text{ und } I_c = \Re\{\underline{I}^S \underline{a}^{-2}\} \quad (5.32)$$

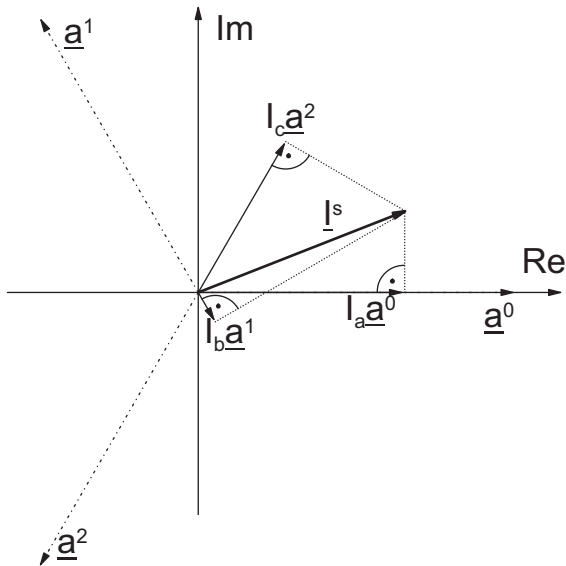


Abbildung 5.8: komplexer Stromvektor \underline{I} in der komplexen Zahlenebene

Analog zu der hier gezeigten Darstellung der Phasenströme können auch die Spannungen \underline{U} und die Flussverkettungen $\underline{\Psi}$ in den Wicklungen berechnet werden.

Mit der oben gezeigten Einführung komplexer Raumzeiger lässt sich allgemein die Spannungsgleichung im Ständerkoordinatensystem (hochgestellter Index S) für eine ohmsche-induktive Last in einfacher Weise anschreiben:

$$\underline{U}^S = \underline{I}^S \cdot R + \frac{d\underline{\Psi}^S}{dt} \quad (5.33)$$

Für eine übersichtliche Darstellung der elektrischen Größen ist es zweckmäßig, entsprechende Koordinatensysteme festzulegen. Neben dem ständerfesten Koordinatensystem werden zwei umlaufende Systeme definiert, von denen eines am Läufer (L-System) und das andere am Rotorfluss (d-, q-System) orientiert ist. Das d-, q-System rotiert dabei mit der Winkelgeschwindigkeit des Drehfeldes innerhalb der Maschine, wobei

die d-Achse in Richtung der Vorzugsachse des Rotorflusses zeigt. Darin können die ansonsten räumlich und zeitlich veränderlichen Größen in nur noch zeitabhängigen Koordinaten angegeben werden. Diese Transformation zwischen den genannten Koordinatensystemen lässt sich anhand der Abb. 5.9 beispielhaft für den Strom wie folgt ableiten:

$$\underline{I}^L = \underline{I}^S \cdot e^{-j\vartheta_L} = I_d + jI_q \quad (5.34)$$

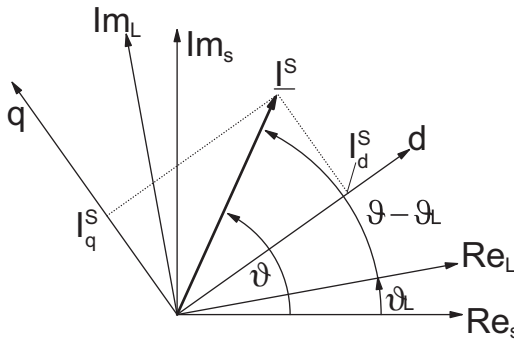


Abbildung 5.9: Transformation zwischen läufer- und ständerfestem Koordinatensystem

Damit ergibt sich für den komplexen Spannungsvektor einer allgemeinen Drehfeldmaschine im läuferfesten System:

$$\underline{U}^L = \underline{I}^L \cdot R + \frac{d\Psi^L}{dt} + j \cdot \Omega_L \cdot \underline{\Psi}^L \quad \text{mit} \quad \frac{d\vartheta}{dt} = \Omega_L = p \cdot \Omega_m \quad (5.35)$$

Darin ist:

- Ω_L : elektrische Winkelgeschwindigkeit
- Ω_m : mechanische Winkelgeschwindigkeit des Läufers
- p : Polpaarzahl.

Das elektromagnetisch erzeugte Drehmoment einer allgemeinen Drehfeldmaschine kann nach [BÜHL-77] und [SCHR-94] mit dem komplexen

Stromvektor und dem komplexen Vektor der Flussverkettungen berechnet werden:

$$M_e = \frac{3}{2} \cdot p |\underline{\Psi}^S \times \underline{I}^S| = \frac{3}{2} \cdot p \cdot \Im\{\underline{\Psi}^{*S} \cdot \underline{I}^S\} \quad (5.36)$$

5.4.4 Modellbeschreibung des permanent erregten Synchronservomotors

Die bis jetzt hergeleiteten Gleichungen haben für den allgemeinen Fall einer Drehfeldmaschine Gültigkeit. Da in dieser Arbeit permanent erregte Synchronmotoren näher betrachtet werden sollen, ergeben sich hierfür eine Reihe von Vereinfachungen. Diese sind zum einen darin begründet, dass bei diesen Motoren das rotorflussorientierte Koordinatensystem (d-, q-System, vgl. Abb. 5.9) mit dem läuferfesten zusammenfällt. Wie in Abb. 5.10 gezeigt, entspricht damit die reale d-Achse der Vorzugsachse des vom Läufer ausgehenden magnetischen Flusses. Zum anderen besitzen diese Motoren keine Dämpfungs- und Erregerwicklungen, wodurch die Beschreibung der Flussverkettungen stark vereinfacht wird.

Für eine Synchronmaschine lauten daher die Spannungsgleichungen in d- und q-Richtung folgendermaßen:

$$U_d = I_d \cdot R + \frac{d\Psi_d}{dt} - \Omega_L \cdot \Psi_q \quad (5.37)$$

$$U_q = I_q \cdot R + \frac{d\Psi_q}{dt} + \Omega_L \cdot \Psi_d \quad (5.38)$$

Ausgehend von der allgemeinen Spannungsgleichung (5.35) gilt für die Flussverkettung $\underline{\Psi}^L$ [QUAN-93]:

$$\underline{\Psi}^L = \underline{I}^L \cdot L + \underline{\Psi}_p^L \quad (5.39)$$

mit $\underline{\Psi}_p^L$ als Vektor des Polradflusses.

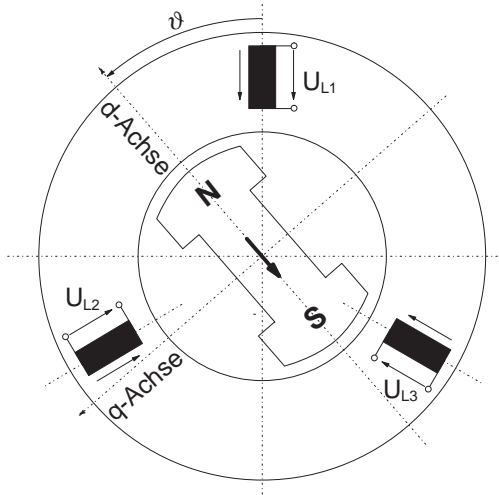


Abbildung 5.10: prinzipieller Aufbau einer permanent erregten Synchronmaschine; (Zur Vereinfachung der Darstellung ist eine Maschine mit nur einem Polpaar gezeigt).

Da die d-Achse mit der Vorzugsachse des Polradflusses zusammenfällt, verschwindet die Querkomponente von $\underline{\Psi}_p^L$, und es gilt:

$$\underline{\Psi}_p^L = \underline{\Psi}_p + j \cdot 0 \quad (5.40)$$

Für den Ständerfluss kann ausgehend von Gl. (5.39) unter Berücksichtigung unterschiedlicher Ständerinduktivitäten in d- und q-Richtung geschrieben werden:

$$\Psi_d = I_d \cdot L_d + \Psi_p \quad (5.41)$$

$$\Psi_q = I_q \cdot L_q \quad (5.42)$$

Aus Gleichung (5.35) folgt mit den Gleichungen (5.39) und (5.42) für die Ständerspannung im d-, q-System:

$$U_d = I_d \cdot R + L_d \cdot \frac{dI_d}{dt} - \Omega_L \cdot L_q \cdot I_q \quad (5.43)$$

$$U_q = I_q \cdot R + L_q \cdot \frac{dI_q}{dt} + \Omega_L \cdot L_d \cdot I_d + \Omega_L \cdot \Psi_p \quad (5.44)$$

Aus der allgemeinen Momentengleichung für die Drehfeldmaschine ergibt sich für den Fall einer permanentenerregten Synchronmaschine:

$$M_e = \frac{3}{2} \cdot p \cdot (\Psi_d \cdot I_q - \Psi_q \cdot I_d) \text{ bzw. } M_e = \frac{3}{2} \cdot p \cdot [\Psi_p \cdot I_q + I_d I_q (L_d - L_q)] \quad (5.45)$$

Da bei der feldorientierten Regelung der Synchronmaschine der Ständerstrom so geregelt wird, dass der Stromvektor nur eine momentbildende Komponente enthält ($I_d = 0$), vereinfacht sich die Gleichung (5.45) zu:

$$M_e = \frac{3}{2} \cdot p \cdot \Psi_d \cdot I_q = K_M \cdot I_q \quad (5.46)$$

wobei K_M die Drehmomentkonstante ist und von den Motorenherstellern in der technischen Spezifikation angegeben wird. Anhand der Aufteilung des komplexen Stromvektors \underline{I} in einen momentbildenden I_q und einen dazu senkrechten, feldbildenden Strom I_d kann die Synchronmaschine analog zur Gleichstrommaschine beschrieben werden, wodurch der prinzipielle Aufbau der Regelung beibehalten werden kann.

Mit der Umstellung der Gleichungen (5.43) und (5.44) zu

$$\frac{dI_d}{dt} = -\frac{R}{L_d} I_d + \Omega_L \frac{L_q}{L_d} I_q + \frac{1}{L_d} U_d \quad (5.47)$$

$$\frac{dI_q}{dt} = -\frac{R}{L_q} I_q - \Omega_L \frac{L_d}{L_q} I_d + \frac{1}{L_q} U_q - \frac{\Omega_L \cdot \Psi_p}{L_q} \quad (5.48)$$

und der Momentengleichung (5.46) wird die permanenterrigte Vollpolmaschine vollständig beschrieben. Für eine Simulation des Motorverhaltens lässt sich damit ein Zustandsmodell angeben, dessen regelungstechnische Struktur in Abb. 5.11 wiedergegeben ist.

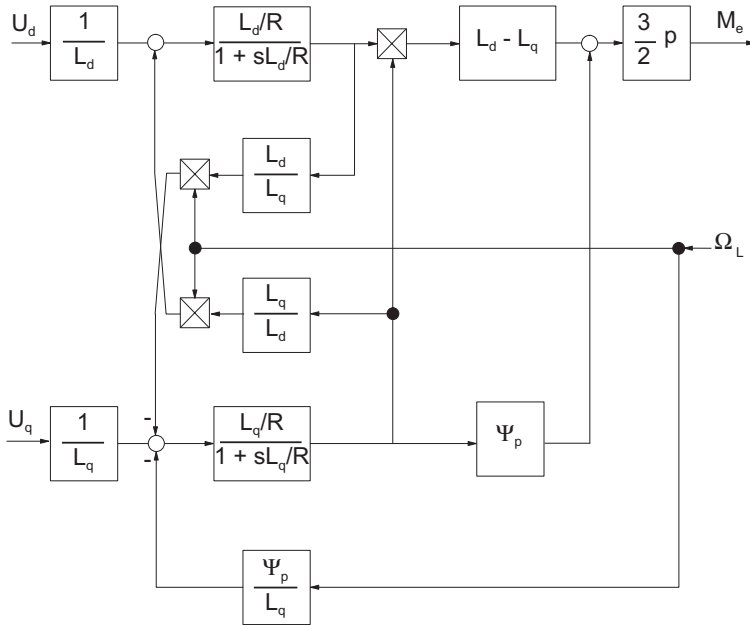


Abbildung 5.11: Regelungstechnisches Modell einer permanent erregten Vollpol-Synchronmaschine

5.4.5 Folgerungen in Hinblick auf ein mechatronisches Gesamtmodell

Mit dem aufgestellten Differentialgleichungssystem und der Momentengleichung liegt eine analytische Beschreibung des Übertragungsverhaltens des elektrischen Servomotors am Beispiel einer Vollpol-Synchronmaschine vor. Im Sinne eines mechatronischen Gesamtmodells ist das Teilmodell des Servomotors so aufzubauen, dass die Schnittstellengrößen den physikalischen Ein- und Ausgangsgrößen entsprechen. Im hier behandelten Fall des Synchronmotors bedeutet dies, dass als Eingangsgröße ein dreiphasiges Spannungsnetz vorliegt. Dieses real vorhandene Spannungsnetz ist durch eine Transformation in d- und q-Koordinaten darzustellen. Hierfür dient die sog. Parktransformation [PARK-29], die die Umrech-

nung der dreiphasigen elektrischen Größen an einem Drehstromantrieb in das d-,q-System und zurück ermöglicht. Für die Transformation in das d-,q-System gilt:

$$U_d = \frac{2}{3} \left[U_a \cdot \cos \vartheta + U_b \cdot \cos \left(\vartheta - \frac{2\pi}{3} \right) + U_c \cdot \cos \left(\vartheta - \frac{4\pi}{3} \right) \right] \quad (5.49)$$

$$U_q = \frac{2}{3} \left[U_a \cdot \sin \vartheta + U_b \cdot \sin \left(\vartheta - \frac{2\pi}{3} \right) + U_c \cdot \sin \left(\vartheta - \frac{4\pi}{3} \right) \right] \quad (5.50)$$

Für die Rücktransformation gilt:

$$U_a = U_d \cdot \cos(\vartheta) - U_q \cdot \sin(\vartheta) \quad (5.51)$$

$$U_b = U_d \cdot \cos\left(\vartheta - \frac{2}{3}\pi\right) - U_q \cdot \sin\left(\vartheta - \frac{2}{3}\pi\right) \quad (5.52)$$

$$U_c = U_d \cdot \cos\left(\vartheta + \frac{2}{3}\pi\right) - U_q \cdot \sin\left(\vartheta + \frac{2}{3}\pi\right) \quad (5.53)$$

Mit diesen Transformationen und dem oben hergeleiteten Zustandsmodell des Servomotors liegt nun ein Simulationsmodell für das elektrische Verhalten des Motors vor, das den Servomotor in Hinblick auf die Anforderungen der informationstechnischen Durchgängigkeitsanalyse hinreichend genau wiedergibt.

Da die gesamte Modellbeschreibung in analytischen Gleichungen vorliegt, kann das Teilmodell des Motors ohne großen Aufwand in ein mechanisches Gesamtmodell zur numerischen Simulation eingebunden werden.

5.5 Leistungsverstärker

Der Leistungsverstärker hat die Aufgabe, die vom Stromregler ausgegebenen Stellgrößen in elektrische Energie umzusetzen und damit die

elektrischen Antriebe zu versorgen. Hierfür muss der Verstärker ein dreiphasiges Spannungsfeld mit frei einstellbarer Amplitude und Frequenz bereitstellen. Die dafür erforderliche Energie bezieht der Verstärker üblicherweise aus einem dreiphasigen Versorgungsnetz. Unter systemtechnischen Gesichtspunkten kann der Leistungsverstärker als nichtlineares Übertragungsglied betrachtet werden (Abb. 5.12).

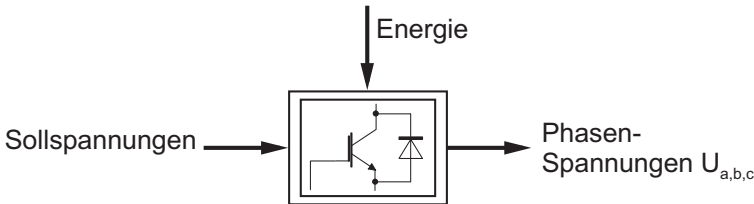


Abbildung 5.12: Regelungstechnischer Übertragungsblock des Leistungsverstärkers (Umrichters)

Für den Betrieb der elektrischen Antriebe an Werkzeugmaschinen finden vorzugsweise sog. Spannungs-Pulswechselrichter, die von einem Gleichspannungszwischenkreis gespeist werden, Verwendung. Als Schaltelemente werden MOSFET oder IGBT-Transistoren eingesetzt [BOLD-99]. Den prinzipiellen Aufbau eines derartigen Wechselrichters zeigt Abb. 5.13.

Die dort eingesetzten Transistoren werden wechselseitig so angesteuert, dass gepulste dreiphasige Spannungen $U_{a,b,c}$ an den Wicklungen des Motors anliegen. Zur Erzeugung der Schaltzeitpunkte existieren verschiedene Modulationsverfahren [SCHR-94], wobei die Abtastung des Sollsignals mit einer Dreiecksspannung weit verbreitet ist.

Vorteilhaft bei diesem Verfahren ist die hohe Dynamik und der geringe Oberschwingungsanteil. Hier wird das Sollsignal mit einem fest vorgegebenen Dreieckssignal verglichen. Überschreitet das Sollsignal das Dreieckssignal werden die entsprechenden Transistoren ein- bzw. ausgeschaltet, wodurch im zeitlichen Mittel die Ausgangsspannung der Sollspannung folgt (vgl. Abb 5.14). Die Berechnung der Zeitpunkte für die Schaltimpulse wird auf Microcontrollern oder digitalen Signalprozessoren (DSPs) durchgeführt [QUAN-93]. Aufgrund der ohmisch-induktiven Last

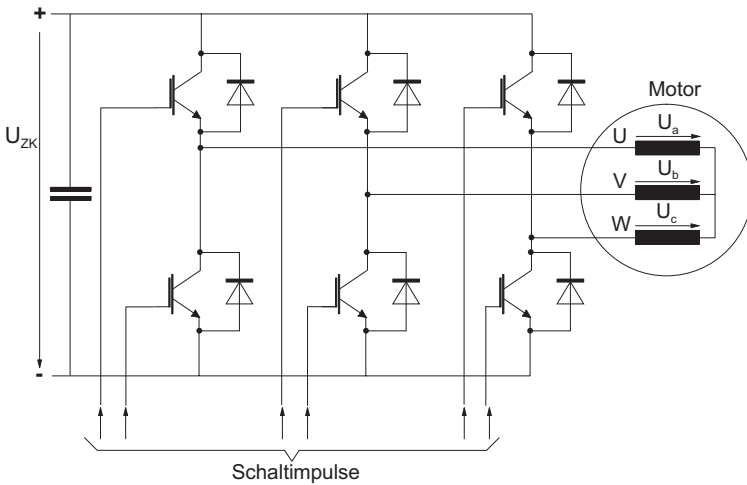


Abbildung 5.13: Aufbau eines Spannungs-Pulswechselrichters

in Form der Motorwicklungen ergibt sich damit ein nahezu sinusförmiger Verlauf der Phasenströme, wobei eine Phasenverschiebung zwischen Spannung und Strom auftritt. Das dynamische Verhalten des Umrichters ist damit in erster Linie von den Schaltzeiten der Transistoren abhängig. Diese werden im Wesentlichen von den maximalen Signalanstiegszeiten und maximal zulässigen Taktraten bestimmt. Moderne IGBT-Transistoren erlauben Schaltfrequenzen von über 16 kHz, wodurch eine hohe Schaldynamik erreicht und eine störende Schallabstrahlung im hörbaren Frequenzbereich vermieden wird.

Für eine Simulation des im Rahmen dieser Arbeit aufzustellenden mechatronischen Gesamtmodells ist für das Teilsystem des Wechselrichters ein vereinfachtes Übertragungsmodell ausreichend. Zum einen weist der Wechselrichter eine sehr hohe Komplexität aufgrund der internen Schaltungsvorgänge auf, zum anderen sind für das mechatronische Gesamtmodell nur das prinzipielle Übertragungsverhalten und nicht interne Schaltzustände von Interesse.

Für eine systemtechnische Betrachtung kann das Übertragungsverhalten des Leistungsverstärkers aufgrund der zeitlichen Verschiebung zwi-

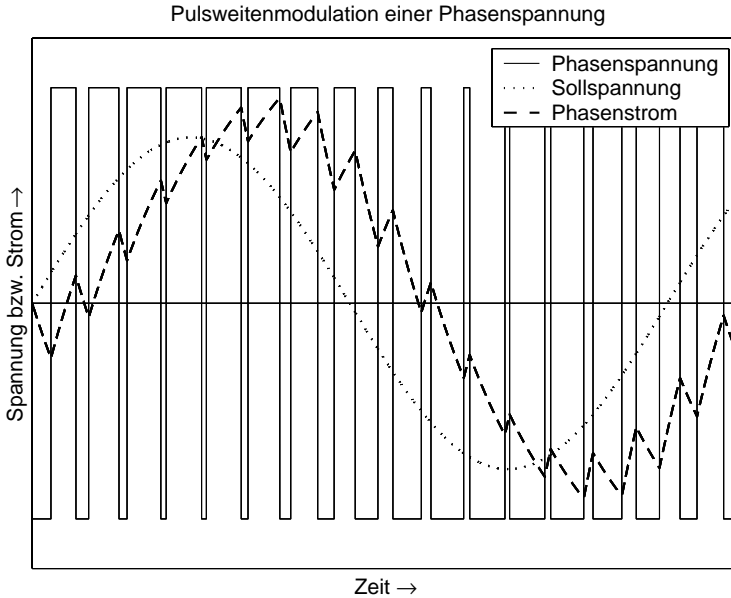


Abbildung 5.14: Abtastung der Sollspannung mit einer Dreiecksspannung zur Bereitstellung eines sinusförmigen Stromverlaufs

schen Aus- und Eingangssignal mit einem Totzeitverhalten angenähert werden [BRÜC-99, LEON-97].

Das Verhalten des Leistungsteils wird dabei für jede Phase mit einem Totzeitglied modelliert. Der Wert der Totzeit resultiert aus der gerätetechnischen Rechenzeit und der Arbeitsfrequenz des Wechselrichters. WICK gibt hierfür folgenden Formelzusammenhang an [WICK-82]:

$$T_T = T_R + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2 \cdot f_W} \quad (5.54)$$

mit:

- T_T : Ersatztotzeit des Wechselrichters
 T_R : gerätetechnische Rechenzeit
 f_W : Arbeitsfrequenz des Wechselrichters

Für Wechselrichter an Werkzeugmaschinen ergeben sich damit Totzeiten im Bereich von $25 - 75 \mu\text{s}$. Im Rahmen dieser Arbeit werden auch die Transformationen der elektrischen Stranggrößen in das d-, q-System und zurück (vgl. Gl. (5.49) – (5.53)) dem Modell des Leistungsverstärkers zugeschlagen. Damit ergibt sich für den Leistungsverstärker die in Abb. 5.15 angegebene Modellstruktur.

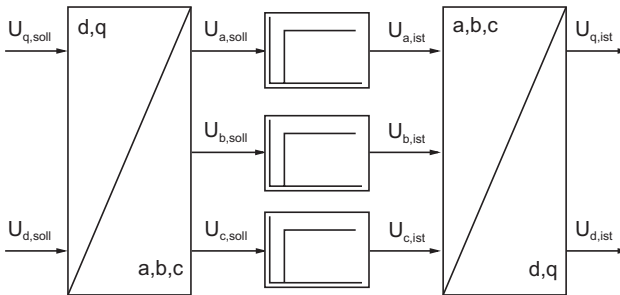


Abbildung 5.15: Regelungstechnische Darstellung des dynamischen Ersatzverhaltens des Leistungsverstärkers mit Koordinatensystemtransformationen

5.6 Digitale Lageregelung

5.6.1 Allgemeiner Aufbau

Mit dem Regelungsmodell soll der aus Sicht der informationstechnischen Durchgängigkeitsanalyse relevante Aufbau der eingesetzten Antriebsregelung beschrieben werden. Bei Werkzeugmaschinen besteht üblicherweise diese Regelung aus einer kaskadierten Lageregelung mit unterlagerten Drehzahl- und Stromregler. Eine Darstellung der wesentlichen Komponenten lässt sich hierfür auf Basis der Projektierungs- und Inbetriebnahmeunterlagen des Steuerungsherstellers ableiten (z. B.

[INDR-99, SIEM-98]). Das für diese Arbeit genutzte Modell der Antriebsregelung ist in Abb. 5.16 wiedergegeben.

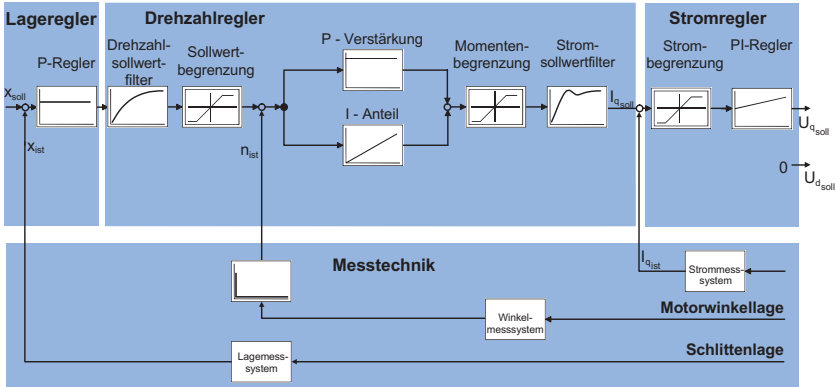


Abbildung 5.16: Modell zur eingesetzten Lageregelung

Neben der prinzipiellen Struktur, bestehend aus Strom-, Drehzahl- und Lageregler, berücksichtigt das Modell die Filterung und Begrenzung von Sollgrößen zwischen den einzelnen Reglern. Zusätzlich ist das Modell so aufgebaut, dass die elektrischen Größen zur Regelung des Synchronmotors im d-, q-System (vgl. Abschnitt 5.4.3) vorgegeben werden können. Damit ergibt sich im Vergleich zu einer direkten Regelung der Phasenströme der Vorteil, dass im stationären Betriebszustand des Motors konstante und nicht sinusförmige Sollgrößen vorgegeben werden können [LEON-97]. Im Rahmen der feldorientierten Regelung der Servoantriebe wird auf den Feldschwächbetrieb verzichtet, wofür die flussbildende Spannungskomponente zu Null gesetzt wird ($U_{d_{soll}} \stackrel{!}{=} 0$).

Mit dieser Struktur entspricht das Modell den regelungstechnischen Gegebenheiten, wie sie am exemplarischen Versuchsstand (vgl. Abschnitt 6.2) vorliegen. Damit ist eine experimentelle Verifikation des Simulationsmodells durch eine messtechnische Untersuchung am Versuchsstand gegeben. In einem weiteren Schritt können dann die am Versuchsstand ermittelten Ergebnisse auf andere Maschinen übertragen werden.

5.6.2 Aspekte der Digitaltechnik

Eine digitale Regelung ist im Vergleich zu einer analog ausgeführten Regelung durch folgende Charakteristika gekennzeichnet [ISER-88B]:

- Die Algorithmen zur Regelung sind in Software auf einer Rechneinheit implementiert.
- Es entstehen abgetastete, d. h. zeitquantisierte Signale.
- Die Signale werden aufgrund der endlichen Wortbreite von A/D bzw. D/A-Wandler und der Rechneinheit amplitudenquantisiert.

Die vorliegende Regelstrecke in Form des Servomotors und der Antriebsmechanik stellt ein kontinuierliches und damit ein analog arbeitendes System dar. Zur Rückführung der dort vorliegenden Istgrößen werden diese über Messsysteme erfasst. Bei analogen Regelungen werden diese Größen kontinuierlich verarbeitet und als analoge Stellgrößen ausgegeben. Damit die analogen Regelgrößen in einer *digitalen* Regelung verarbeitet werden können, müssen die zunächst analog vorliegenden Zustandsgrößen abgetastet und mittels einer Analog-Digital-Wandlung in digitale Größen umgesetzt werden. Eine Speicherung (Halteoperation) bewirkt, dass die abgetasteten Analogwerte für die Dauer der Analog-Digital-Wandlung unverändert zur Verfügung stehen [LUTZ-98]. Mit der Umwandlung der Werte resultiert aufgrund der begrenzten Datenwortbreite des Analog-Digital-Wandlers eine Wertdiskretisierung des Signals. Den prinzipiellen Aufbau einer digitalen Regelung zeigt Abb. 5.17.

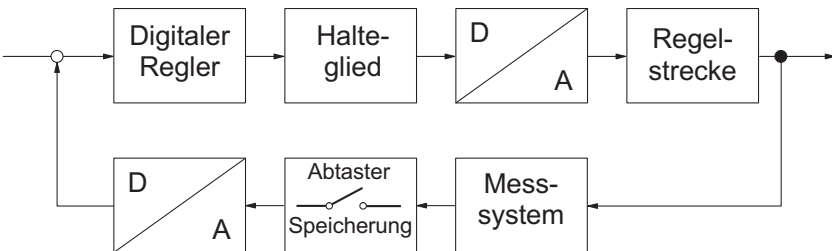


Abbildung 5.17: Grundaufbau einer digitalen Regelung

Zur Stellgrößenausgabe an die analoge Regelstrecke ist eine Digital-Analog-Wandlung der Zahlenwerte erforderlich. Zudem muss die Stellgröße am Eingang der Regelstrecke zeitkontinuierlich anliegen. Um dies zu erreichen, werden die gewandelten Werte über eine Abtastperiode gespeichert. Diese Halteoperation kann mathematisch bei einer regelungstechnischen Untersuchung mit einem Halteglied nullter Ordnung beschrieben werden.

Die Regelung selbst erfolgt über einen Regelalgorithmus, der im Mikroprozessor des digitalen Regelungssystems abgearbeitet wird. Dabei wird die Stellgröße zu diskreten Zeitpunkten berechnet, wodurch sich eine Stellgrößenfolge ergibt. Für integrierende Regler, wie sie im Allgemeinen der Drehzahl- und Stromregler darstellen, muss zur Integration eine Rechteck- oder Trapeznäherung eingesetzt werden. Damit lautet die z -Übertragungsfunktion des diskreten PI-Drehzahlreglers:

$$G(z) = K_P \cdot \left[1 + \frac{T_{ab}}{T_I(z-1)} \right] \quad (5.55)$$

5.6.3 Messsysteme digitaler kaskadierter Lageregelungen

Zur Einbindung des Einflusses der Messsysteme auf die Regelung wird im Folgenden darauf eingegangen, wie die Messgrößen nach signaltechnischen Gesichtspunkten bereitgestellt werden. Unabhängig von ihrer technischen Ausführungsform ist das wesentliche Kennzeichen der an digitalen Antrieben eingesetzten Messsysteme eine Quantisierung der Signalamplituden entsprechend der Auflösung der jeweiligen Messsysteme. Zusammen mit der zeitlichen Abtastung entsteht dadurch ein zeit- und amplitudenquantisiertes Signal (vgl. Abb. 5.18).

Zur Aufnahme der Drehwinkelgeschwindigkeit des Motors wird im Allgemeinen aus Kostengründen kein Geschwindigkeitsaufnehmer eingesetzt [LUTZ-98]. Die Geschwindigkeit muss daher anhand einer Differenzenquotientenbildung näherungsweise berechnet werden. Dies erfolgt mit der Diskretisierung der kontinuierlichen zeitlichen Differentiation ($\frac{d}{dt}$)

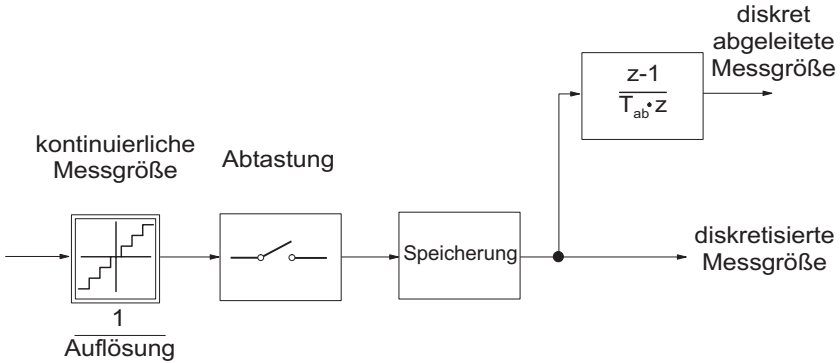


Abbildung 5.18: Struktur zur Modellierung der Messsysteme an digitalen Antrieben

mittels der z -Transformation. Unter den verschiedenen Approximationsverfahren zur diskreten Ableitung eines Signals hat sich das Euler-Rückwärts-Verfahren als zweckmäßig erwiesen. Für die z -Transformierte der Ableitung kann damit geschrieben werden:

$$\frac{d}{dt} \longrightarrow \frac{z-1}{T_{ab} \cdot z} \quad (5.56)$$

5.6.4 Aspekte der Ausführungsformen digitaler Antriebssysteme

Im Wesentlichen sind drei Ausführungsformen von digitalen Antriebssystemen für Werkzeugmaschinen vorzufinden, welche sich durch den gerätetechnischen Aufbau bzw. in der Kommunikation zwischen NC-Steuerung (Bahnerzeugung), Achsantrieb (Achsregelung) und Bereitstellung der elektrischen Energie für die Antriebe unterscheiden. Bei sog. Kompaktsteuerungen sind die drei oben aufgeführten Teilfunktionen in einer gerätetechnischen Einheit realisiert, wobei die maximale Anzahl der dabei möglichen Achsantriebe beschränkt ist (typischerweise drei bzw. vier für Dreh- bzw. Fräsanwendungen). Die Kommunikation zwischen NC-Steuerung und Achsregelung wie auch die Zuordnung der Re-

gelkreise (Lage-, Drehzahl- und Stromregelung) unterliegt keinen technischen Beschränkungen (Bandbreite), da eine Datenübertragung über die gerätetechnische Einheit hinaus nicht notwendig ist. Ein geeignetes Kommunikationsmedium ist dabei z. B. ein gemeinsamer Speicherbereich (Dual-Port-Memory) von NC-Steuerungs- und Achsregelungsfunktionen. Nur die Zykluszeit der Teilfunktionen, welche maßgeblich durch die Rechenkapazität der verwendeten NC- und Regelungsprozessoren begrenzt wird, bestimmt dabei die Qualität der prozessrelevanten antriebs- und steuerungsinternen Zustandsgrößen.

Die zweite Gruppe digitaler Antriebssysteme ist durch die Kommunikation zwischen NC-Steuerung und Achsregelung mit Hilfe eines sog. digitalen Antriebsbussystems gekennzeichnet. Derartige Bussysteme können herstellereigenspezifische oder genormte Ausführungen (SERCOS bzw. [DIN-99]) aufweisen. Die einzelnen Achsregelungsmodulare werden aus einer Zwischenkreiseinheit gespeist und sind im Schaltschrank in der Nähe der NC-Steuerung angeordnet. Im Gegensatz zu Kompaktsteuerungen ist die maximale Achsanzahl hierbei deutlich höher (zwischen 31 und 254). Über den digitalen Antriebsbus erfolgt die Übertragung der Soll- und der Istwerte sowie die Synchronisierung der Messwertaufnahme bzw. Sollwertensätze.

Ebenfalls zu digitalen Antriebssystemen zählen verteilte Positioniereinheiten, welche über Antriebsprofile verbreiteter Standard-Feldbusse (z. B. ProfiDrive) angebunden werden. Jeder Antrieb stellt dabei eine autarke Einheit, bestehend aus Frequenzumrichter, Positioniersteuerung und Achsregelung dar. Da derartige Antriebssysteme den dynamischen Anforderungen, wie sie im Bereich der Vorschubachsen von Werkzeugmaschinen gestellt werden, nicht gerecht werden, sind diese hier nur der Vollständigkeit halber erwähnt.

5.7 Zerspanungsprozess

Ein wesentlicher Baustein des mechatronischen Gesamtsystems ist der Zerspanungsprozess. Dieser wird durch den Zusammenhang von Spanungsgrößen und zeitlichem Verlauf der Zerspankraftkomponenten be-

schrieben [KÖNI-90]. Charakteristisch für Zerspanprozesse, insbesondere bei mehrschneidigen Werkzeugen ist, dass die Zerspankraftkomponenten eine Vielzahl hochfrequenter Signalanteile aufweisen. Dies verdeutlicht Abb. 5.19, bei der exemplarisch für einen Umfangs-Stirnfräsprozess der experimentell aufgenommene Verlauf der in Vorschubrichtung resultierend wirkenden Kraft und deren Amplitudenspektrum dargestellt sind.

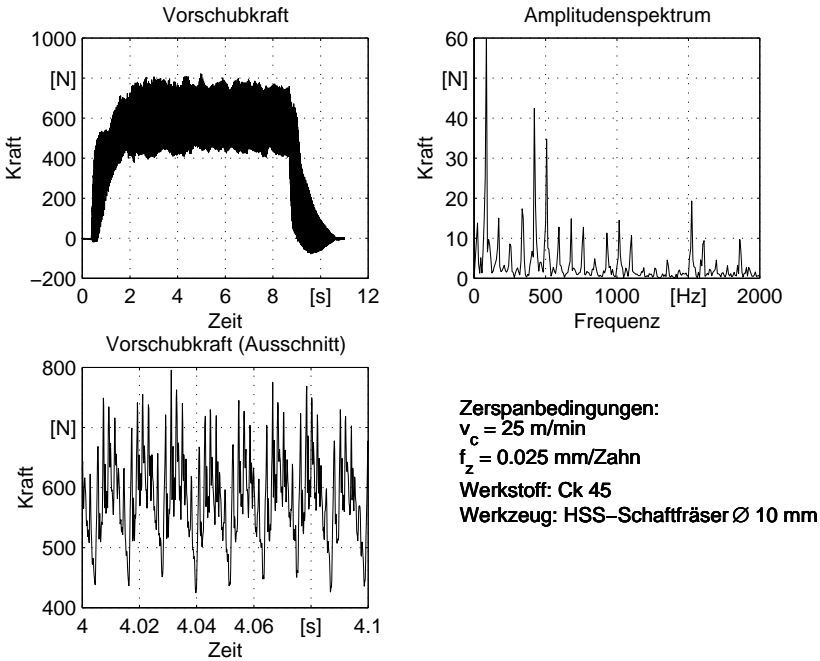


Abbildung 5.19: Vorschubkraft und deren Amplitudenspektrum für einen Umfangs-Stirnfräsprozess

Für die Aufgabenstellung der Prozessanalyse mit antriebsinternen Signalen bedeutet dies, dass zur vollständigen Abbildung des Zerspanprozesses die selben Frequenz- und Amplitudenanteile in den antriebsinternen Signalen enthalten sein müssen. Innerhalb realer Antriebs- und Steuerungssysteme ist jedoch aufgrund der bandbreitebegrenzenden Wirkung der Antriebe und der Messsysteme mit einem Informationsverlust

zu rechnen. Die Ermittlung dieses Informationsverlustes ist wesentliche Aufgabe der vorliegenden Arbeit. Dazu wird neben dem Motormoment die axial wirkende Tischkraft, die im Wesentlichen aus dem Zerspanungsprozess resultiert, als weitere Eingangsgröße in das mechanische Antriebssystem eingekoppelt. In einer ganzheitlichen Simulation können dann die signaltechnischen Auswirkungen dieser Prozesskraftverläufe auf Antriebssignale ermittelt werden. Diese Vorgehensweise bietet darüber hinaus die Möglichkeit, auch analytische Testfunktionen, wie z. B. Sinus, Rechteck, Rauschen usw., einzusetzen, um den Einfluss antriebsspezifischer Parameter auf das Übertragungsverhalten des Gesamtsystems zu untersuchen. Dadurch können Zerspankraftverläufe mit nahezu beliebigen Frequenzen und Amplituden untersucht werden.

Die Modellierung des Zerspanungsprozesses kann für verschiedene Technologien entsprechend den in der Literatur bekannten Modellansätzen erfolgen (vgl. Kapitel 2). Grundlage für eine Vielzahl der Zerspankraftmodelle für spanende Trennverfahren mit geometrisch bestimmter Schneide ist das Zerspankraftgesetz von KIENZLE und VICTOR [KIEN-52]. Mit diesem Gesetz berechnet sich allgemein die Schnitt- und Vorschubkraft an einer ausgewählten Schneide zu:

$$F_c = b \cdot h^{1-m_c} \cdot k_{c1.1} \quad (5.57)$$

$$F_f = b \cdot h^{1-m_f} \cdot k_{f1.1} \quad (5.58)$$

Eine Berechnung der Zerspankraftkomponenten anhand dieses Formelzusammenhangs ist mit relativ großen Unsicherheiten behaftet, da in dieser Formel nur die wichtigsten Einflussparameter, wie die Spanungsgrößen und die Zerspanbarkeitseigenschaften des Werkstoffs, berücksichtigt sind. Für präzisere Berechnungen kann dieses Gesetz um den Einfluss des Zerspanungsverfahrens, der Schnittgeschwindigkeit, der Werkzeuggeometrie und weiterer Größen erweitert werden.

Ergänzend zu den bisher dargestellten statischen Zerspankraftgleichungen können über dynamische Ansätze Relativbewegungen zwischen Werkzeug und Werkstück, z.B. aufgrund von Schwingungen, berücksichtigt werden [KONR-97]. Dabei werden durch partielle Ableitung

der statischen Zerspankraftgleichungen nach der Schnittgeschwindigkeit und dem Vorschub dynamische Zerspankraftkomponenten berechnet (vgl. [MAUL-91, MILB-71, WECK-78, ZÄH-95] u. a.).

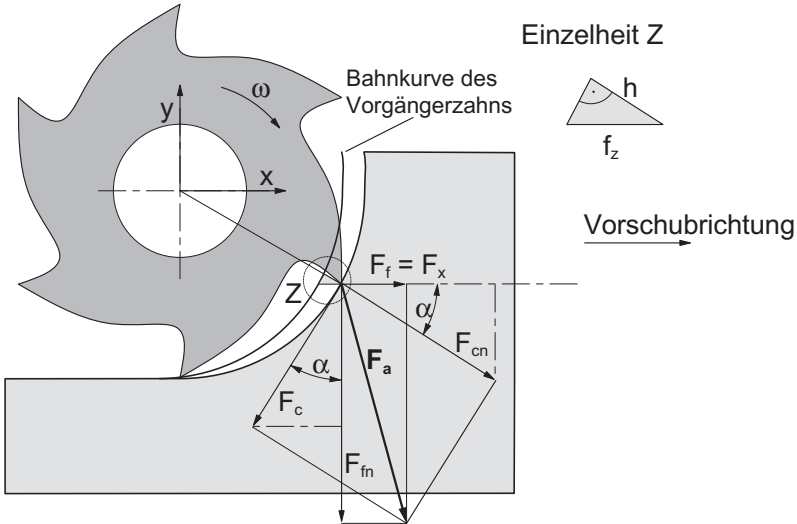


Abbildung 5.20: Zerspankraftkomponenten beim Fräsen

Exemplarisch soll in dieser Arbeit der Fräsprozess Gegenstand der Prozessmodellierung sein. Beim Fräsen ergibt sich für jede im Eingriff befindliche Werkzeugschneide ein im Raum orientierter Zerspankraftvektor (s. Abb. 5.20). Die Projektion des Zerspankraftvektors in die Arbeitsebene stellt die Aktivkraft dar. Diese setzt sich aus den Vektoren der an einer Schneide wirkenden Schnitt- F_c und Schnittnormalkraft F_{cn} zusammen. Aufgrund der Werkzeugrotation ändern die Zerspankraftkomponenten ständig ihren Betrag und ihre Richtung.

Vom Vorschubmotor muss die in Vorschubrichtung wirkende Komponente der vektoriellen Kraftsumme von den an allen n im Eingriff befindlichen Schneiden auftretenden Zerspankräften aufgenommen werden. Diese Kraft berechnet sich zu:

$$F_{Tisch} = \sum_{i=1}^n F_{x_i} \quad (5.59)$$

mit den an einer einzelnen Schneide wirkenden Schnitt- und Schnittnormalkraft (vgl. Abb. 5.20):

$$F_{x_i} = F_{cn_i} \cdot \cos(\alpha) - F_{c_i} \cdot \sin(\alpha) \quad (5.60)$$

Die Tischkraft F_{Tisch} ist der Anteil der Prozesskraft, die auf das elektromechanische Vorschubantriebssystem einwirkt und so zu signaltechnischen Rückwirkungen führt. Für eine antriebssignalbasierte Prozessanalyse ist also diese Kraftkomponente von zentraler Bedeutung.

6 Digitale Simulation und Verifikation der Modelle

6.1 Allgemeines

Ausgehend von der Beschreibung des betrachteten Versuchsstandes wird die Implementierung des mechatronischen Gesamtmodells der untersuchten Maschine in einer Simulationsumgebung dargestellt. Das vorliegende Simulationsmodell wird anschließend verifiziert, wodurch ein Einsatz des Modells zur Untersuchung der Informationsdurchgängigkeit innerhalb digitaler Antriebssysteme ermöglicht wird. Hierzu werden ausgewählte Teilmodelle und das Gesamtmodell experimentell auf ihre Gültigkeit überprüft. Dabei wird auf die Verifizierung von Teilmodellen, für die bereits allgemein bekannte und validierte Systemzusammenhänge vorliegen, wie z. B. für Servomotoren, verzichtet. Ebenso liegen für die Regelungs- und Umrichtertechnik mit Herstellerangaben derartige realitätsnahe Systembeschreibungen vor.

6.2 Beschreibung des Versuchsstandes

Die folgende Beschreibung des eingesetzten Versuchsstandes gliedert sich in die Darstellung des mechanischen und elektrischen Aufbaus sowie den für die Durchgängigkeitsanalyse spezifischen Versuchsaufbau. Zusätzlich wird das eingesetzte Steuerungs- und Antriebssystem mit den Zugriffsmöglichkeiten auf antriebsinterne Größen beschrieben.

6.2.1 Mechanischer und elektrischer Aufbau

Zur Untersuchung der Informationsdurchgängigkeit an elektrischen Vorschubantrieben stand ein Antriebsversuchsstand zur Verfügung, dessen mechanischer Teil aus einer Kreuztischeinheit eines Transferstraßenmoduls (s. Abb. 6.1) besteht. Als Führungen sind Rollenumlauf Führungen

eingebaut. Diese Tischeinheit ist mit einem volldigitalen Antriebssystem ausgestattet [SIEM-98].

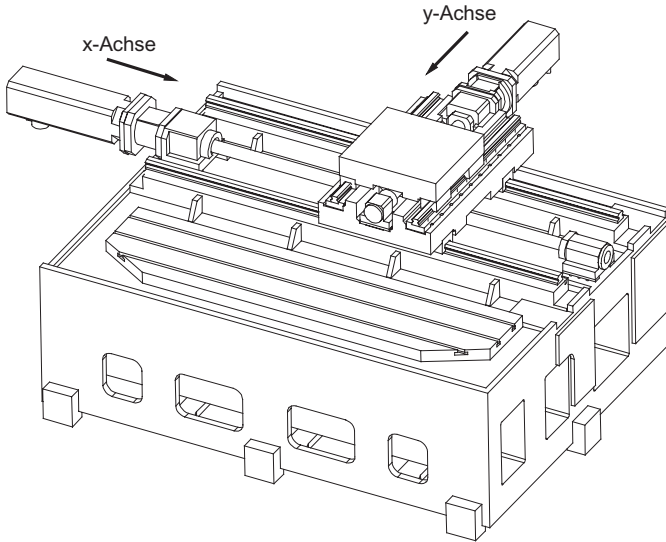


Abbildung 6.1: Mechanischer Aufbau des betrachteten Versuchstandes

Beide Vorschubachsen besitzen einen identischen strukturellen Aufbau. Die Modellbildung und Verifikation sowie weitere Messungen wurden an der x-Achse durchgeführt. Bei dieser Versuchsachse handelt es sich um einen direktangetriebenen Vorschubspindeltrieb, dessen technische Daten sowie mechanische Kennwerte gemäß des mechanischen Ersatzmodells von Abb. 5.3 in Tabelle 6.1 zusammengefasst sind. Die angegebenen Werte sind größtenteils aus Herstellerdaten und 3D-CAD-Daten gewonnen worden.

Als Servomotoren kommen permanenterregte Synchronmotoren mit integrierten rotatorischen Drehgebern zum Einsatz. Die Erfassung der Schlittenlage erfolgt an beiden Vorschubachsen mit Glasmaßstäben als direkte Messsysteme. Damit wurde eine lastseitige Lageregelung der Vorschubachsen realisiert. Durch den mechanisch steifen Aufbau und das hochdynamische Antriebssystem können auf der Versuchsachse Eilgang-

Eigenschaft	Wert	Einheit
Spindelsteigung	30	mm
Massenträgheitsmoment des Drehgebers	$2,6 \cdot 10^{-6}$	kgm ²
Massenträgheitsmoment des Motors	$1,94 \cdot 10^{-2}$	kgm ²
Massenträgheitsmoment der Kupplung	$9,0 \cdot 10^{-4}$	kgm ²
Massenträgheitsmoment der Spindel	$9,57 \cdot 10^{-3}$	kgm ²
Masse der Spindelmutter	28,8	kg
Tischmasse	594	kg
Steifigkeit der Drehgeberkupplung	800	Nm/rad
Steifigkeit der Motorwelle	40000	Nm/rad
Kupplungssteifigkeit	7000	Nm/rad
Steifigkeit der Kugelrollspindel	70000	Nm/rad
Steifigkeit der Spindel-Mutternverbindung	$2,5 \cdot 10^8$	Nm/rad
Motornennmoment	32	Nm
Motornennstrom	22,5	A
Lage-Messsystem	50	Striche/mm
Winkellage-Messsystem	2048	Striche/U

Tabelle 6.1: Technische Daten des untersuchten Antriebssystems

geschwindigkeiten von 90 m/min und Beschleunigungen von 1,5 g erzielt werden.

6.2.2 Versuchsaufbau zur Durchgängigkeitsanalyse

Eine schematische Darstellung des Gesamtaufbaus zeigt Abb. 6.2. Die Servoantriebe werden von einem Regelungsmodul, das neben Strom- und Drehzahlregler auch das Umrichtersystem enthält, mit Energie versorgt. Zur Steuerung und Regelung der Antriebe dient ein Industrie-PC, der mit einer speziellen Antriebskarte ausgestattet ist, so dass ein Betrieb auch ohne konventionelle NC-Steuerung möglich ist.

Zur Bestimmung des Einflusses von Prozesskräften auf antriebsinterne Signale sind neben den Antriebssignalen selbst auch die einwirkenden Prozesskraftkomponenten messtechnisch zu erfassen und zu untersuchen. Damit bedarf es des Zugriffs auf antriebsinterne Zustandsgrößen des digi-

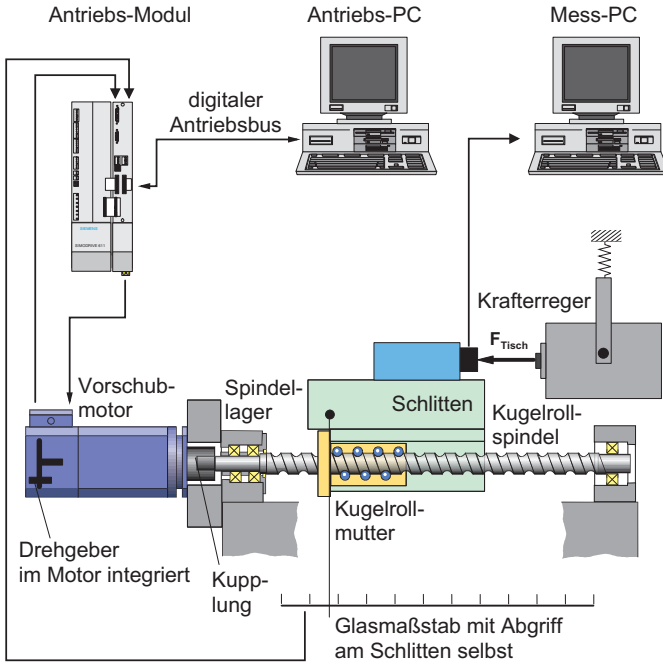


Abbildung 6.2: Versuchsaufbau zur Durchgängigkeitsanalyse

talenen Antriebssystem und der Messung der prozessbedingten Vorschubkraftkomponente. Da digitale Antriebssysteme einen komplexen rechnerischen Aufbau besitzen, werden die Einrichtungen zum Zugriff auf Antriebsgrößen in einem eigenen Abschnitt ausführlich erläutert (s. Abschnitt 6.2.3).

Zur Vorgabe der am Vorschubschlitten angreifenden Kraftkomponente wurden mit Hilfe eines schwingungs isoliert aufgehängten elektrodynamischen Schwingungserregers Kräfte auf den Vorschubschlitten eingeleitet. Hierfür setzt der Schwingungserreger die Signale einer Signalquelle (Funktionsgenerator oder PC) in Kräfte um. Zur Messung der tatsächlich auf den Schlitten eingepprägten Kräfte, ist zwischen Schlitten und Schwingungserreger ein Kraftaufnehmer eingebaut, dessen Messsignale

mittels eines Mess-PC aufgezeichnet werden. Damit kann der Prozesseinfluss während der Vorschubbewegung simuliert werden.

Um wirklichkeitsgetreue Aussagen zu erhalten, ist darauf zu achten, dass sich der Vorschubschlitten ausschließlich im Rollbereich der Linearführungen befindet, denn ein Stillstand oder ein Übergang von Haft- auf Rollreibung würde sich aufgrund der nichtlinearen Reibungseffekte auf die Messung verfälschend auswirken. Um dies zu gewährleisten, wurde der Schwingungserreger so angebracht, dass er mit dem Vorschubschlitten mitbewegt werden kann.

Mit dem gewählten Versuchsaufbau ist es möglich, sowohl aufgezeichnete, reale Prozesskraftverläufe als auch verschiedene analytische Kraftverläufe als Testsignale auf den Vorschubschlitten einwirken zu lassen. Insbesondere können mit diesem Aufbau gezielt Kraftverläufe mit beliebigen Frequenzen und Amplituden erzeugt werden, um deren Auswirkungen auf antriebsinterne Signale zu untersuchen. Im Vergleich zu einem realen Zerspanungsprozess ergeben sich damit umfangreichere Untersuchungsmöglichkeiten, da die Signalformen und die -bandbreite nahezu unbegrenzt sind. Darüber hinaus können die Untersuchungen damit unabhängig von einem Bearbeitungsverfahren durchgeführt werden, um anschließend die Ergebnisse auf unterschiedliche Zerspanungsprozesse übertragen zu können.

6.2.3 Systemaufbau zum Zugriff auf antriebs- und steuerungsinterne Größen

Das Steuerungs- und Messsystem der Kreuztischeinheit besteht aus der oben angesprochenen Antriebskarte und dem Steuerungs-Host-PC. Die Antriebskarte selbst beinhaltet den Kommunikationsmasterbaustein des digitalen Antriebsbusses, einen lokalen Mikrocontroller, lokalen Arbeitsspeicher und eine Dual-Ported-RAM-Schnittstelle zur Einbindung des Systems über den ISA-Bus in einen übergeordneten Standard-PC (Host-PC vgl. Abb. 6.3). Bei der Antriebskarte handelt es sich um eine Entwicklerkarte, die den Zugriff auf den digitalen Antriebsbus ermöglicht.

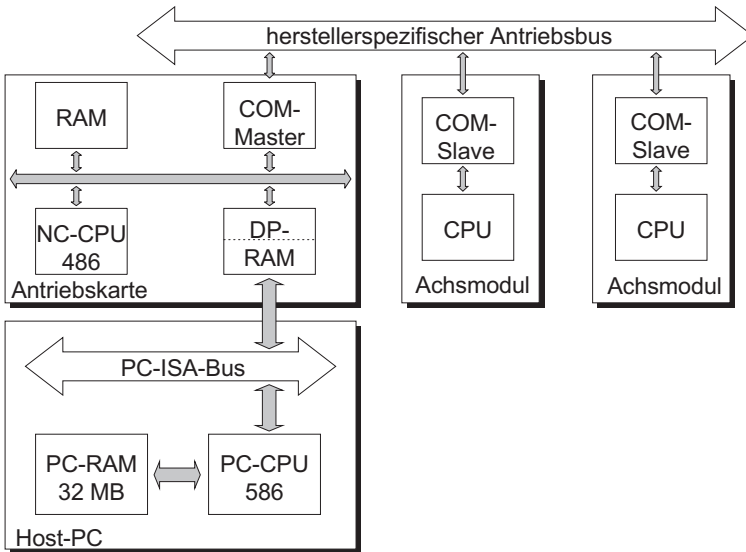


Abbildung 6.3: Blockdiagramm zum hardwaretechnischen Aufbau der Anschaltung zwischen Host-PC und Antrieben

Der übergeordnete Host-PC dient der Haltung aller Programme (Firmware) und antriebspezifischer Daten auf der dortigen Festplatte und der reinen Übertragung von Speicherinhalten zwischen lokalem Arbeitsspeicher der Entwicklerkarte und dem Host-PC. Dies geschieht mit Hilfe eines sog. Monitorprogramms, das auf dem Host-PC läuft. Nur auf Seiten der Entwicklerkarte ist es möglich, in einem definierten Zyklus mit dem Antriebsbus zu kommunizieren bzw. zeitsynchron über den digitalen Antriebsbus Sollwerte (Drehzahl, Moment) vorzugeben bzw. Istwerte (Zählerstände der Messsysteme, Motorstrom) abzurufen. Deshalb erfolgen alle der Drehzahlregelung überlagerten Regelungs- und Steuerungsfunktionen wie auch die Messwertarchivierung auf der Entwicklerkarte. Am Anfang und am Ende eines Messzyklus (meist der Dauer von ca. 16 s) werden die Soll- bzw. Archivwerte mit dem Host-PC-System über die DP-RAM-Schnittstelle mit Hilfe des Monitorprogramms ausgetauscht. Darüber hinaus ist es mit dem Monitorprogramm in Verbind-

dung mit dem Host-PC möglich, Triggersignale für eine synchronisierte Messwertaufnahme für den Mess-PC auszugeben. Die Berechnung der achsspezifischen Lagesollwerte (Interpolation) wie auch die Analyse und Auswertung der Archivdaten erfolgt ebenfalls auf dem Host-PC.

Damit ist es möglich, sämtliche auf dem digitalen Antriebsbus zur Verfügung stehenden Signale zeitsynchron als Messwerte abzuspeichern und einer weiteren Verarbeitung zuzuführen. Der Zugriff auf die antriebsinternen Signale erfolgt dabei im Takt des Drehzahlreglers. Dieser beträgt typischerweise $125\ \mu\text{s}$ bis 1 ms. Damit kann in weitaus kürzeren Taktzyklen auf Antriebssignale von digitalen Antrieben zugegriffen werden, als dies über die Schnittstellen heute verfügbarer offener Steuerungen möglich ist [OSAC-97, SCHR-94].

Mit dem gewählten Gesamtaufbau des Versuchstandes können nahezu beliebige Sollgrößen der Versuchssachse vorgegeben und gleichzeitig die resultierenden antriebsinternen Größen, wie z. B. Motorstrom, Motorwinkellage und Schlittenposition, taktsynchron aufgezeichnet werden. Des weiteren können die selben Sollgrößen parallel der Simulation des mechatronischen Gesamtmodells zugeführt werden. Damit besteht die Möglichkeit, die am Versuchsstand messtechnisch aufgenommenen Daten direkt mit den Simulationsergebnissen zu vergleichen.

6.3 Implementierung in eine Simulationsumgebung

6.3.1 Anforderungen

Die zentrale Aufgabe des Simulationsprogramms ist die Berechnung des zeitlichen Verhaltens von antriebsinternen Zustandsgrößen in Abhängigkeit der auftretenden Zerspankräfte. Diese Simulation hat so zu erfolgen, dass die wesentlichen Systemparameter eines digitalen Antriebssystems berücksichtigt werden. Darüber hinaus soll die Änderung wichtiger Simulationsparameter einfach und schnell durchführbar sein. Da als Simulationsergebnis das zeitliche Verhalten von Antriebssignalen erwartet wird, hat die Simulation im Zeitbereich stattzufinden. Des weiteren

bietet nur eine Zeitbereichssimulation die Möglichkeit, auch das nichtlineare Verhalten einzelner Teilsysteme, wie z. B. die Zeit- und Amplitudenquantisierung der digitalen Antriebsregelung, auf einfache Weise mit zu berücksichtigen. Um eine gute Interpretierbarkeit und einfache Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse mit aufgezeichneten Messwerten zu erreichen, sind sämtliche Ein- und Ausgaben der Simulation in physikalischen Größen, wie sie bei Werkzeugmaschinen üblicherweise vorliegen, anzugeben.

Das mechatronische Gesamtmodell, das der Simulation zu Grunde liegt, besteht aus einer Vielzahl z. T. sehr unterschiedlicher Teilsysteme. Es ergibt sich damit die Forderung an die Simulationsumgebung, dass diese zum einen eine einfache Kopplung einzelner Teilmodelle zu einem Gesamtmodell ermöglicht. Zum anderen muss es damit auch möglich sein, sowohl kontinuierliche Systeme, wie es das mechanische Antriebssystem darstellt, als auch zeit- und amplitudendiskrete Teilsysteme zugleich in einem Gesamtmodell im Zeitbereich zu simulieren. Dies ist erforderlich, um die spezifischen Aspekte der digitalen Antriebsregelung berücksichtigen zu können.

6.3.2 Ausführung der Implementierung

Aufgrund der geschilderten Anforderungen wurde als Simulationssystem nicht ein spezielles System, z. B. zur Analyse von mechanischen Antriebssystemen (vgl. [EUBE-92, GROS-95, TRUC-96]), sondern die universell einsetzbare Simulationsumgebung Matlab/Simulink gewählt. Dieses Simulationssystem erlaubt eine einfache und sehr flexible Programmierung sowohl kontinuierlicher als auch diskreter Teilsysteme. Zur numerischen Simulation selbst kann dabei auf eine Vielzahl leistungsfähiger Integrationsalgorithmen zurückgegriffen werden. Der Aufbau der Simulationsmodelle wird durch einen grafischen Modelleditor unterstützt. Damit kann das zu erstellende Modell anhand von elementaren, regelungstechnischen Übertragungsblöcken aufgestellt werden. Die blockorientierte Arbeitsweise unterstützt dabei die systemtechnische Behandlung des digitalen Antriebssystems. Eine typische Sicht auf das geöffnete Gesamtmodell

der untersuchten Kreuztischeinheit innerhalb der Simulationsumgebung zeigt Abb. 6.4.

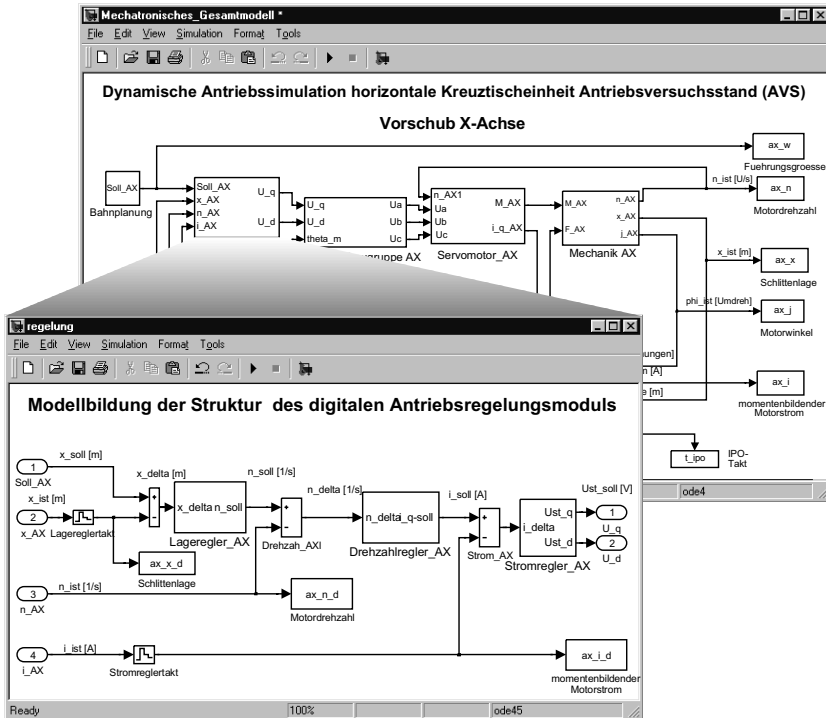


Abbildung 6.4: Arbeitsbereich der Simulationsumgebung Matlab/ Simulink

Die Berechnung sämtlicher Modellparameter in Form von Variablen und Systemmatrizen erfolgt über Matlab-spezifische Programmskripten. Vor der eigentlichen Simulation werden über diese Skripten sämtliche Simulationsparameter mit Werten belegt.

6.3.2.1 Teilmodelle

Die mathematische Beschreibung der Teilmodelle erfolgt entsprechend der im Kapitel 5 vorgestellten Modellbildung. Zur Implementierung dieser Teilmodelle sind die systembeschreibenden Gleichungen entweder direkt in ihrer algebraischen Form oder grafisch in Form von gekoppelten Übertragungsblöcken in das Simulationssystem einzugeben. Dabei wird zum einen eine direkte Eingabe von Modellbeschreibungen in der Zustandsraumdarstellung und zum anderen der Aufbau der Simulationsmodelle anhand von elementaren regelungstechnischen Übertragungsgliedern unterstützt. Logisch zusammengehörige Übertragungsglieder können zu sog. Submodellen zusammengefasst werden, womit sich die Strukturierung der Modelle verbessert und mehrfach verwendbare Submodelle entstehen. Zudem können derartige Module aufgrund ihrer geringeren Komplexität einfach getestet werden. Die durchgeführte Implementierung ist am Beispiel des Servomotors in Abb. 6.5 dargestellt.

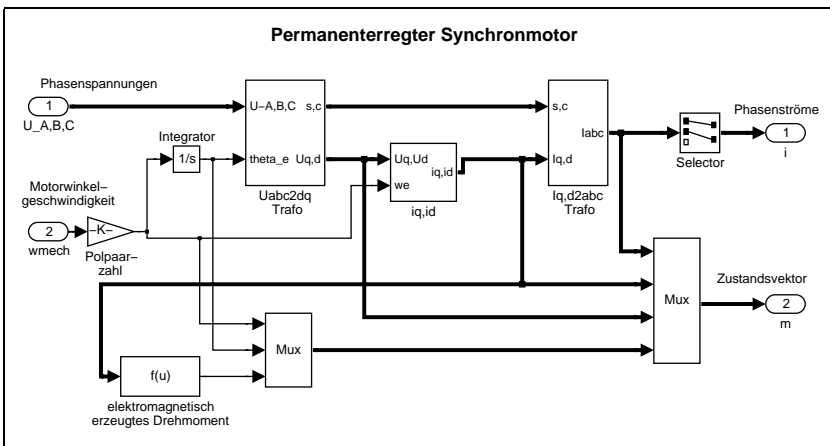


Abbildung 6.5: Implementierung des Teilmodells des Servomotors mit Submodellen zur Koordinatentransformation und Drehmomentbildung

Analog zum gezeigten Modell sind sämtliche Teilmodelle des mechanischen Gesamtmodells in der Simulationsumgebung implementiert

worden. Um den Aufbau des Gesamtmodells zu vereinfachen sowie die Austauschbarkeit einzelner Teilmodelle zu gewährleisten, wurde bereits bei der Implementierung der Teilmodelle auf einheitliche Schnittstellensignale geachtet, wie sie im Abschnitt. 4.4 hergeleitet wurden.

6.3.2.2 Mechatronisches Gesamtmodell

Die Untersuchung der prozesstechnischen Auswirkungen auf Antriebssignale erfolgt mit dem mechatronischen Gesamtmodell in Form einer Zeitbereichssimulation, wobei eine Verfahrbewegung dem Servomotor vorgegeben wird und gleichzeitig eine Kraftkomponente am Schlitten einwirkt. Eine Darstellung des Gesamtmodells, das entsprechend Kapitel 4 aufgebaut ist, zeigt Abb. 6.6.

Die Abbildung zeigt für jedes Teilmodell einen Übertragungsblock, der entsprechend der Struktur des betreffenden Teilsystems eine Mehrfach- oder Einfachübertragungsstrecke beschreibt.

Des weiteren sind im Gesamtmodell unterschiedliche Taktzeiten der verschiedenen Teilmodelle berücksichtigt. So erfolgt beispielsweise die Bereitstellung der Lagesollwerte im Takt des Interpolators, während innerhalb des Teilmodells zur Regelung deutlich kürzere Taktzyklen vorliegen. Eine Anpassung an unterschiedliche Taktzeiten erfolgt mit Haltegliedern nullter Ordnung zwischen den betreffenden Teilmodellen. Die damit auftretenden diskreten Zeitpunkte im Interpolator und den verschiedenen Reglern werden für eine spätere Auswertung der antriebsinternen Zustandgrößen während eines Simulationslaufs aufgezeichnet.

Die Aufgabe der Simulationsumgebung besteht darin, die Gesamtheit aller im Gesamtmodell untereinander gekoppelten Systemgleichungen in zeitdiskreten Schritten zu lösen. Dazu können verschiedene Algorithmen zur numerischen Integration sowie diverse Integrationsparameter gewählt werden. Hauptsächlich wird dabei zwischen Integrationsverfahren mit fester oder mit variabler Schrittweite unterschieden, wobei die Simulationen mit variabler Schrittweite in der Regel kürzere Simulationszeiten benötigen. Andererseits ergaben im Rahmen dieser Arbeit die Simulationen mit konstanter Schrittweite häufig stabilere Ergebnisse, wenn die

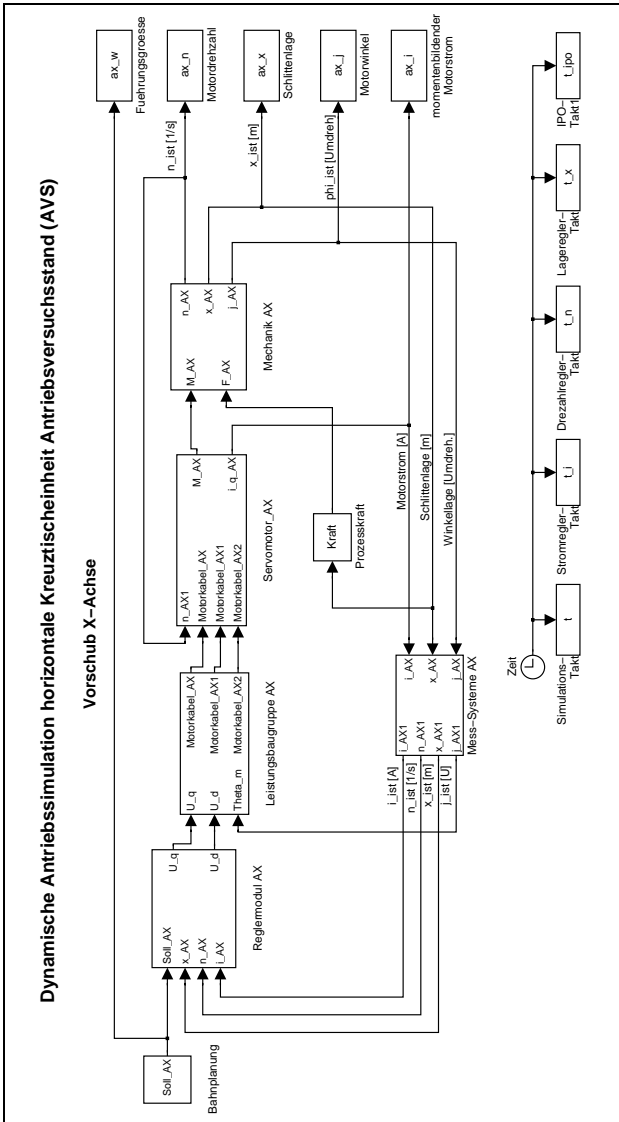


Abbildung 6.6: Implementierung des mechatronischen Gesamtmodells der x-Achse

Schrittweite klein genug gewählt wurde (z. B. $\Delta t < 10\mu s$). Für numerisch stabile Ergebnisse ist darauf zu achten, dass die Integrations-schrittweite mindestens um den Faktor fünf kleiner gewählt wird als die kürzeste Taktzeit der diskreten Teilmodelle.

6.3.3 Ablauf der Simulation

Den schematischen Ablauf zur Simulation des mechatronischen Gesamtsystems auf Basis des eingesetzten Simulationssystems zeigt Abb. 6.7.

In einem ersten Schritt werden für die Simulation die Systemparameter des mechanischen Teilsystems mit konkreten Werten belegt. Diese Dateneingabe erfolgt anhand der eingangs erwähnten Startskripten, die zum einen die Vollständigkeit eines Datensatzes garantieren und zum anderen eine einfache Änderung von Systemparametern zulassen. Im Weiteren werden mit den abgespeicherten Parametern die Modellgleichungen für das mechanische Ersatzmodell aufgestellt. Anschließend werden diese Gleichungen in die Zustandsraumdarstellung überführt und in Matrizenform abgelegt. Für die nachfolgenden Simulationszyklen des mechatronischen Gesamtsystems können diese Matrizen gespeichert werden, so dass nur im Fall einer Änderung von mechanischen Größen eine erneute Berechnung erforderlich ist. Darauf folgend werden die Parameter der elektrischen Antriebstechnik und der eingesetzten Regelungstechnik ebenfalls von Dateien eingelesen und die entsprechenden Modellgleichungen mit diesen Werten besetzt.

Bevor eine simulationsfähige Modellbeschreibung aufgestellt werden kann, sind eine Reihe von Zwischenrechnungen durchzuführen. Hierzu zählt beispielsweise die zeitliche Diskretisierung der zunächst als kontinuierlich entworfenen Sollwertfilter der digitalen Antriebsregelung. Diese sind ein PT1-Drehzahl- und ein PT2-Stromsollwertfilter.

Zur Vervollständigung der Modellbeschreibung werden noch die erforderlichen achsspezifischen Lagesollwerte, welche zuvor interpolatorisch berechnet werden müssen, und die auf die untersuchte Achse einwirkenden Vorschubkräfte benötigt. Diese Daten werden ebenfalls aus Dateien eingelesen. Damit kann das Systemverhalten des Gesamtmodells mit

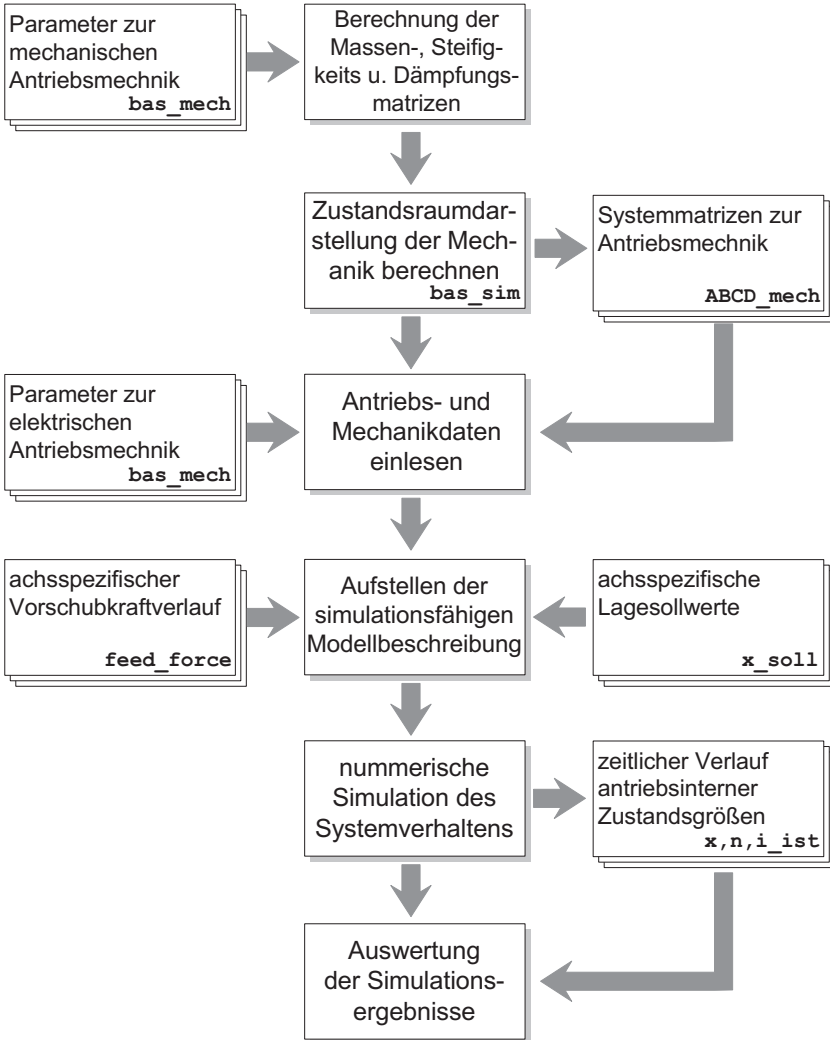


Abbildung 6.7: Ablauf zur Simulation des mechatronischen Gesamtsystems

einer numerischen Simulation im Zeitbereich ermittelt werden. Hierbei wird der zeitliche Verlauf relevanter antriebsinterner Zustandsgrößen berechnet und für eine spätere Auswertung abgespeichert.

Anschließend kann mit geänderten Simulationsparametern eine weitere Simulation durchgeführt werden, um die Auswirkungen unterschiedlicher Parameterwerte auf das Simulationsergebnis mit bereits abgespeicherten Daten vorangegangener Simulationen zu vergleichen. Dabei bietet das eingesetzte Simulationssystem die Möglichkeit, neben der eigentlichen Simulation auch sämtliche weitere Aufgaben zur Signalverarbeitung und -auswertung durchzuführen. Hierzu zählen z. B. die Filterung der Signale und die Ermittlung statistischer Kennwerte. Insbesondere können im Rahmen der Simulationsauswertung die spektralen Verteilungen der vorliegenden Größen bestimmt werden. Dies ist aus der Sicht der Überwachung von Zerspanungsprozessen von großer Bedeutung, da sich damit Aussagen über Möglichkeiten zur Analyse bestimmter Prozesszustände ableiten lassen. Eine Vielzahl von Überwachungsaufgaben basiert auf der Erkennung von spezifischen Frequenzen in den Prozesssignalen, wie beispielsweise Dreh-, Zahneintritts- oder Ratterfrequenzen (s. auch Kapitel 2), die für den jeweiligen Prozesszustand charakteristisch sind.

6.4 Simulationsergebnisse und Vergleich mit Messergebnissen

6.4.1 Verifikation des mechanischen Ersatzmodells

Das mechanische Teilmodell nimmt eine zentrale Stellung innerhalb des mechatronischen Gesamtmodells ein. Ein valides Mechanikmodell stellt daher eine notwendige Voraussetzung für die Aussagekraft der gesamten Simulation dar.

Zur Überprüfung der Modellgüte können simulierte Frequenzgänge, die das dynamische Übertragungsverhalten des mechanischen Systems beschreiben, mit gemessenen Frequenzgängen verglichen werden. Aufgrund der guten messtechnischen Zugänglichkeit wurde hierfür das Systemverhältnis

$$G(j\omega) = \frac{x_S(j\omega)}{M_M(j\omega)} \quad (6.1)$$

zwischen eingeleitetem Drehmoment des Servomotors und der daraus resultierenden Schlittenlage herangezogen.

Zur Aufnahme des gemessenen Systemverhältnisses wurde das im Abschnitt 6.2.3 beschriebene System zum taktynchronen Zugriff auf antriebsinterne Größen herangezogen. Dabei kann zur Messung der Schlittenlage auf die Messwerte des direkten Lagemesssystems zugegriffen werden. Die Aufnahme des Motormoments erfolgte auf Basis des zum Drehmoment proportionalen momentbildenden Stroms und der Umrechnung mit Hilfe der Momentengleichung (5.46).

Zur Aufnahme des Frequenzganges wurde dem Servomotor der untersuchten Vorschubachse ein bandbegrenztes weißes Rauschsignal als Sollwerte für die Motordrehzahl vorgegeben. Gleichzeitig wurde mit der Vorgabe einer additiven konstanten Drehzahl eine geringe Schlittengeschwindigkeit erzeugt. Mit diesem Vorgehen konnte eine Verfälschung des Messergebnisses durch nichtlineare Effekte aufgrund des Übergangs von Haft- auf Gleitreibung vermieden werden. Die Berechnung des Frequenzgangs kann dabei prinzipiell über den Quotienten der Fourier-Transformierten des Ausgangs- und Eingangssignal erfolgen [SCHR-90]. Als Eingangssignal dient dabei das eingeleitete Motormoment und als Ausgangsgröße die Schlittenlage. Zur Verbesserung des Ergebnisses insbesondere bei veräuschten Signalen wird die Korrelationsmesstechnik eingesetzt, womit sich der Frequenzgang aus dem Verhältnis von Auto- und Kreuzleistungsdichtespektrum nach Gl. (6.2) ergibt:

$$G(j\omega) = \frac{P_{x_S M_M}(j\omega)}{P_{x_S x_S}(j\omega)} \quad (6.2)$$

Da das Kreuzleistungsdichtespektrum nur Signalanteile enthält, die miteinander korrelieren, wird das Ergebnis weder durch Störsignale noch durch die Messanordnung verfälscht. Zur weiteren Verbesserung des berechneten Übertragungsverhaltens wird die Frequenzgangfunktion anhand der Mittelwerte von möglichst vielen Leistungsdichtespektren ermittelt. Dazu wird ein gemessender Datensatz in mehrere Teile zerlegt

und von diesen die Leistungsdichtespektren bestimmt. Bei einer n -fachen Mittelung reduziert sich damit die Varianz auf den n -ten Teil im Vergleich zu keiner Mittelung. Um trotz der begrenzten Länge eines gemessenen Datensatzes eine Vielzahl von Teildatensätzen mit einer bestimmten Mindestlänge und damit eine niedrige Varianz zu erhalten, wird eine gewisse Überlappung der Teildatensätze innerhalb des gesamten Datensatzes zugelassen (vgl. [WELC-67]). Damit ergab sich im Rahmen dieser Arbeit eine Mittelwertbildung über 64 einzelne Datensätze. Dieses Messverfahren geht von einem linearen und zeitinvarianten Verhalten der Übertragungstrecke aus, was im Rahmen der betroffenen Vorschubachse angenommen werden darf. Den Vergleich von gemessenen und simulierten Frequenzgang zeigen die Bodediagramme in der Abb. 6.8. Als Mechanikmodell wurde das in Abb. 5.3 gezeigte Ersatzmodell herangezogen. Damit ergibt sich aufgrund der dort vorgesehenen Torsionsfeder (c_v) infolge der elektromagnetischen Kopplung von Stator und Rotor eine anfängliche Phasenlage von 0° .

Dabei ist exemplarisch für eine Vielzahl von Messungen ein gemessener Frequenzgang herangezogen worden. Anhand beider Bodediagramme ist eine gute Übereinstimmung von Rechnung und Messung erkennbar. Die Abweichungen im tief- und hochfrequenten Bereich lassen sich auf Beschränkungen bei der eingesetzten Messtechnik zurückführen. Zum einen können sehr niedrige Frequenzen aufgrund der begrenzten Speichertiefe des Aufnahmesystems nicht ideal erfasst werden. Bei der Berechnung der Leistungsdichtespektren können von tieffrequenten Schwingungen nur wenige Perioden aufgenommen werden, wodurch die Auflösungsgüte verringert wird. Zum anderen ist die maximal messbare Frequenz von der Abtastzeit abhängig. Nach dem *Abtasttheorem* können nur Frequenzen bis zur Hälfte der Abtastfrequenz richtig nachgewiesen werden. Für eine Signalbewertung ist aber eine 5-fach besser 10-fach höhere Abtastung erforderlich [ACKE-88]. Im vorliegenden Fall ergibt sich daher eine obere Auflösungsgrenze von 400 – 500 Hz. Darüber hinaus ergeben sich aufgrund der hohen Unsicherheiten bei der Wahl der Dämpfungsparameter (vgl. Abschnitt 5.3.4, S. 71) weitere Unterschiede zwischen dem gemessenen und simulierten Übertragungsverhalten. Zur Verdeutlichung der Unterschiede zwischen dem berechneten und simulierten Übertragungs-

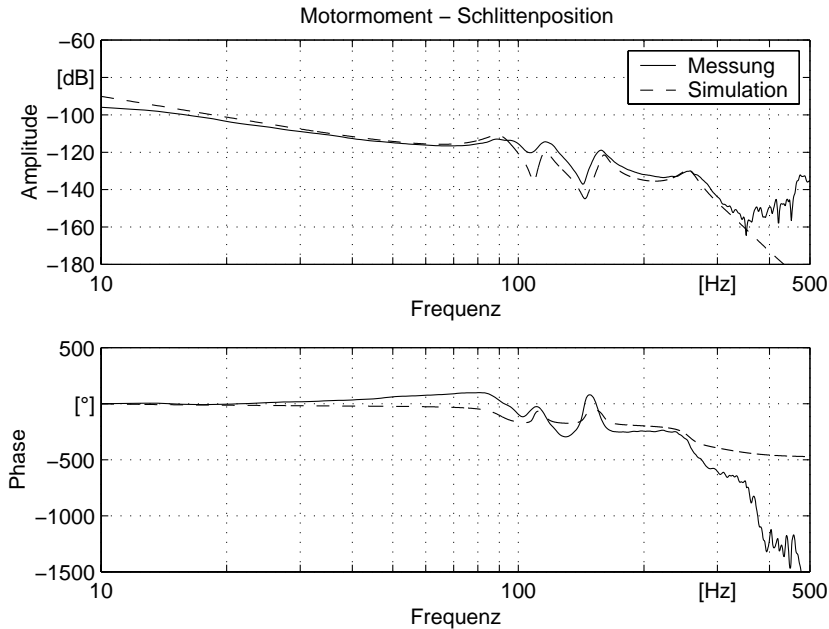


Abbildung 6.8: Bodediagramme zur Messung und Simulation des Übertragungsverhaltens der Antriebsmechanik

verhalten wurde die relative Abweichung der Amplitudengänge für alle Frequenzen im auflösbaren Frequenzbereich berechnet. Damit wurde die mittlere und maximale relative Abweichung bestimmt. Ebenso konnte ermittelt werden, dass 95 % aller relativen Abweichungswerte kleiner als 7,5 % sind. Diese Zahlenwerte, die in der Tabelle 6.2 zusammengefasst sind, zeigen eine ausreichend gute Übereinstimmung von Simulation und Messung.

Zur weiteren Verifizierung des aufgestellten mechanischen Ersatzmodells wurde eine experimentelle Modalanalyse des Versuchsstandes durchgeführt. Die Modalanalyse stellt ein leistungsfähiges Werkzeug zur Analyse von dynamischen Strukturverformungen an Werkzeugmaschinen dar. In diesem Fall der Modellverifikation soll sie insbesondere Aufschluss

relative Abweichung		
Maximalwert	Mittelwert	95 %-Bereich
13,8 %	2,5 %	0...7,3 %

Tabelle 6.2: Relative Abweichungen der simulierten und gemessenen Amplitudengänge aus Abb. 6.8, jeweils bezogen auf die gemessenen Werte

über Strukturschwingungen geben, die sich auf das Übertragungsverhalten zwischen Motorwelle und Schlittenlage auswirken. So haben beispielsweise Strukturschwingungen des Vorschubschlittens über die Anbringung des Schlittenlagemesssystems einen Einfluss auf dieses Übertragungsverhalten. Aufgrund der vorliegenden Hebelarme können bereits kleine Kippamplituden des Schlittens deutliche Änderungen in der vom Messsystem abgetasteten Schlittenlage verursachen. Damit kann anhand der Modalanalyse die Notwendigkeit der Modellierung der Führungsbahnsteifigkeiten (c_8, \dots, c_{15} in Abb. 5.3) geprüft werden.

Eine experimentelle Modalanalyse beschreibt das Schwingungsverhalten der Maschine, das aufgrund des Kontinuumscharakters der Maschinenstruktur von unendlich vielen Eigenschwingungen bestimmt ist, mit einer endlichen Anzahl niedrigfrequenter Eigenschwingungen. In der Praxis genügt bei Werkzeugmaschinen bereits eine Beschränkung auf die ersten zehn Eigenformen, um das reale Schwingungsverhalten der Maschine ausreichend genau wiederzugeben [ALBE-95, EIBE-90, KIRC-89].

Zur Messwertaufnahme für die Modalanalyse an dem Versuchsstand wurde die Maschinenstruktur mit einem elektrodynamischen Krafterreger, der schwingungsisoliert von der zu untersuchenden Maschinenstruktur aufgehängt war, am Vorschubschlitten zu Schwingungen angeregt. Die Anregung erfolgte mit gestuften sinusförmigen Signalen gemäß einem Verfahren, das von EIBELSHÄUSER vorgeschlagen wurde [EIBE-90]. Gleichzeitig wurden die daraus resultierenden Beschleunigungen an charakteristischen Strukturpunkten der Maschine aufgenommen. Die Wahl dieser Messpunkte erfolgte derart so, dass diese die Maschinenstruktur in ihrer wesentlichen Form wiedergeben.

Anhand der eingeleiteten Kraftsignale und der aufgenommenen Be-

schleunigungssignale werden Nachgiebigkeitsfrequenzgänge berechnet. Die modalen Parameter Eigenfrequenz, Dämpfung und Eigenvektorkomponente können anhand dieser Frequenzgänge ermittelt werden. Dabei werden die gemessenen Frequenzgänge über Curve-Fitting-Methoden mit sog. synthetisierten Frequenzgängen angenähert. Diese dienen dann zur Berechnung der modalen Parameter [KIRC-89, NATK-88, NEBE-98]. Als Gütekriterium für eine Modalanalyse dient der Vergleich der gemessenen mit den synthetisierten Frequenzgängen. Diese Gegenüberstellung zeigt Abb. 6.9 für die Mittelpunkte des Vorschubschlittens und des Werkstücktischs bzw. Gestells. Dabei ist zu erkennen, dass die analysierten Schwingungsformen mit guter Näherung den gemessenen Daten entsprechen. Es sind an beiden Punkten in nur einer Richtung kleinere Unterschiede in der Phasenlage aufgrund der problematisch zu identifizierenden Dämpfung zu erkennen.

Über die grafische Darstellung der Eigenvektoren an der Maschinenstruktur lässt sich das Schwingungsverhalten für die einzelnen Eigenformen mit sog. Verformungsdiagrammen zeigen. Die Auswertung dieser Schwingungsformen ergab, dass bei 116 Hz eine Kippschwingung des Vorschubschlittens um die z-Achse vorliegt. Des weiteren konnte bei 158 Hz eine Gierschwingung des Schlittens um die y-Achse identifiziert werden. Beide Schwingungsformen haben aufgrund ihrer Kinematik Auswirkungen auf die Lage des Maßstabreiters des direkten Lagemesssystems (s. Abb. 6.10). Somit besteht aufgrund dieser beiden Schwingungsformen ein Einfluss von Strukturschwingungen auf das Verhalten des mechanischen Systems bei der Übertragung des eingeleiteten Motormoments auf die Schlittenlage. Damit ist die Modellierung der Führungen, wie sie im mechanischen Ersatzmodell (vgl. Abb. 5.3) vorgenommen wurde, erforderlich. Eine Modellierung als einfacher Torsionsschwinger, wie sie in vielen Arbeiten zur Modellierung von Vorschubantrieben angewandt wird, ist daher im Rahmen der Arbeiten, wie sie an der betrachteten Kreuztischeinheit durchgeführt wurden, nicht ausreichend.

Eine Zusammenfassung der berechneten und gemessenen Systemeigenfrequenzen des Versuchsstandes zeigt Tabelle 6.3. Aufgrund der begrenzten zeitlichen Auflösung der Messsignale konnten nicht alle simulativ bestimmten Eigenfrequenzen auch messtechnisch ermittelt werden. Es er-

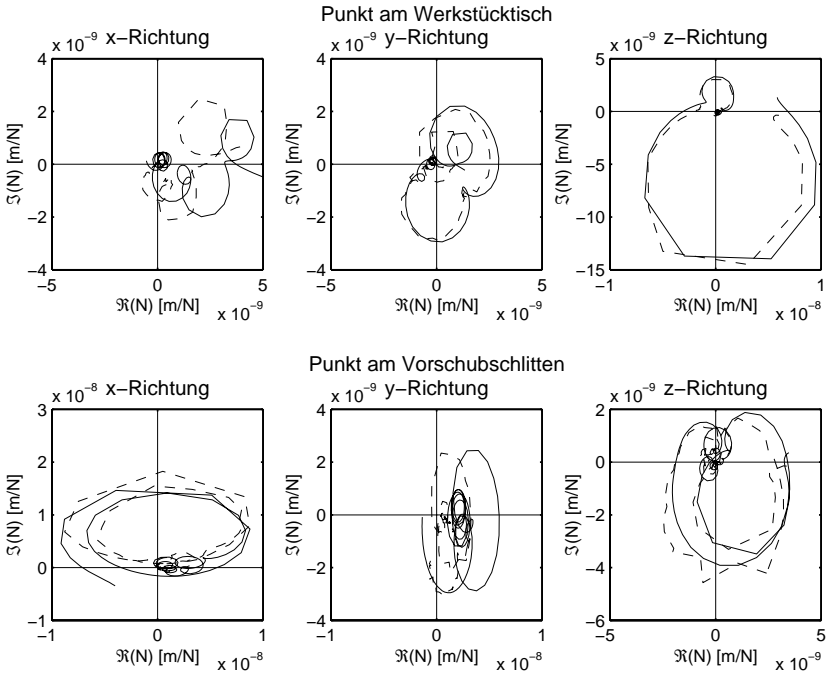


Abbildung 6.9: Gegenüberstellung Ortskurven der gemessenen und der anhand der modalen Parameter synthetisierten Frequenzgänge (—: synthetisiert, - -: gemessen)

geben sich daher z. T. fehlende Zuordnungen. Dies gilt gleichermaßen für die Frequenzgangmessung wie für die Messung des Schwingungsverhaltens bei der Modalanalyse.

6.4.2 Identifikation des Reibungseinflusses

Für die Bestimmung der auf den Schlitten reduzierten gesamten Reibkraft erscheint aufgrund der komplexen Reibmechanismen eine experimentelle Identifikation des Reibverhaltens der gesamten Vorschubachse geeigneter als die analytische Bestimmung der einzelnen Reibanteile.

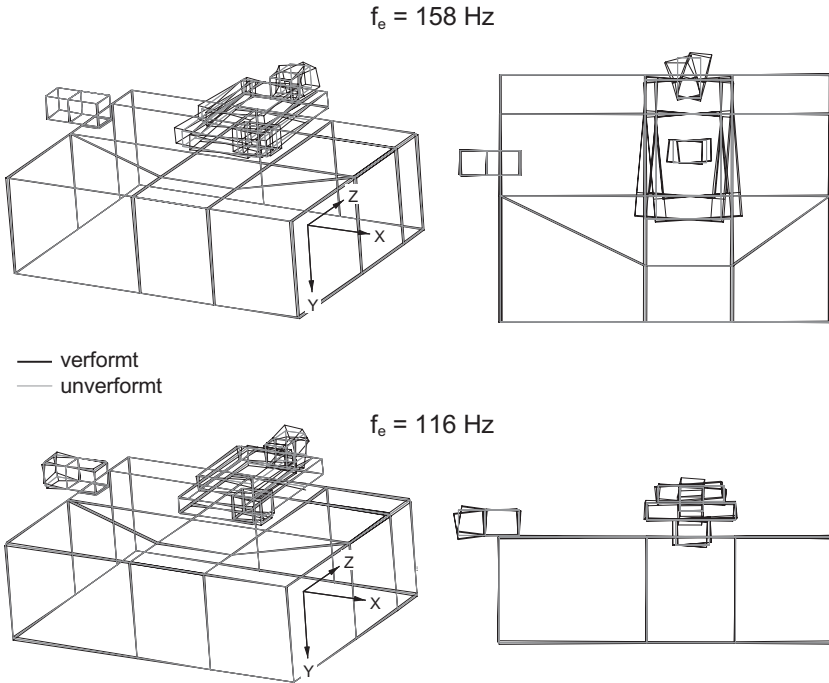


Abbildung 6.10: Kipp- (oben) und Gierschwingung (unten) des Schlittens

Hierfür wurden verschiedene Reibkennlinien an dem für diese Arbeit zur Verfügung stehenden Antriebsversuchsstand (s. Abschnitt 6.2) aufgenommen. Dabei wurde der Vorschubschlitten vom Stillstand aus mit einer geringen Geschwindigkeit verfahren, abgebremst und anschließend wieder zur Ausgangsposition zurückverfahren. Somit ergibt sich zweimal der Übergang zwischen Haften und Gleiten bzw. Rollen der Wälzkörper. Während der Fahrt wurde der zum aufgebrachten Drehmoment proportionale Motorstrom des Servomotors und die Schlittengeschwindigkeit aufgezeichnet. Die so ermittelte Reibkennlinie zeigt Abb. 6.11.

Deutlich zu erkennen ist ein über einen breiten Geschwindigkeitsbereich annähernd linear ansteigendes Reibmoment, das vom Servomotor

Nr.	Eigenfrequenz [Hz]		
	Frequenzgang-Messung	Simulation	Modalanalyse
1	89	90	85
2	118	116	116
3	156	160	158
4	260	257	258
5	-	321	-
6	-	1651	-
7	-	2204	-
8	-	2792	-
9	-	11126	-

Tabelle 6.3: Zusammenfassung berechneter und identifizierter Systemeigenfrequenzen des untersuchten Vorschubantriebs

aufgebracht werden muss, und das unstetige Verhalten beim Übergang vom Stillstand in die Bewegung. Für die Modellierung der vorliegenden Reibungsverhältnisse bedeutet dies, dass der Verlauf der Reibkraft über der Geschwindigkeit mit einer abschnittsweise linearen Funktion gut angenähert werden kann. Als Ansatz dient:

$$F_R = \text{sign}(v_f) \cdot F_{RC} + v_f \cdot f_{R_{viskos}} \quad (6.3)$$

Der Verlauf der modellierten Reibkraft gemäß Gl. (6.3) sowie die gemessene Reibkennlinie sind in Abb. 6.11 dargestellt. Wie der Abbildung entnommen werden kann, liegt eine gute Annäherung des modellierten Reibungsverlaufs an die Messwerte vor, womit die analytische Beschreibung der Reibungsverhältnisse am Versuchsstand anhand von Gl. (6.3) gerechtfertigt ist.

6.4.3 Gesamtmodell

Das realitätsnahe Zusammenwirken aller Teilmodelle kann nur am Gesamtmodell geprüft werden. Hierzu sind die Simulationsaussagen zum

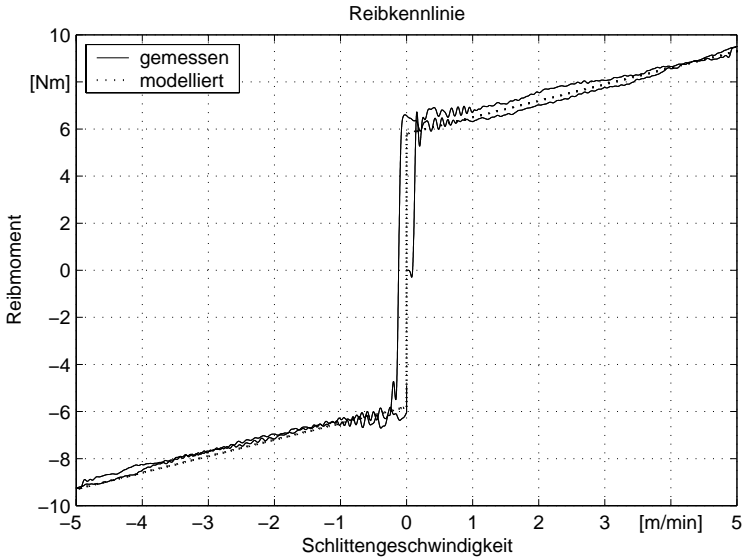


Abbildung 6.11: Reibkennlinie des betrachteten Versuchsstandes

Gesamtsystem mit den am Versuchsstand aufzunehmenden Messwerten zu vergleichen. Für diesen Zweck sind aus der Systemtheorie verschiedene Testsignale bekannt, die sich für eine Überprüfung dynamischer Modelle eignen. Häufig wird hierfür die Sprunganregung oder die Sinusreinerregung eingesetzt [DIN-94]. Obwohl durch die Angabe von endlich vielen Antwortsignalen auf die o. g. Eingangsgrößen das Übertragungsverhalten nicht vollständig beschrieben werden kann, ist es damit möglich, die Validität der Simulationsergebnisse zu überprüfen.

Zur Verifikation des aufgestellten mechatronischen Gesamtmodells wurde eine Sprungfunktion für die Schlittensolllage herangezogen, wobei die Sprunghöhe einen Millimeter betrug. Als Verifikationsgrößen wurden die Schlittenlage, die Motorwinkellage und der momentbildende Motorstrom herangezogen. Diese Größen gewähren über die gesamte Übertragungstrecke einen guten Einblick in das Modellverhalten. Eine gute Übereinstimmung bei diesen Signalen in Mess- und Simulationsergebnissen lässt daher auf eine hohe Güte des Gesamtmodells schließen. Der

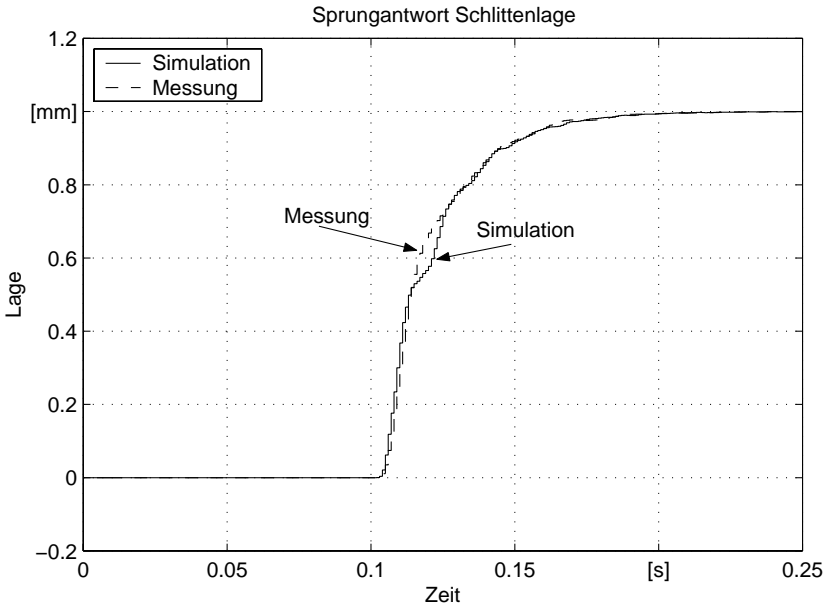


Abbildung 6.12: Sprungantwort der Schlitzenlage

Vergleich von Mess- und Simulationsergebnissen ist in den Abb. 6.12–6.14 dargestellt.

Die Abbildungen zeigen eine gute Übereinstimmung der Simulation mit dem realen Versuchstand, was auf eine hohe Güte der Modelle hindeutet und deren Einsatz für die informationstechnische Durchgängigkeitsanalyse rechtfertigt.

Neben der Übertragung des Motormomentes auf die mechanischen und elektrischen Größen des Antriebssystems wurde im Weiteren das Übertragungsverhalten einer vorliegenden Prozesskraft auf antriebsinterne Signale untersucht. Hierfür wurde über den bereits beschriebenen Versuchsaufbau (s. Abschnitt 6.2.2) eine sinusförmige Tischkraft auf den Vorschubschlitten eingepägt. Dieser Krafteinfluss bewirkt ebenfalls sinusförmige Änderungen der Antriebssignale, die messtechnisch erfassbar sind und mit Simulationsdaten verglichen werden können.

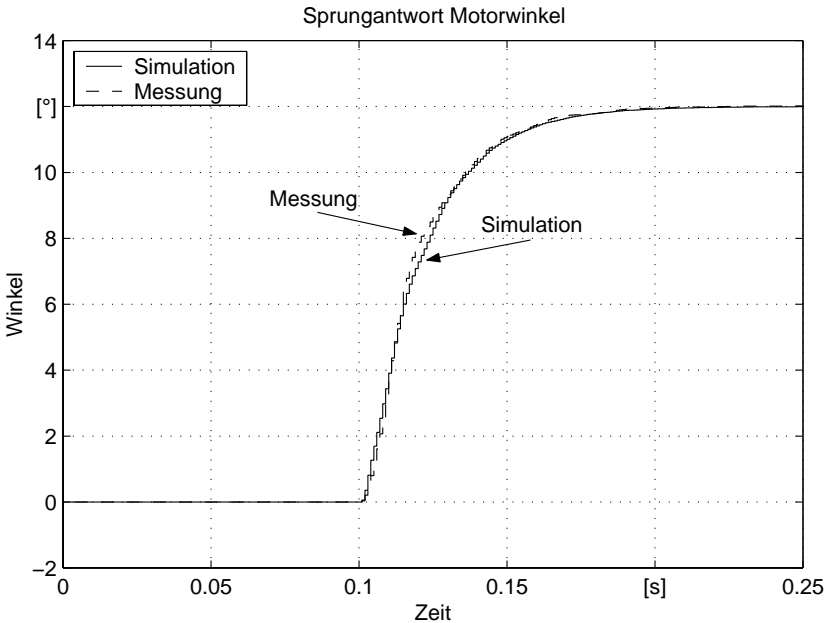


Abbildung 6.13: Vergleich von Simulation und Messung anhand der Sprungantwort der Motorwinkellage

Abb. 6.15 zeigt einen zeitlichen Ausschnitt der Auswirkungen einer eingepprägten, sinusförmigen Tischkraft auf die Schlittenlage. Dabei ist die über den Glasmaßstab aufgezeichnete und der simulativ ermittelte Schwingungsverlauf des Vorschubschlittens dargestellt. Zur besseren Darstellung wurden beide Signalverläufe um den linear ansteigenden Anteil der Schlittenlage, der sich aufgrund der konstant vorgegebenen Vorschubgeschwindigkeit ergibt, bereinigt. Der Vergleich zwischen Simulationsdaten und Messwerten zeigt, dass auch die Übertragung von Prozesskräften auf Antriebsgrößen mit guter Näherung simulativ bestimmt werden kann.

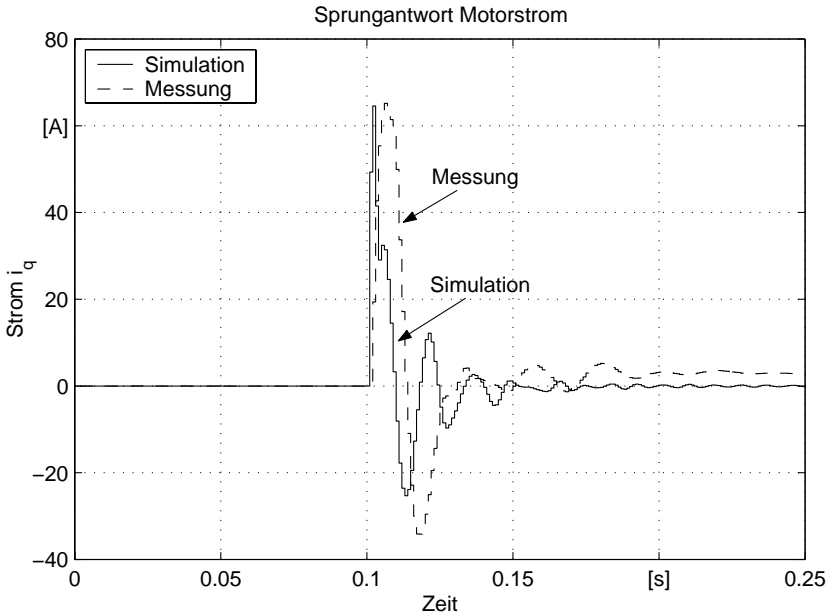


Abbildung 6.14: Vergleich von Simulation und Messung anhand der Sprungantwort des Motorstroms

6.5 Schlussfolgerungen

Mit der Verifikation des aufgestellten mechatronischen Gesamtmodells liegt nun ein Simulationsmodell vor, das zum Zweck der Untersuchung der Informationsdurchgängigkeit ausreichend valide Simulationsdaten liefert. Neben der umfangreichen Verifikation des mechanischen Teilmodells konnte auch das Verhalten des Gesamtmodells mit einer sprungförmigen und harmonischen Anregung verifiziert werden. Dieses Simulationsmodell beschreibt das dynamische Systemverhalten und bildet alle wesentlichen Wechselwirkungen zwischen den Teilsystemen ab. Damit besteht nun die Möglichkeit, weitere Untersuchungen auf rein simulativer Basis fortzusetzen.

Für eine spätere Anwendung der Simulation des mechatronischen Ge-

samtsystems bedeutet dies, dass der Verlauf beliebiger Zustandsgrößen des Gesamtsystems unter dem Einfluss unterschiedlicher Eingangsgrößen ermittelt werden kann. Darüber hinaus können in mehreren Simulationen die Auswirkungen der relevanten, d. h. mit signifikanten Einfluss auf Antriebssignale, Systemparameter auf antriebsinterne Zustandsgrößen untersucht werden. Mit der Simulation ergeben sich damit umfangreichere Untersuchungsmöglichkeiten, als dies an einem realen Prototypen der Fall ist. Insbesondere können diese Untersuchungen in erheblich

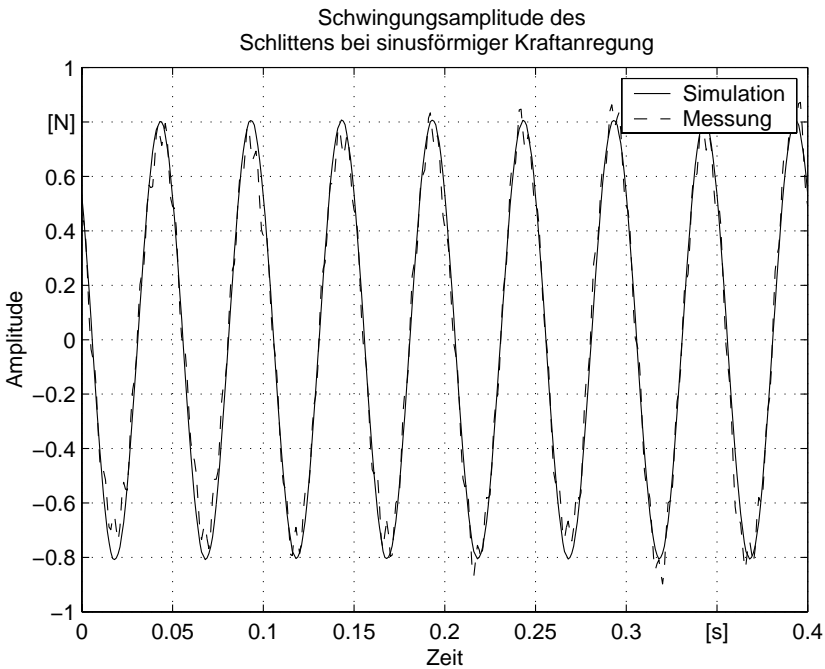


Abbildung 6.15: Vergleich von Simulation und Messung der Schlittenlage beim Einwirken einer sinusförmigen Tischkraft (Kraftamplitude: 50 N; Frequenz: 40 Hz; v_f : 60 mm/min)

kürzerer Zeit als an einer Maschine durchgeführt werden. Damit können anhand der simulierten Verläufe der Antriebssignale umfangreiche Aussagen über die prinzipiellen Möglichkeiten zur antriebssignalbasierten Prozessanalyse getroffen werden. Gemäß der Zielsetzung der vorliegenden Arbeit können hier auch beschränkende Faktoren identifiziert werden sowie der prozessrelevante Informationsgehalt von Antriebssignalen ermittelt werden.

7 Exemplarische Anwendung des Modells zur Durchgängigkeitsanalyse

7.1 Allgemeines

Im Folgenden wird die Anwendung des Simulationsmodells zur informationstechnischen Durchgängigkeitsanalyse gezeigt. Hierzu wird mit Hilfe von Simulationen des mechatronischen Gesamtmodells der zeitliche Verlauf antriebsinterner Zustandsgrößen unter dem Einwirken von spezifischen Testkräften ermittelt. Bei diesen Simulationen wird von konstanten Prozessbedingungen, d. h. es liegt eine gleichbleibende Vorschubgeschwindigkeit des Schlittens vor, ausgegangen. Als Testkraft dient eine endliche Summe von sinusförmigen Kräften, wobei die Frequenzen ganzzahlige Vielfache einer Grundfrequenz sind, und einem konstanten Kraftanteil. Hierfür gilt folgender Ansatz:

$$F_T = F_{T_{konst}} + A_F \cdot \sum_{i=1}^n \sin(i \cdot \omega_c \cdot t + \varphi_i) \quad (7.1)$$

Das mit diesem Ansatz erzeugte Kraftsignal zeigt Abb. 7.1 im Zeit- und Frequenzbereich. Wie dort ersichtlich, erhält man damit ein Testsignal, das über einen beliebig großen Frequenzbereich über ausgeprägte diskrete Frequenzen verfügt und somit zu einer breitbandigen Anregung des Vorschubsystems führt. Auf einen realen Zerspanungsprozess übertragen, entsprechen die diskreten Frequenzen den Harmonischen der Schneideintrittsfrequenz bei unterbrochenen Schnittbedingungen, die sich ebenfalls im Kraftsignal abbilden. Derartige Schnittbedingungen liegen beispielsweise beim Fräsen, Sägen oder beim Drehen von Mehrkantmaterial vor.

Mit einer Auswertung der simulierten antriebsinternen Zustandsgrößen im Frequenzbereich kann anschließend ermittelt werden, welche Fre-

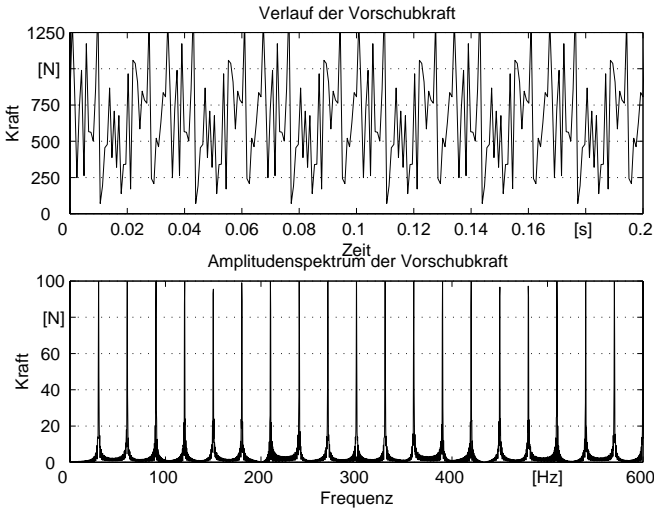


Abbildung 7.1: Verlauf der synthetisierten Vorschubkraft und deren Frequenzspektrum

quenzen des Testsignals in den Antriebssignalen wieder zu finden sind. Damit kann der prozessrelevante Informationsgehalt bestimmt werden. Aufgrund der gleich großen Amplituden aller Harmonischer im Testsignal kann darüber hinaus eine Bandbegrenzung der antriebsinternen Signale einfach erkannt werden.

Ziel der Simulation ist es, den Einfluss von antriebstechnischen Parametern auf die prozesstechnischen Auswirkungen auf die digitalen Antriebssignale zu erfassen. Zu den wichtigsten Parametern zählen:

- regelungstechnische Parameter, z. B. K_P -Faktor, K_V -Faktor und Nachstellzeit,
- Taktzeiten innerhalb digitaler Regelungen,
- Parameter der mechanischen Konstruktion, z. B. Eigenfrequenzen, Massenverhältnisse und

- Messsystemeigenschaften, wie Auflösungen und Bitbreiten der A/D-Wandler.

7.2 Simulation der Informationsdurchgängigkeit

Die Simulation der Informationsdurchgängigkeit erfolgt mit der numerischen Berechnung von Antriebsgrößen während des Einwirkens von modellierten Zerspankräften auf das Antriebssystem. Hierbei wird der Verlauf sämtlicher im Modell abgebildeter Zustandsgrößen berechnet. Das Ergebnis einer typischen Simulationsrechnung zeigt Abb. 7.2.

Hier wurde der Verlauf der Antriebsgrößen bei einem Umfangs-Stirnfräsprozess berechnet, wobei deutlich zu erkennen ist wie sich die Vorschubkräfte (vgl. Abb. 5.19) auf die Verläufe der Motordrehzahl und -strom auswirken. Die Vorschubkräfte wurden hierfür an einem 4-achsigen Bearbeitungszentrum aufgezeichnet.

Wie bereits dargelegt, sind Frequenzspektren der Antriebssignale gut geeignet, um den prozesstechnischen Informationsgehalt der Signale beurteilen zu können. Zur Darstellung des Einflusses eines antriebstechnischen Parameters auf den prozessbedingten Verlauf von antriebsinternen Signalen werden daher mehrere Simulationen (vgl. Abb. 7.2) durchgeführt, wobei der entsprechende Parameter variiert wird. Für die Visualisierung dieser Simulationsergebnisse ist die Darstellung von Frequenzspektren der Antriebssignale von einer Reihe von Simulationen in Form eines Wasserfalldiagramms zweckmäßig.

Als Prozesskraftsignal wird jeweils das bereits erwähnte Testsignal (s. Abb. 7.1) herangezogen, so dass in den Wasserfalldiagrammen der Frequenzinhalt der Antriebssignale und damit eine Begrenzung der Signalbandbreite einfach erkannt werden kann.

Die antriebstechnischen Parameter entsprechen für die Simulationen den Werten, die auch am Versuchsstand vorliegen. Soweit nicht weiter erwähnt, sind diese Parameter mit ihren Standardwerten belegt, die in der Tabelle 7.1 zusammengefasst sind.

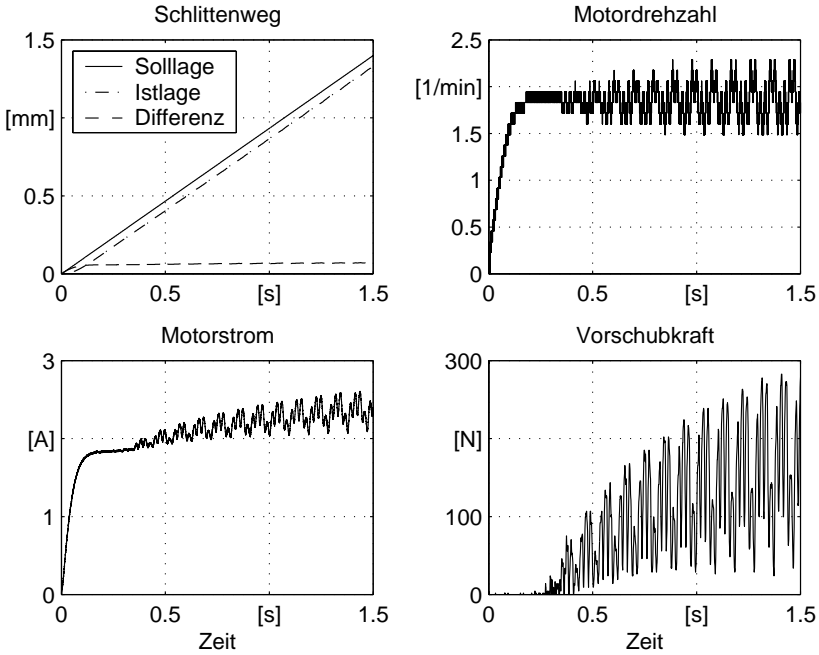


Abbildung 7.2: Berechneter Verlauf von Antriebsgrößen in Abhängigkeit von realen Vorschubkräften bei einem Umfangs-Stirnfräsprozess

Die Einstellung des Stromreglers erfolgte mit Werten, die vom Motor- und Umrichterhersteller angegeben und nach dem Einstellverfahren des Betragsoptimums ermittelt wurden. Die Zeitkonstante des geschlossenen Stromregelkreises, die sich aus der Summe der kleinen Zeitkonstanten bestimmen lässt, ergab sich damit zu $270 \mu\text{s}$. Hiermit lag für alle Simulationen ein optimal eingestellter Stromregler vor. Eine Änderung der Einstellwerte für den Lage- und Drehzahlregler erfolgte nur an den explizit erwähnten Stellen.

Parameter	Wert	Einheit
Lagereglertakt	1	ms
Drehzahlreglertakt	125	μs
Stromreglertakt	125	μs
K_V -Faktor	2,1	$\frac{\text{m}}{\text{min}\cdot\text{mm}}$
K_P -Faktor	19	$\frac{\text{Nm}\cdot\text{s}}{\text{rad}}$
Nachstellzeit	5	ms
erste mech. Eigenfrequenz	88	Hz
Massenverhältnis (J_{Eigen}/J_{Fremd})	1,25	-
Auflösung des Wegmesssystems	50	Striche/mm
Auflösung des Winkelmesssystems	2048	Striche/Umdreh.
Bitbreite der Stromwertdarstellung	13	Bit

Tabelle 7.1: Zusammenfassung der gewählten Antriebsparameter für die Simulation des Modells

7.2.1 Auswirkungen regelungstechnischer Parameter

Einen relevanten Einfluss auf das Verhalten antriebsinterner Zustandsgrößen unter den Einwirkungen von Störgrößen in Form von Prozesskräften haben die Parameter der eingesetzten Regelung. Zu den wichtigsten Regelungsparameter zählen:

- der K_V -Faktor,
- der K_P -Faktor und
- die Nachstellzeit des Drehzahlreglers.

Diese Parameter werden in der Inbetriebnahmephase der elektrischen Antriebe so eingestellt, dass ein möglichst optimales Antriebsverhalten erreicht wird. Für Antriebe an Werkzeugmaschinen bedeutet dies eine möglichst hohe Antriebsdynamik und gleichzeitig eine hohe Genauigkeit der erzeugten Bahnbewegung. Da die Wahl der regelungstechnischen Parameter mit dem Ziel eines bestimmten Antriebsverhaltens erfolgt, können diese Parameter nicht für Zwecke der Prozessanalyse optimiert

werden. Es ergibt sich hierbei die Fragestellung, welche Prozessinformationen bei einer gegebenen Parametereinstellung in den Antriebssignalen vorliegen. Für die Anwendung einer antriebssignalbasierten Prozessanalyse heißt dies, dass abgeschätzt werden kann, welche Möglichkeiten zur Analyse des Prozesszustandes mit einer gegebenen Parametereinstellung prinzipiell vorliegen. Dies bedeutet beispielsweise die Abschätzung eines minimalen Werkzeugdurchmessers, der aufgrund der geringen Vorschubkräfte noch auf Werkzeugbruch überwacht werden kann.

Exemplarisch für die Regelungsparameter sollen hier die Proportionalverstärkungsfaktoren der kaskadierten Lageregelung (K_V - und K_P -Faktor) betrachtet werden. Bei einer dynamischen Störgröße, so wie es der Zerspanungsprozess für die geregelten Antriebe darstellt, gestaltet sich der Einfluss des K_V - und K_P -Faktors folgendermaßen. Eine Erhöhung dieser Faktoren führt zu einer Vergrößerung der Stellgrößenänderungen des betreffenden Reglers und damit zu einen besseren prozessrelevanten Signal-Rauschabstand. Gleichzeitig reduziert sich die Reglerabweichung, da prozessbedingte Störungen besser ausgeregelt werden. Diesen Zusammenhang zeigen die beiden Wasserfalldiagramme in den Abb. 7.3 und Abb. 7.4 anhand des Motorstroms und der Motordrehzahl.

In der Abb. 7.3 ist ersichtlich, dass ausgehend von dem Standardwert für den K_P -Faktor (s. Tab. 7.1), der hier zu 100 % angenommen wird, höhere Werte zu größeren Schwankungen im Motorstromsignal führen. Im Gegensatz dazu, ergeben sich mit kleiner werdenden Werten zunehmende dynamische Änderungen im Drehzahlverlauf (vgl. Abb. 7.4). Dieser Zusammenhang bedeutet, dass entsprechend der Einstellung des Drehzahlreglers entweder das Motorstromsignal oder das Drehzahlsignal einen zum Zweck der Prozessanalyse günstigeren Signal-Rauschabstand aufweist.

Die für die Auswirkungen des K_P -Faktors gemachten Überlegungen gelten in analoger Weise für den K_V -Faktor. Hier ergeben höhere K_V -Faktoren größere Schwankungen im Drehzahlverlauf und gleichzeitig kleinere Änderungen im Schleppabstand. Auf eine explizite Darstellung in Form von Diagrammen, wie für den K_P -Faktor gezeigt, soll hier aus Platzgründen verzichtet werden.

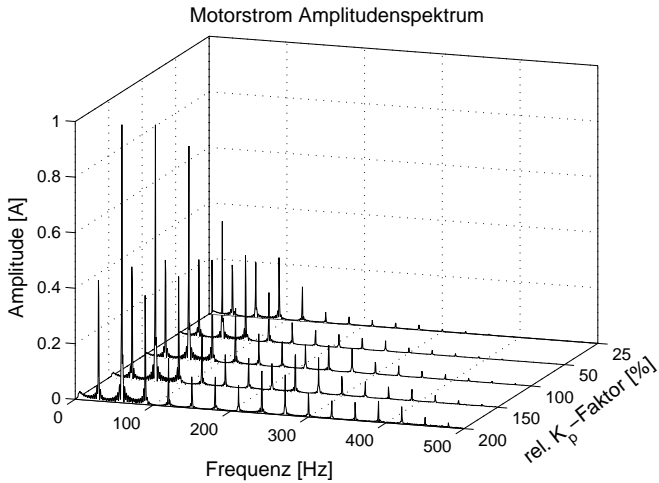


Abbildung 7.3: Amplitudenspektren des Motorstromsignals für verschiedene K_P -Faktoren

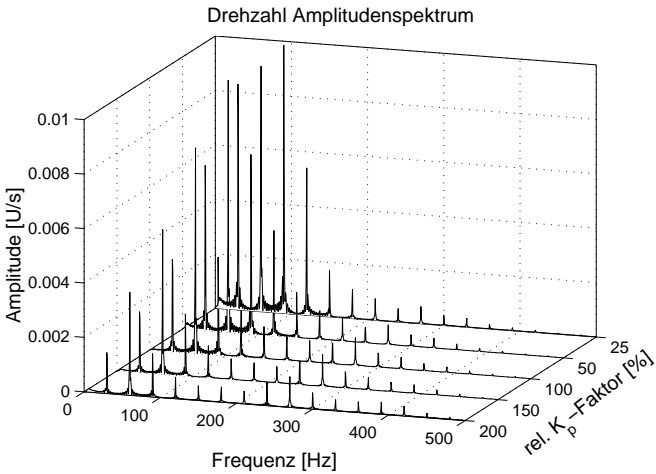


Abbildung 7.4: Amplitudenspektren des Drehzahlsignals für verschiedene K_P -Faktoren

Des Weiteren ist in den Diagrammen (Abb. 7.3 und Abb. 7.4) erkennbar, dass bei dem hier untersuchten Antriebsversuchsstand, unabhängig von der Wahl des K_P -Faktors, ab einen Frequenzbereich von 200 – 300 Hz die darstellbaren Amplituden stark zurückgehen. Für die Nutzung von Antriebssignalen zur Prozessanalyse bedeutet dies, dass Prozesssignale, deren Frequenzen den genannten Bereich überschreiten, nur unzureichend abgebildet werden. Es könnten aber beispielsweise die Auswirkungen von Ratterschwingungen mit Frequenzen bis 150 Hz auf den Zerspankraftverlauf und damit auch auf die Antriebsgrößen bei dem hier untersuchten Antriebssystem in den Antriebssignalen erkannt werden.

7.2.2 Einfluss der Taktzeiten innerhalb digitaler Regelungen

Voll digital ausgeführte Regelungen sind dadurch gekennzeichnet, dass die Berechnung der Stellgrößen im Lage-, Drehzahl- und Stromregler mit digitalen Mikrocontrollern durchgeführt wird (vgl. Abschnitt 5.6.2). Diese Berechnung erfolgt in genau definierten Taktzyklen, wobei die Taktzeiten von den inneren Regelschleifen zu den äußeren zunehmen.

Neben den regelungstechnischen Parametern stellen die Taktzeiten ebenfalls relevante Größen dar, deren Einfluss auf die Abbildung von Prozessgrößen in den Antriebssignalen zu beachten ist. Hierbei soll insbesondere untersucht werden, inwieweit eine Verkürzung der Taktzeiten zu einer Verbesserung der Signalgüte durch eine höhere spektrale Auflösung führt.

Prinzipiell können mit kürzeren Taktzeiten auch höherfrequente Signale aufgelöst werden, womit eine möglichst hohe Taktrate für Zwecke der antriebssignalbasierten Prozessdiagnose angestrebt wird. Dennoch ist zu erwarten, dass aufgrund der Trägheitseigenschaften eines Antriebssystems die Übertragung hochfrequenter Prozesssignale erheblich begrenzt ist. Mit der Anwendung der informationstechnischen Durchgängigkeitsanalyse kann geklärt werden, ob mit einer Reduzierung der Zykluszeiten innerhalb der digitalen Regelung am Beispiel des untersuchten Versuchsstandes eine Erhöhung der darstellbaren Frequenzen und damit eine Erweiterung der Analysemöglichkeiten erzielt werden kann. Zur Klärung

dieses Zusammenhangs wurden mehrere Simulationen unter den eingangs erwähnten Simulationsbedingungen (vgl. Tabelle 7.1) durchgeführt, wobei jeweils die Taktraten aller Regelkreise variiert wurden.

Dazu wurde ausgehend von Standardwerten für die Zykluszeiten diese jeweils halbiert bzw. verdoppelt. Mit der gleichzeitigen Änderung der Zykluszeiten sämtlicher Regelkreise kann der Einfluss der Rechenleistung des gesamten digitalen Regelungssystems ermittelt werden. Eine überproportionale Verkürzung einzelner Zykluszeiten ist aufgrund der kaskadierten Struktur nicht zweckmäßig und wird daher hier nicht weiter betrachtet.

Die untersuchten Zykluszeiten sowie die Relation zu den mit 100 % angenommenen Bezugswerten sind in der Tabelle 7.2 zusammengefasst.

Lageregler	Drehzahlregler	Stromregler	rel. Taktzeit
2 ms	500 μ s	250 μ s	200 %
1 ms	250 μ s	125 μ s	100 %
0,5 ms	125 μ s	62,5 μ s	50 %
250 μ s	62,5 μ s	31,25 μ s	25 %

Tabelle 7.2: Zusammenfassung der gewählten Reglertaktzeiten für die Simulation des Modells

Die Ergebnisse der dazugehörigen Simulationsrechnungen sind in den Abb. 7.5 bis 7.7 dargestellt.

Im Allgemeinen sind die Auswirkungen unterschiedlicher Taktzeiten auf die Lage-, Drehzahl- und Stromsignale vergleichbar und fallen im untersuchten Frequenzbereich am Modell des Versuchsstandes gering aus. Nur im Schleppabstand ist aufgrund der geringen spektralen Auflösung bei niedrigen Taktraten des Lagereglers eine Bandbreitebegrenzung direkt erkennbar (s. 200 %-Kurve in Abb. 7.5).

Des weiteren liegt bei niedrigen Taktraten im Drehzahl- und Stromsignal ein deutlicher Rauschanteil vor, so dass insbesondere im höheren Frequenzbereich prozessbedingte Signale verfälscht werden (s. 200 %-Kurve in Abb. 7.6 und 7.7). Zusätzlich ist zu erkennen, dass sich im Stromsignal

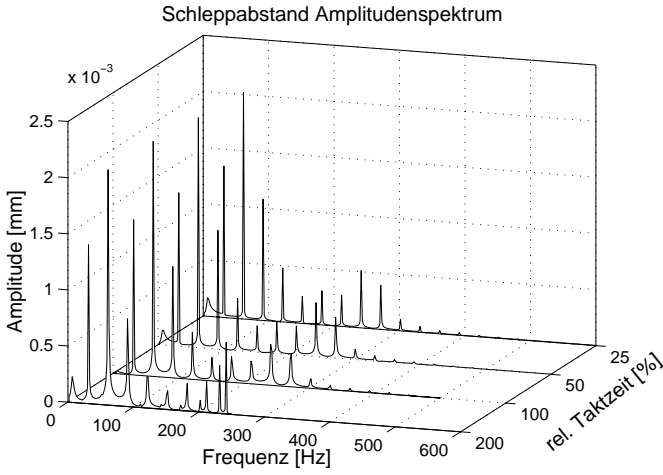


Abbildung 7.5: Amplitudenspektren des Schleppabstandssignals für verschiedene Taktraten der digitalen Lageregung

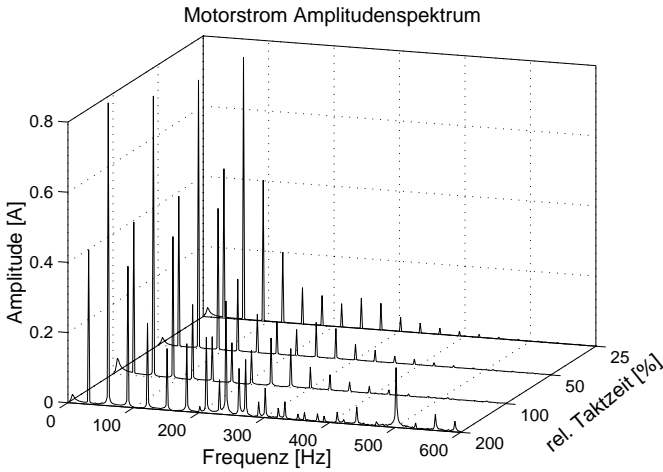


Abbildung 7.6: Amplitudenspektren des Motorstromsignals für verschiedene Taktraten der digitalen Lageregung

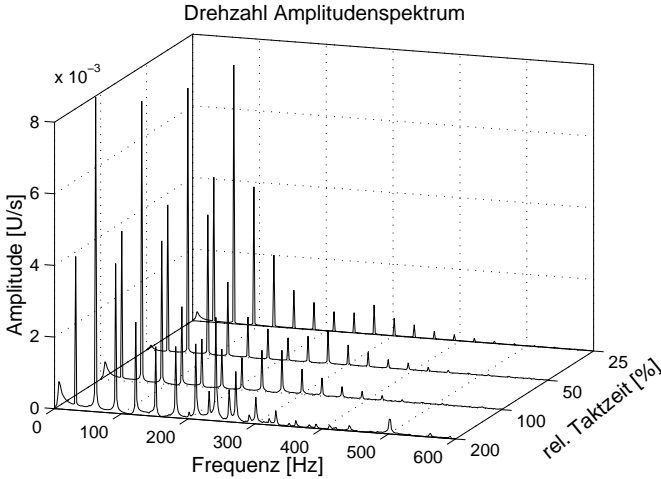


Abbildung 7.7: Amplitudenspektren des Drehzahlsignals für verschiedene Taktraten der digitalen Lageregelung

bei 500 Hz eine gut messbare Signalamplitude vorliegt. Diese Frequenz wird von dem, in diesem Fall zu langsam arbeitenden Lageregler verursacht (Takt: 2 ms), da dieser zu große Drehzahlswertschwankungen verursacht, eine prozessbedingte Ursache liegt jedoch nicht vor. Zur Nutzung für eine Prozessanalyse im genannten Frequenzbereich sind diese Signale bei großen Zykluszeiten nicht geeignet.

Trotz einer prinzipiell möglichen sehr hohen spektralen Auflösung der Antriebssignale, insbesondere des Drehzahl- und Stromsignals, kann diese am gewählten Versuchsstand nicht ausgenutzt werden. Dies zeigt die starke Bedämpfung der prozessbedingten Signalamplituden ab einen Frequenzbereich von 250 – 300 Hz. Auch durch eine Verkürzung der Taktzeiten können hier hochfrequente Prozesssignale nicht mehr ausreichend aufgelöst werden. Die Begrenzung des Auflösungsvermögens ist bei höheren Taktraten nicht durch die Zykluszeiten der beteiligten Regelkreise gegeben, sondern durch die bei höheren Frequenzen zunehmenden Bedämpfung der Prozesskraftsignale durch das mechanische Antriebssystem.

Darüber hinaus ist durch eine im Verhältnis zur Auflösung der Motorwinkellage zu kurz gewählte Zykluszeit des Drehzahlreglers eine Zunahme des Quantisierungsrauschens feststellbar (s. Abb 7.8). Die Ursache dafür liegt an den mit kleiner werdenden Abtastzeiten zunehmenden Differenzenquotienten bei der diskreten Ableitung der Motorwinkellage gemäß folgender Gleichung:

$$\Omega_m = \frac{z - 1}{T_n \cdot z} \cdot \varphi(z) \quad (7.2)$$

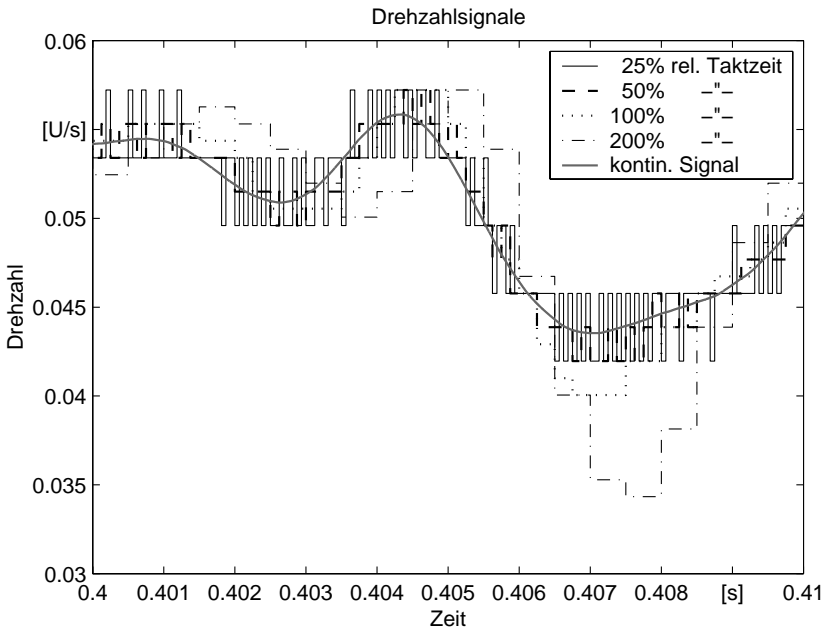


Abbildung 7.8: Verlauf des kontinuierlichen Drehzahlsignals sowie des quantisierten Drehzahlsignals für verschiedene Taktraten der digitalen Lageregelung

Wie der Abb. 7.8 entnommen werden kann, würde im vorliegenden Fall nicht mit dem höchsten Drehzahlreglertakt, sondern mit dem zu 50 %

angenommenen Wert der kontinuierliche Verlauf der Motordrehzahl am besten angenähert werden.

7.2.3 Auswirkungen mechanischer Parameter

Das Antriebssystem wird von einer Vielzahl von mechanischen Parametern charakterisiert. Hierzu zählen z.B. die Übersetzung von Getrieben, die Steigung des Kugelgewindetriebes, die Massen der bewegten Komponenten, die Fügstellensteifigkeiten und Bauteilsteifigkeiten der im Kraftfluss befindlichen Antriebskomponenten usw. Die Gestaltung des mechanischen Antriebssystems erfolgt nach den Anforderungen, die an die Maschine gestellt werden, wie z. B. die Größe des Arbeitsraums, die erzielbare Arbeitsgenauigkeit und Bearbeitungsgeschwindigkeit. Eine direkte Beeinflussung oder Optimierung der mechanischen Systemparameter für Zwecke einer antriebssignalbasierten Prozessanalyse ist daher in der Regel nicht möglich. Es soll deshalb untersucht werden, inwieweit die Gestaltung der Antriebsmechanik die Möglichkeiten zur Prozessanalyse mittels digitaler Antriebssignale beeinflusst.

Im Rahmen dieser Arbeit kann nicht der Einfluss aller mechanischer Systemparameter untersucht werden. Dennoch können allgemeingültige Aussagen anhand weniger Eigenschaften, die sich aus dem Zusammenwirken mehrerer Systemparameter der Antriebsmechanik ergeben, abgeleitet werden. Hierunter ist insbesondere die erste mechanische Eigenfrequenz zu nennen. Sie bestimmt maßgeblich die erzielbare Reglerbandbreite. Es ist daher zu erwarten, dass sie ebenfalls einen Einfluss auf die informationstechnische Durchgängigkeit des Gesamtsystems hat. Des weiteren werden die Auswirkungen des Verhältnisses von Eigen- zur Fremdträgheitsmoment des Antriebes näher untersucht.

Zur Untersuchung des Einflusses der ersten mechanischen Eigenfrequenz des Antriebssystems wurden in der Simulation mehrere Modelle der Antriebsmechanik mit unterschiedlichen Eigenfrequenzen erstellt, wobei das Verhältnis von Fremd- zu Eigenträgheitsmoment des Antriebes konstant gehalten wurde. Das Ergebnis der Simulationen mit jeweils diesen Mechanikmodellen zeigt Abb. 7.9 exemplarisch für den Motorstrom.

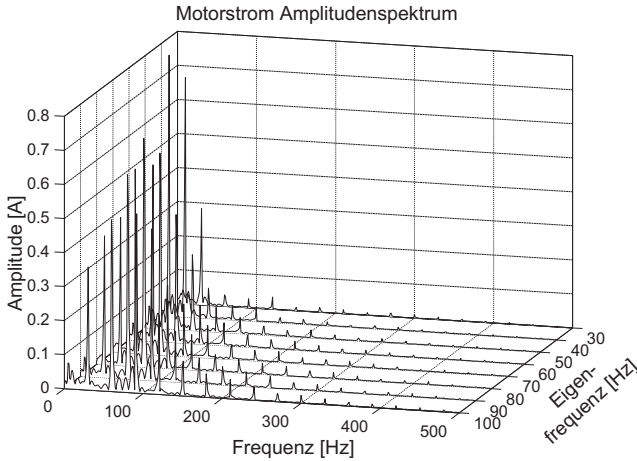


Abbildung 7.9: Amplitudenspektren des Motorstromsignals für verschiedene erste mechanische Eigenfrequenzen des Antriebssystems

Wie der Abbildung entnommen werden kann, ist der Einfluss der unterschiedlichen Eigenfrequenzen geringer ausgeprägt als der des Frequenzbereichs der vorliegenden Prozesssignale. Nur bei niedrigen Frequenzen der einwirkenden Prozesskräfte kann beim Zusammenfallen von Eigenfrequenz und Frequenz der Prozesskraft eine relative Amplitudenüberhöhung erkannt werden.

Die Auswirkungen des Verhältnisses von Eigen- zu Fremdträgheitsmoment ist ebenfalls am Beispiel des Motorstroms in Abb. 7.10 dargestellt. Auch hier ist eine starke Bedämpfung der Signalamplituden mit zunehmender Frequenz erkennbar. Zusätzlich zeigt das Diagramm deutlich größere Signalamplituden bei geringeren Werten für das Trägheitsverhältnis. Dies bedeutet, dass ein Motor mit wenig Trägheit relativ zum restlichen Antriebssystem zu deutlich größeren Schwingungen angeregt wird. Diese Schwingungen werden dann im Rahmen der kaskadierten Lageregelung wieder ausgeglet und führen so zu Signalamplituden im Motorstromverlauf.

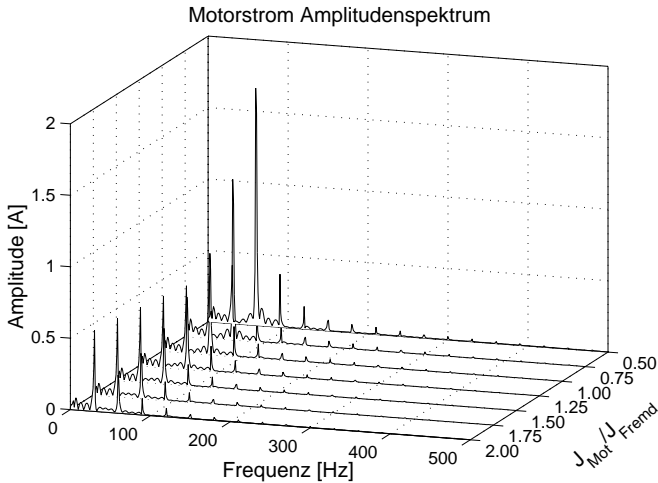


Abbildung 7.10: Amplitudenspektren des Motorstromsignals für verschiedene Massenträgheitsverhältnisse von Fremd- und Eigenträgheitsmoment des Antriebs

Zusammenfassend läßt sich feststellen, dass bereits die Gestaltung des mechanischen Antriebssystems einen bedeutenden Einfluss auf die Übertragung von Prozesskräften auf antriebsinterne Zustandsgrößen aufweist. Dies betrifft insbesondere die bewegten Massen und die Übersetzungsverhältnisse. Geeignet im Sinne einer antriebssignalbasierten Prozessanalyse erweisen sich Systeme mit einer hohen ersten mechanischen Eigenfrequenz sowie einem möglichst direkt angetriebenen Vorschubschlitten, da sich damit schnelle Regelungen mit einer guten Störunterdrückung realisieren lassen.

7.2.4 Einfluss der Messsysteme

Mit der Aufnahme von Messgrößen durch die Messsysteme und die digitale Darstellung der Messwerte mit einer begrenzten Bit-Auflösung erfolgt eine Amplitudenquantisierung. Durch eine Verbesserung der Messsystemauflösung lässt sich einerseits die Güte der Messsignale erhöhen,

andererseits wachsen damit die Aufwände zur Datenverarbeitung und insbesondere die Kosten der Messsysteme. Für die Anwendung von Antriebssignalen zur Prozessanalyse ergibt sich damit die Fragestellung, inwieweit die Auflösung der Messsysteme einen Einfluss auf den prozessrelevanten Informationsgehalt der Signale hat. Hierzu wurden ebenfalls Simulationsrechnungen für unterschiedliche Messsystemauflösungen durchgeführt. Dabei wurde ausgehend von Standardwerten für konventionelle Messsysteme die Auflösung hin zu größeren und kleineren Werten variiert.

Zunächst soll auf die Auswirkungen der Strommessung eingegangen werden. Der Motorstrom wird üblicherweise bereits im Umrichtermodul erfasst und in einen Wert für den momentbildenden Strom umgerechnet. Dieser Wert liegt innerhalb einer digitalen Stromregelung als Zahlenwert mit einer begrenzten Bitbreite vor. Der Einfluss dieser Bitbreite wurde mit der erwähnten Herangehensweise untersucht. Das Ergebnis zeigt Abb. 7.11.

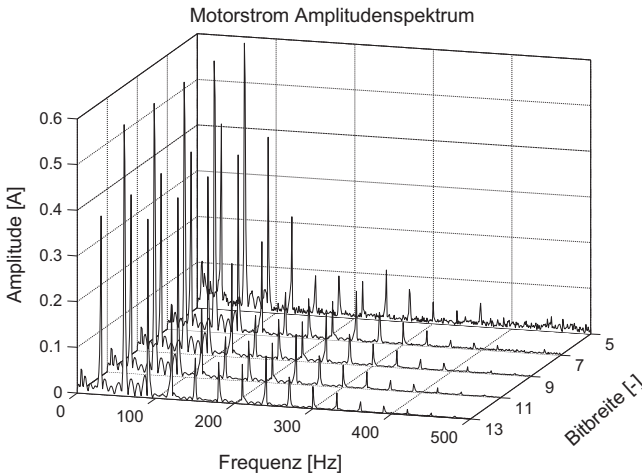


Abbildung 7.11: Amplitudenspektren des Motorstromsignals für verschiedene Bitbreiten der digitalen Motorstromdarstellung

Anhand der Frequenzspektren ist deutlich erkennbar, dass ab einer Bitbreite von sieben Bit und weniger ein deutliches Quantisierungsrauschen im gesamten Frequenzbereich vorliegt. Bei höheren Bitbreiten führt jedoch eine weitere Verbesserung der Auflösung nicht zu einer Erhöhung der Signalgüte des Motorstromsignals. Für eine antriebssignalbasierte Prozessanalyse bedeutet dies, dass eine Erhöhung der Bitbreite des Motorstromsignals am untersuchten Versuchsstand (hier: 13 Bit s. Tab. 7.1) keine Verbesserung der Analysemöglichkeiten nach sich ziehen würde.

Des weiteren soll exemplarisch der Einfluss der Drehgeberauflösung auf das Drehzahlsignal betrachtet werden. Das Drehzahlsignal ist aufgrund der diskreten Ableitung der Motorwinkellage wesentlich stärker quantifiziert als z. B. die Schlittenlage (vgl. Abb. 7.2), wodurch ein erheblicher Einfluss der Messsystemauflösung auf das Quantisierungsrauschen zu erwarten ist.

Zur Untersuchung der Auswirkungen unterschiedlicher Auflösungen wurden mehrere Simulationen nach der bereits erwähnten Vorgehensweise durchgeführt, wobei zusätzlich die elektronische Interpolation der Messwerte berücksichtigt wurde. Das Ergebnis ist in den Wasserfalldiagramm von Abb. 7.12 gezeigt.

Dem Diagramm ist zu entnehmen, dass eine Erhöhung der Auflösung des Drehgebers über den hier vorliegenden Standardwert von 2048 Striche/Umdreh. keinen Einfluss auf den Frequenzinhalt des Drehzahlsignals hat. Erst bei einer viel geringeren Strichanzahl (512 und 128) ist ein deutliches Quantisierungsrauschen erkennbar, das im höheren Frequenzbereich eine eindeutige Zuordnung prozessbedingter Signale erschwert. Dieser Zusammenhang ist ebenfalls im Zeitbereich darstellbar (s. Abb. 7.13).

Die Abb. 7.13 zeigt einen zeitlichen Ausschnitt des Drehzahlverlaufs für vier unterschiedliche Drehgeberauflösungen. Da sich die Signale bei den Auflösungen von 2048 und 8192 Striche/Umdreh. praktisch nicht von einander unterscheiden, kann für das vorliegende Antriebssystem gefolgert werden, dass eine Erhöhung der Drehgeberauflösung über den Standardwert hinaus keine Verbesserung der Signalgüte nach sich ziehen würde. Mit einer feineren Messsystemauflösung würde sich daher keine

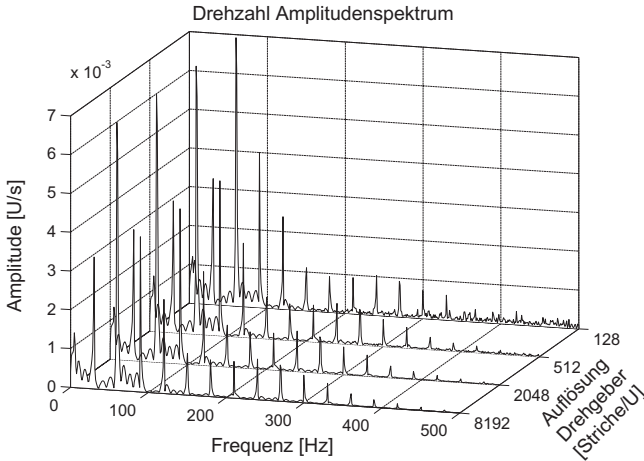


Abbildung 7.12: Amplitudenspektren des Drehzahlsignals für verschiedene Auflösungen des Winkelmesssystems

Erweiterung der bereits gegebenen Prozessanalysemöglichkeiten ergeben. Dieses Verhalten ist bedingt durch die Interpolation von Zwischenwerten zwischen den mit den einzelnen Strichen eines Drehgebers auflösbaren Winkelpositionen innerhalb der Aufbereitung der Drehgebermesswerte. Da im Rahmen dieser Interpolation rein rechnerisch zahlreiche Zwischenwerte (in der Regel bis zu 2048) berechnet werden, ergibt sich eine sehr hohe Gesamtauflösung des Messsystems. Die physikalische Auflösung des Drehgebers selbst hat daher nur relativ geringen Einfluss auf den Verlauf des Drehzahlsignals.

7.3 Aussagen zu Möglichkeiten einer Prozessanalyse mit Antriebssignalen

Mit dem in dieser Arbeit vorgestellten gesamtheitlichen Simulationsmodell lassen sich die prinzipiell gegebenen Möglichkeiten zur Analyse von Zerspanungsprozessen auf Basis von antriebsinternen Größen bei der Ver-

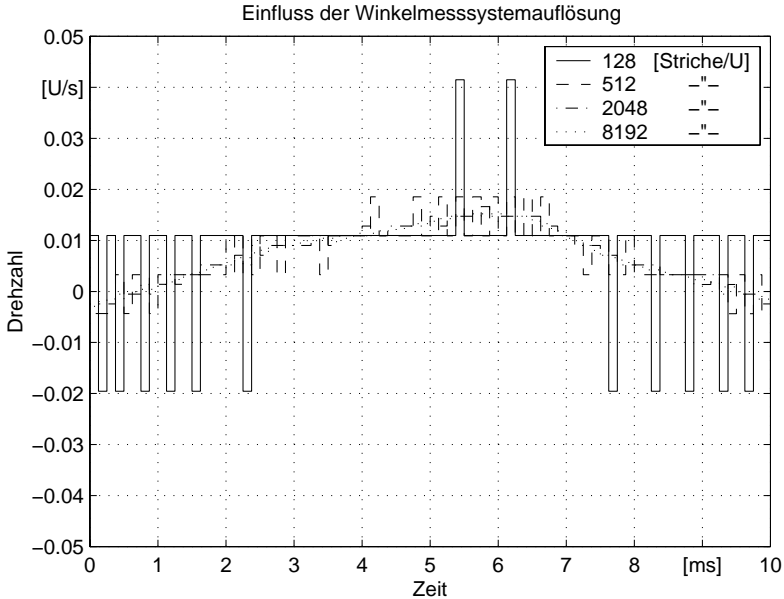


Abbildung 7.13: Verlauf des Drehzahlsignals für verschiedene Auflösungen des Winkelmesssystems

wendung digitaler Antriebe bestimmen. Diese Möglichkeiten hängen zum einen von den Sensoreigenschaften der elektrischen Antriebe und zum anderen von den Anforderungen einer spezifischen Analyseaufgabe an die Auflösung von Prozesssignalen im Zeit- und Frequenzbereich ab. Die beschränkten sensorischen Eigenschaften der Antriebe begrenzen den Einsatzbereich von Antriebssignalen für Zwecke einer Prozessanalyse. Die dennoch gegebenen Analysemöglichkeiten sind von einer Vielzahl antriebstechnischer Parameter, deren Auswirkungen auf Antriebssignale sich z. T. gegenseitig beeinflussen, abhängig. Es können daher keine *absoluten* Aussagen zu den Möglichkeiten und Grenzen einer antriebssignalbasierten Prozessanalyse getroffen werden. Trotzdem können mit der Einspeisung von realen Bearbeitungskräften in das Modell auch konkrete Aussagen über Analysemöglichkeiten für einen spezifischen Zerspanungsprozess abgeleitet werden.

Im Wesentlichen stellen die Trägheit der bewegten Massen, wie der Vorschubschlitten, der Kugelgewindetrieb (KGT) und der Motor, sowie die Übersetzungen (Getriebestufe und Steigung des KGT) die limitierenden Faktoren für das Auflösungsverhalten der antriebsinternen Zustandsgrößen dar. Informations- und messtechnische Parameter, wie z. B. die Reglertaktzeiten, die rechnerinterne Darstellungsbreite der digitalisierten Messgrößen sowie die Auflösungen der Messsysteme, wirken sich an konventionellen, rotatorischen Vorschubantrieben nur relativ geringfügig auf die prozessrelevante Informationsgüte antriebsinterner Größen aus. Bei Antriebssystemen mit sehr geringen bewegten Massen, wie z. B. Linear-Direktantrieben, gewinnen jedoch diese Parameter an Bedeutung.

Im Rahmen von anwendungsspezifischen Grenzen sind die internen Zustandsgrößen digitaler Antriebe für eine sensorlose Prozessanalyse, z. B. zur Überwachung des Werkzeuges auf Bruch und Verschleiß oder zur Erkennung prozessbedingter Ratterschwingungen, geeignet. In konventionellen Steuerungs- und Antriebssystemen besteht jedoch von Steuerungsseite kein direkter Zugriff auf antriebsinterne Signale. Auch die Schnittstellen heute verfügbarer offener Steuerungen arbeiten zu langsam, um Antriebsgrößen in der erforderlichen Bandbreite steuerungsintern zur Verfügung zu stellen. Damit besteht auf Steuerungsseite meist nur die Möglichkeit Antriebsgrößen mit einer zeitlichen Auflösung des Interpolationstaktes (i. d. R. 1 – 4 ms) zu verarbeiten, womit eine deutliche Begrenzung der zeitlichen Auflösung gegenüber einer Verarbeitung im Antriebsregler besteht. Für eine universelle und leistungsfähige Prozessanalyse auf Basis von Antriebssignalen sind daher entsprechende Schnittstellen bereitzustellen.

7.4 Bewertung des Verfahrens

Die Bewertung der vorgestellten Methode für eine antriebssignalbasierte Prozessanalyse erfolgt hier mit einer Gegenüberstellung der Aufwände und des Nutzens für ihre Anwendung.

Das aufgestellte ganzheitliche Modell dient als Grundlage für eine systematische Realisierung einer sensorlosen Prozessanalyse durch die Nut-

zung der sensorischen Eigenschaften der elektrischen Antriebe. Damit können die Nachteile von sensorbasierten Überwachungssystemen, wie z. B. die Kosten für Sensoren und deren Montage in der Maschine, sowie eine begrenzte Verfügbarkeit der Sensoren unter Produktionsbedingungen, vermieden werden. Darüber hinaus ist mit der Bewertung des prozessrelevanten Informationsgehaltes der antriebs- und steuerungsintern vorliegenden Signale eine vollständige Integration von Prozessanalysefunktionen in das bestehende Steuerungs- und Bediensystem möglich. Ferner ist mit dem Wegfall von zusätzlichen Überwachungssystemen eine einheitliche Bedienung von Funktionen zur Prozessanalyse und der eigentlichen NC-Steuerung realisierbar.

Der modulare Aufbau des Simulationsmodells ermöglicht die Adaption und die Anwendung des Modells für unterschiedliche Maschinen, Prozesse und Ausführungen der Steuerungs- und Antriebstechnik. Damit können auf einfache Weise die Auswirkungen der mechanischen Konstruktion und die von antriebstechnischen Gegebenheiten, wie z. B. direkte oder indirekte Lagemessung, auf die Möglichkeiten einer antriebssignalbasierten Prozessanalyse untersucht werden. Mit der Definition von einheitlichen Schnittstellen zwischen einzelnen Teilmodellen ist das Gesamtmodell flexibel für die Untersuchung von Maschinenvarianten einsetzbar. Daneben können bereits vorliegende Teilmodelle, die z. B. während der Auslegung des mechanischen Antriebssystems aufgestellt wurden, in das Gesamtmodell integriert werden, wodurch sich der Aufwand zur Erstellung des Gesamtmodells deutlich reduzieren lässt.

Des weiteren kann durch die rechnergestützte simulative Herangehensweise weitgehend auf einen realen Maschinenprototypen verzichtet werden. Damit besteht die Möglichkeit eine Vielzahl von unterschiedlichen Varianten am rein *virtuellen* Prototypen zu untersuchen. Ebenso können in der Simulation eine Reihe von Zustandsgrößen, z. B. die Lage des Mittelpunktes der Kugelgewindemutter, berechnet werden, die an einer realen Maschine nicht oder nur sehr aufwendig gemessen werden können. Derartige Zustandsgrößen gewähren einen tiefen Einblick in das Systemverhalten und können im Rahmen der Konstruktion zur Beurteilung und Optimierung des Antriebsverhaltens genutzt werden.

Mit dem vorgestellten gesamtheitlichen Simulationsmodell lassen sich

zum einen die prinzipiell gegebenen Möglichkeiten zur Prozessanalyse bei der Verwendung von internen Zustandsgrößen von digitalen Antrieben ermitteln. Zum anderen lassen sich damit auch Aussagen über ein Anforderungsprofil an digitale Antriebssysteme, z. B. bezüglich der Taktzeiten, Schnittstellen und Messsystemauflösungen, ableiten, um die bereits vorhandenen Analysemöglichkeiten zu erweitern.

Dem genannten Anwendungsnutzen stehen entsprechende Aufwände gegenüber. Im Wesentlichen sind hierbei die Aufwände zur Erstellung, Pflege und Weiterentwicklung der Simulationsmodelle zu nennen. Zusätzlich sind, vergleichbar zu jedem anderen Rechnerhilfsmittel, die Kosten für die Anschaffung und Administration von Hard- und Software für die Simulationsumgebung in die Bewertung einzubeziehen. Darüber hinaus sind die Anforderungen an den Anwender der informationstechnischen Durchgängigkeitsanalyse vergleichbar hoch, da dieser Kenntnisse der Mechanik, Elektrotechnik sowie der Antriebs- und Steuerungstechnik mitbringen muss.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass das Nutzenpotential insbesondere bei einer mehrfachen Anwendung und durch die erzielbare strukturierte Vorgehensweise die Nachteile bei weitem aufheben. Zusätzlich werden die genannten Aufwände für die Modellbildung und Simulation durch den im Werkzeugmaschinenbau zunehmend feststellbaren mechatronischen Entwicklungsprozess weitgehend kompensiert (vgl. [REIN-98, ZELL-97]).

8 Zusammenfassung und Ausblick

Werkzeugmaschinen sind einer Vielzahl von Störungen ausgesetzt. Für den Maschinenanwender erweisen sich unkalkulierbare prozessbedingte Störungen als besonders problematisch, da durch sie die technische Verfügbarkeit und damit die Produktivität der Maschinen beeinträchtigt wird. Da die Ursache einer Vielzahl der Störungen, wie z. B. Aufmaßschwankungen oder Materialinhomogenitäten, nicht vermieden werden können, ist eine aktive und weitgehend automatisierte Analyse und Überwachung des Zerspanungsprozesses erforderlich. Sensorbasierte Systeme hierfür erweisen sich jedoch wegen einer Vielzahl von Unzulänglichkeiten für einen Großteil der Anwendungen als unzureichend. Es wurden daher zahlreiche Ansätze zur Überwachung des Prozesses durch die Nutzung der sensorischen Eigenschaften der elektrischen Antriebe vorgestellt.

Diese haben meist ausgesprochen empirischen Charakter und berücksichtigen nicht im ausreichenden Maße die Art der Übertragung von prozessspezifischer Information zwischen der Zerspanstelle über das elektromechanische Antriebssystem und der antriebs- und steuerungstechnischen Darstellung von Antriebsgrößen. Insbesondere den spezifischen Gegebenheiten von digitalen Antrieben nach dem Stand der Technik an modernen NC-Maschinen, wie die Zeit- und Amplitudenquantisierung der Antriebssignale, wird nicht ausreichend Rechnung getragen.

Das Ziel dieser Arbeit ist daher die Entwicklung einer Methode zur Analyse und Diagnose von Prozesszuständen auf Basis von Antriebssignalen bei der Verwendung digitaler Antriebe. Grundlage hierfür ist die Betrachtung des relevanten Informationsflusses zwischen Prozessstelle und informationstechnischer Darstellung von antriebstechnischen Zustandsgrößen.

Als Lösung wird in dieser Arbeit die simulative Bestimmung der Auswirkungen von Prozesskräften auf antriebsinterne Größen im Rahmen einer informationstechnischen Durchgängigkeitsanalyse anhand eines gesamtheitlichen Simulationsmodells vorgeschlagen. In diesem Simulationsmodell sind dabei sämtliche für den Informationsfluss relevanten me-

chanischen, elektrischen und rechnerischen Systemparameter eines digitalen Antriebssystems einbezogen.

Hierfür wurde eine Systematik zur gesamtheitlichen Modellierung digitaler Antriebssysteme an Werkzeugmaschinen erarbeitet. Aufgrund der Vielfalt der an Werkzeugmaschinen vorzufindenden antriebstechnischen Teilsysteme ergibt sich eine hohe Komplexität des zu betrachtenden mechatronischen Gesamtsystems. Anhand einer Modularisierung des gesamten Antriebssystems in abgeschlossene Teilsysteme, z. B. Antriebsmechanik, Motor, Regelung usw., kann jedoch diese Komplexität auf ein beherrschbares Maß reduziert werden. Für jedes Teilsystem ist ein Teilmodell aufzustellen, das das dynamische und statische Verhalten des Systems mit mathematischen Mitteln beschreibt. Die Teilmodelle sind dabei so gestaltet, dass die Ausgangsgrößen der Modelle den Eingangsgrößen des nachfolgenden Teilsystems entsprechen.

Mit der Definition von einheitlichen Schnittstellen der Teilmodelle ist es überdies möglich, im Rahmen eines Baukastensystems anhand weniger, verschiedener Teilmodelle eine Vielzahl unterschiedlicher Antriebssysteme abzubilden.

Im Rahmen der Systemmodellierung wurde je ein Teilmodell für die Bahnplanung, die Regelungstechnik, den Leistungsverstärker, den elektrischen Antrieb, die Antriebsmechanik und die Messsysteme aufgestellt. Diese Modelle konnten aufgrund der einheitlichen Schnittstellen zu einem mechatronischen Gesamtmodell zusammengeführt werden. Die Implementierung des Simulationsmodells erfolgte dabei mit dem kommerziellen und weit verbreiteten Simulationssystem Matlab/Simulink. Zur realitätsnahen Abbildung digitaler Antriebe wurde die unterschiedliche zeitliche Diskretisierung der Antriebssignale aufgrund verschiedener Reglerakte mit in das Gesamtmodell aufgenommen. Damit entstand ein Modell mit kontinuierlichen und zeitdiskreten Teilmodellen.

Bevor das mechatronische Simulationsmodell für die informationstechnische Durchgängigkeitsanalyse genutzt werden konnte, wurden zuerst einzelne Teilmodelle und schließlich das gesamte Modell experimentell verifiziert. Dies geschah an einem speziell ausgerüsteten Versuchsstand mit digitalen Antrieben. Dieser Versuchsstand bietet im Gegensatz zu

mit konventioneller Antriebstechnik ausgestatteten Maschinen einen direkten Zugriff auf alle im digital arbeitenden Antriebsmodul vorliegenden Größen im Takt des Drehzahlreglers. Damit war es möglich, den simulativ ermittelten Verlauf von Antriebsgrößen mit gemessenen Werten zu vergleichen.

Anschließend konnte das Verhalten des modellierten Antriebssystems unter dem Einwirken von beliebigen Prozesskräften im Rahmen einer Zeitbereichssimulation bestimmt werden. Als Ergebnis erhält man den zeitlichen Verlauf aller relevanter antriebsinternen Zustandsgrößen. Die Simulation erfolgte im Zeitbereich, da zum einen der Verlauf der Antriebsgrößen von Interesse war und zum anderen nur eine Zeitbereichssimulation die Möglichkeit bietet, auch das nichtlineare Verhalten einzelner Teilsysteme, wie z. B. die Zeit- und Amplitudenquantisierung der digitalen Antriebsregelung, auf einfache Weise zu berücksichtigen.

Die Auswertung der Simulationsergebnisse erfolgte im Zeit- und Frequenzbereich, um den Einfluss einzelner Systemparameter auf die Bandbreitebegrenzung der sensorischen Eigenschaften der digitalen Antriebe zu ermitteln. Da das Simulationsmodell ein ganzheitliches Abbild eines Antriebssystems während der Bearbeitung darstellt, können mit ihm die prozesstechnischen Auswirkungen auf Antriebssignale bestimmt werden. Darüber hinaus ermöglicht die Simulation des Modells den Einfluss von antriebsspezifischen Parametern, wie z. B. bewegte Massen, Taktzeiten der Regler, Messsystemauflösungen usw., auf die Prozessauswirkungen in den Antriebssignalen gezielt zu untersuchen.

Mit den daraus ableitbaren Aussagen zur Signalgüte einzelner Antriebssignale lassen sich die für einen spezifischen Prozess gegebenen Analysemöglichkeiten beim Einsatz eines bestimmten digitalen Antriebssystems angeben. Daneben kann untersucht werden, inwieweit durch eine gezielte Veränderung eines oder mehrerer Systemparameter die Analysemöglichkeiten auf Basis von Antriebssignalen erweitert oder verbessert werden können. So wurde im Rahmen der Arbeit u. a. der Einfluss der Auflösungen der Messsysteme auf den Informationsgehalt der Antriebssignale untersucht. Dabei konnte festgestellt werden, dass an dem betrachteten Antriebssystem (rotatorischer Spindel- Direktantrieb einer Vorschubachse) eine Verfeinerung der Messsystemauflösungen zu keiner

Verbesserung der antriebsintern vorliegenden Prozessinformation und damit zu einer Erweiterung der Analysemöglichkeiten führen würde.

Ebenso konnte am Simulationsmodell gezeigt werden, dass im betrachteten Fall die zeitliche Auflösung der antriebsintern vorliegenden Messgrößen keine Beschränkung für den Informationsgehalt darstellen. Die theoretisch höhere spektrale Auflösung der Antriebssignale bei kürzeren Taktzeiten kann am vorliegenden Antriebssystem nicht ausgenutzt werden. Für das maximal erreichbare Auflösungsvermögen konnten die bewegten Massen und die Übersetzung in Form der Spindelsteigung als begrenzende Faktoren identifiziert werden.

Ausblickend kann festgestellt werden, dass mit der vorliegenden Arbeit ein Anforderungsprofil an digitale Antriebssysteme für die Nutzung einer antriebssignalbasierten Prozessanalyse abgeleitet werden kann. Ein derartiges Profil könnte als Grundlage für neue Entwicklungen bei Steuerungs- und Antriebstechnikherstellern dienen. Ebenso ist eine Nutzung des vorgestellten gesamtheitlichen Simulationsmodells für die Verteilung von Funktionen zur Analyse und Überwachung von Zerspanungsprozessen auf Rechneinheiten der NC-Steuerung und der Antriebsregelung möglich. Damit würden sich Systeme realisieren lassen, die bestimmte Funktionen der Signalvorverarbeitung im Antriebsregler und komplexere Analysealgorithmen in der NC-Steuerung integrieren.

Darüber hinaus kann die vorgestellte Arbeit als Basis für ein Simulationsmodell dienen, das neben der Antriebstechnik und des Zerspanungsprozesses auch die Gestelleigenschaften der untersuchten Maschine enthält. Mit einem derartigen Modell könnte das Zusammenwirken von Maschinengestell und Antriebskomponenten unter dem Einfluss des Zerspanungsprozesses simuliert werden. Damit wären die gegenseitigen Rückwirkungen des Gestell- und Antriebsverhaltens auf den Zerspanungsprozess einer simulativen Untersuchung zugänglich, womit dynamische Schwachstellen unter Prozesseinwirkungen im gesamten Maschinensystem identifiziert werden können.

Literaturverzeichnis

- [ACKE-88] ACKERMANN, J.: *Abtastregelung*. Berlin u. a.: Springer, (1988).
- [ALBE-95] ALBERTZ, F.: *Dynamikgerechter Entwurf von Werkzeugmaschinen*. iwv Forschungsberichte Band 93. Berlin: Springer, (1995).
- [ALTI-92] ALTINTAS, Y.: *Prediction of cutting forces and tool breakage in milling from feed drive current measurements*. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry 114 (1992) 4, S. 386–392.
- [AOYA-95] AOYAMA, H.: *Cutting Force Sensing in Milling Process*. In: *Überwachung von Zerspan- und Umformprozessen*. Düsseldorf: VDI, (1995), S. 319–333. (VDI-Berichte 1179).
- [ARTM-95] ARTMEYER, M.: *Process Identification and Modeling Using Structured Topologies of Artificial Neural Networks*. In: *Überwachung von Zerspan- und Umformprozessen*. Düsseldorf: VDI, (1995), S. 127–139. (VDI-Berichte 1179).
- [BEHR-96] BEHREND, H.: *Entwicklung eines lernfähigen Systems zur Beobachtung des Werkzeugverschleißes beim Drehen*. Dissertation, TU Braunschweig, (1996).
- [BELL-78] BELLMANN, B.: *Messverfahren zur kontinuierlichen Ermittlung des Freiflächenverschleißes beim Drehen*. Dissertation, TH Darmstadt, (1978).
- [BLOH-92] BLOHM, P.: *Untersuchung des nichtlinearen Übertragungsverhaltens von Strukturen mit lokalen Fügestellen*. Fortschritt-Berichte VDI Band 164. Düsseldorf: VDI, (1992).
- [BOGE-94] BOGE, C.: *Methoden zum Entwurf und Implementierung von prozessorientierten Überwachungsverfahren für die Fertigung*. Dissertation, RWTH Aachen, (1994).

- [BOHL-87] BOHLEN, S.: *Zur Berechnung und Messung mechanischer Schwingungen in Strukturen mit nichtlinearen Fügstellenverhalten*. Fortschritt-Berichte VDI Band 91. Düsseldorf: VDI, (1987).
- [BOLD-99] BOLDEA, I.; NASAR, S.: *Electric drives*. New York: CRC Press, (1999).
- [BRAN-99] BRANDENBURG, G.: *Trends in der elektrischen Antriebstechnik*. A&D Kompendium. München: publish-industry, (1999).
- [BREM-88] BREMER, H.: *Dynamik und Regelung mechanischer Systeme*. Stuttgart: Teuber, (1988).
- [BRET-96] BRETSCHNEIDER, J.: *Automatisierte Inbetriebnahme digitaler Antriebe*. In: *Moderne Regelungs- und Antriebstechnik*. (1996), Kap. 1, S. 1–32. Umdruck zum Lageregelseminar am ISW der Universität Stuttgart.
- [BRET-97] BRETSCHNEIDER, J.: *Automatisierte Inbetriebnahme elektromechanischer Antriebssysteme in der Praxis*. VDI-Z Special Antriebstechnik (1997) S. 58–62.
- [BRÜC-99] BRÜCKL, S.: *Hochgenaue Regelung von Linearmotoren durch optimierte Strommessung*. antriebstechnik 38 (1999) 9, S. 90–93.
- [BÜHL-77] BÜHLER, H.: *Einführung in die Theorie geregelter Drehstromantriebe*. Basel: Birkhäuser, (1977).
- [BÜRG-99] BÜRCEL, R.: *Überwachen von Prozessen durch Antriebs-signale kann Verfügbarkeit erhöhen*. Maschinenmarkt 105 (1999) 16, S. 116–120.
- [BÜTT-96] BÜTTNER, J.: *Integrierte Signalbewertung zur prozessnahen Qualitätssicherung*. Dissertation, Universität Hannover, (1996).

- [BUCH-87] BUCHHOLZ, T.: *Prozessmodell Fräsen – Rechnerunterstützte Analyse, Optimierung und Überwachung*. Forschungsberichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebstechnik der Universität Karlsruhe. (1987).
- [BYRN-95] BYRNE, G. et al.: *Tool Condition Monitoring (TCM) – The Status of Research and Industrial Application, Annals of the CIRP* Band 44/2, Keynote Papers. CIRP, (1995), S. 541–567.
- [CANU-95] CANUDAS DE WIT, C.; OLSSON, H.; ÅSTRÖM, K.: *A New Model for Control of Systems with Friction*. IEEE TAC 40 (1995) 3, S. 419-425.
- [CHRI-84] CHRISTOFFEL, K.: *Werkzeugüberwachung beim Bohren und Fräsen*. Dissertation, RWTH Aachen, (1984).
- [COOL-65] COOLEY, J.W.; TUKEY, J.: *An Algorithm for Machine Calculation of Complex Fourier Series*. Mathematics of Computations 19 (1965), S. 297–301.
- [DAS-96] DAS, S. et al.: *Evaluation of Wear of Turning Carbide Inserts Using Neural Networks*. International Journal of Machine Tools and Manufacture 36 (1996) 7, S. 789–797.
- [DIN-89] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG: *Kugelgewindetriebe*. DIN-Norm 69051, (1989).
- [DIN-94] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG: *Regelungstechnik und Steuerungstechnik DIN 19226, Teil 2*. DIN-Norm 19226, (1994).
- [DIN-99] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG: *Elektrische Ausrüstung von Industriemaschinen - Serielle Datenverbindung für Echtzeit-Kommunikation zwischen Steuerung und Antrieben*. DIN EN-Norm 61491, Ausgabe: 1999-11 (IEC 61491:1995, modifiziert), (1999).

- [DORN-90] DORNFELD, D.: *Neural Network Sensor Fusion for Tool Conditioning Monitoring. Annals of the CIRP* Band 39 (1990) 1, S. 101–105.
- [EIBE-90] EIBELSHÄUSER, P.: *Rechnerunterstützte experimentelle Modalanalyse*. iwv Forschungsberichte Band 26. Berlin: Springer, (1990).
- [ELZE-90] ELZER, J.: *Automatisierte optoelektronische Erfassung des Bohrerverschleisses in flexiblen Fertigungssystemen*. Dissertation RWTH Aachen (1990).
- [ERNS-78] ERNST, P.: *Verschleißerkennung beim Bohren mit Wendelbohrer*. Dissertation, TH Darmstadt, (1978).
- [EUBE-88] EUBERT, P.: *Starke Konzeptionsphase*. Die Neue Fabrik (1988), S. 88–93.
- [EUBE-92] EUBERT, P.: *Digitale Zustandsregelung elektrischer Vorschubantriebe*. iwv Forschungsberichte Band 51. Berlin: Springer, (1992).
- [FAHR-96] FAHRBACH, C.: *Regelung hochdynamischer Direktantriebe*. In: *Moderne Regelungs- und Antriebstechnik*. (1996), Kap. 6, S. 1–41. Umdruck zum Lageregelseminar am ISW der Universität Stuttgart.
- [FELD-95] FELDMANN, K. et al.: *Multisensorielles Mikrosystem zur Überwachung beim Drehen*. Maschinenmarkt 602 (1996) 46, S. 30–34.
- [FOEH-90] FOEHSE, M.: *Untersuchungen zur Bruchüberwachung vielschneidiger keramischer Stirnfräser*. Fortschritt-Berichte VDI Band 89, Reihe 18. Düsseldorf: VDI, (1990).
- [FQS-91] FQS: *Modellgestützte Fehlerfrüherkennung in der spanenden Fertigung*. FQS-Schrift Nr. 95-01. Berlin: Beuth, (1991).

- [FREN-95] FRENZ, TH.; SCHRÖDER, D.: *Nichtlineare Modellbildung elektromechanischer Antriebsstränge*. VDI-Berichte 1220. Düsseldorf: VDI, (1995), S. 335–346.
- [FREY-93] FREYERMUTH, B.: *Wissensbasierte Fehlerdiagnose am Beispiel eines Industrieroboters*. Fortschritt-Berichte VDI Band 315. Düsseldorf: VDI, (1993).
- [FRIE-99] FRIES, E.: *Anwendung neuronaler Netze zur Werkzeugverschleißerkennung beim Fräsen*. Dissertation, TU Berlin, (1999).
- [GARB-77] GARBOW, B. et al.: *Matrix Eigensystems Routines – EISPACK Guide Extension*. Berlin: Springer, (1977).
- [GOLZ-90] GOLZ, H.: *Analyse, Modellbildung und Optimierung des Betriebsverhaltens von Kugelgewindetrieben*. Dissertation, Universität Karlsruhe, (1990).
- [GROS-81] GROSS, H.: *Elektrische Vorschubantriebe für Werkzeugmaschinen*. München: Siemens, (1981).
- [GROS-95] GROSSMANN, K. et al.: *Simulation geregelter Werkzeugmaschinenantriebe*. VDI-Berichte 1220. Düsseldorf: VDI, (1995), S.317–333.
- [GROS-98] GROSSMANN, K.; ARNDT, H.: *Vergleichende Analyse alternativer mechanisch- elektrischer Bewegungssysteme*. antriebstechnik 37 (1998) 2, S. 55–59.
- [HAGL-91] HAGL, R.: *Erhöhung der Verfügbarkeit von Vorschubantrieben mit selbstanpassender Lageregelung*. Berichte aus dem ISW der Universität Stuttgart Band 86. Berlin: Springer, (1991).
- [HAMA-93] HAMANN, J.; WIEGÄRTNER, G. und TENFELDE, B.: *Reduzierung der Torsionsschwingungen an Werkzeugmaschinen durch geeignete Wahl der mechanischen Übertragungselemente*. Antriebstechnik 32 (1993) 4, S. 75–85.

- [HE-93] HE, X.: *Modellgestützte Fehlererkennung mittels Parameterschätzung zur wissensbasierten Fehlerdiagnose an einem Vorschubantrieb*. Fortschritt-Berichte VDI Band 354. Düsseldorf: VDI, (1993).
- [HEIN-94] HEINZL, J.: *Justage und Funktionsprüfung von Baugruppen in der Montage mit dem Schwerpunkt der Nutzung der sensorischen Eigenschaften von Aktoren*. In: *Montageautomatisierung durch Integration von Konstruktion und Planung*. (Arbeits- und Ergebnisberichte zum Sonderforschungsbereich 336 an der Technischen Universität München). (1994), S. 341–365.
- [HEIS-95] HEISEL, U. et al.: *Optimierung von Werkzeugmaschinen-Achsantrieben durch Schwingungsanalysen*. VDI-Berichte 1220. Düsseldorf: VDI, (1995).
- [HELM-92] HELML, H.: *Ein Verfahren zur on-line Fehlererkennung und Diagnose*. iwv Forschungsberichte Band 53. Berlin: Springer, (1992).
- [HUSE-94] HUSEN, H.: *Überwachung paralleler Bohrprozesse*. Fortschritt-Berichte VDI Band 331. Düsseldorf: VDI, (1994).
- [INDR-99] INDRAMAT GMBH: *DIAX04 Antrieb mit Servofunktion, Funktionsbeschreibung*. Indramat, (1999).
- [ISER-88A] ISERMANN, R.: *Identifikation dynamischer Systeme - Band 1 und 2*. Berlin: Springer, (1988).
- [ISER-88B] ISERMANN, R.: *Digitale Regelungssysteme*. Berlin: Springer, (1988).
- [ISER-91] ISERMANN, R.: *Fehlerdiagnose an Werkzeugmaschinen mittels Parameterschätzmethoden*. Werkstattstechnik 81 (1991), S. 264–268.
- [ISER-94] ISERMANN, R.: *Überwachung und Fehlerdiagnose*. Düsseldorf: VDI, (1994).

- [ISER-96] ISERMANN, R.: *Modellgestützte Überwachung und Fehlerdiagnose technischer Systeme*. Automatisierungstechnische Praxis - atp 38 (1996) 6, S. 48–57.
- [ISPA-97] ISPAYLAR, M.: *Betriebsverhalten von Profilschienen-Wälzführungen*. Dissertation, RWTH Aachen, (1997).
- [JANI-90] JANIK, W.; NEUMANN, D.: *Fehlerdiagnose an spanenden Werkzeugmaschinen mit parametrischen Signalmodellen von Spektren*. In: *Schwingungsüberwachung Maschinendiagnose*, VDI Berichte Band 846. Düsseldorf: VDI, (1990), S. 111–129.
- [JEMI-98] JEMIELNIAK, K.; OTMAN, O.: *Tool failure detection based on analysis of acoustic emission signals*. Journal of Material Processing Technology 76 (1998) 1-3, S. 192–197.
- [KAEV-98] KAEVER, M.: *Steuerungsintegrierte Prozessüberwachung auf Basis der Sinumerik 840D*, (1998).
- [KALL-95] KALLFASS, H.: *Verfügbarkeit in der mechanischen Fertigung*. In: *Produktion und Verfügbarkeit*. München: Utz, Wiss., (1999), Kap. 2, S. 1–25.
- [KETT-97] KETTELER, G.: *Prozessüberwachung mit Acoustic-Emission beim Messerkopfstirnfräsen*. Fortschritt-Berichte VDI Band 426 Reihe 2. Düsseldorf: VDI, (1997).
- [KIEN-52] KIENZLE, O.; VICTOR, H.: *Die Bestimmung von Kräften und Leistungen an spanenden Werkzeugmaschinen*. VDI-Z 94 (1952) 11/12, S. 299–305.
- [KIRC-91] KIRCHHEIM, A.: *Prozessüberwachung bei der Mehrschnittbearbeitung*. Produktionstechnik – Berlin; Forschungsberichte für die Praxis 99. München: Carl Hanser, (1991).
- [KIRC-89] KIRCHKNOPF, P.: *Ermittlung modaler Parameter aus Übertragungsfrequenzgängen*. iwfb Forschungsberichte Band 20. Berlin: Springer, (1989).

- [KLOC-97] KLOCKE, F.; KETTELER, G. und REHSE, M.: *Sensorlose Prozessüberwachung mit steuerungsinternen Informationen*. wt 87 (1997) 7/8, S. 369–372.
- [KLUF-83] KLUFT, W.: *Werkzeugüberwachungssysteme für die Drehbearbeitung*. Dissertation, RWTH Aachen, (1983).
- [KLUM-80] KLUMPERS, K.: *Theoretische und experimentelle Bestimmung der Dämpfung spielfreier Radialwälzlager*. Dissertation, RWTH Aachen, (1980).
- [KÖNI-82] KÖNIG, W.: *Spezifische Schnittkraftwerte für die Zerspannung metallischer Werkstoffe*. Düsseldorf: Stahleisen, (1982).
- [KÖNI-90] KÖNIG, W.: *Fertigungsverfahren Band 1; Drehen, Fräsen, Bohren*. Düsseldorf: VDI, (1990).
- [KÖNI-93A] KÖNIG, W.; KETTELER, G.: *Monitoring of tool wear and breakage in face milling operations*. Annals of the German Academic Society for Production Engineering Vol. I. Berlin: WGP, (1993), S. 5–8.
- [KÖNI-93B] KÖNIG, W. et al.: *Überwachungs- und Sensorkonzepte für eine höhere Prozesssicherheit*. In: *6. Internationale Fachmesse mit Kongress für Sensorik und Systemtechnik. SENSOR 93*. Nürnberg, (1993), S. 211–218.
- [KÖNI-94] KÖNIG, W.; KETTELER, G.: *Prozessüberwachung beim Messerkopfstirnfräsen durch Auswertung von Acoustic Emission-Signalen*. VDI-Z 136 (1994) 4, S. 92–97.
- [KÖNI-95] KÖNIG, W.; KLOCKE, F. et al.: *Prozessüberwachung beim Bohren, Fräsen und Schleifen unter Verwendung neuer Auswertestrategien*. In: *Überwachung von Zerspan- und Umformprozessen*. Düsseldorf: VDI, (1995), S. 91–113. (VDI-Berichte 1179).

- [KONR-97] KONRAD, H.: *Modellbasierte Methoden zur sensorarmen Fehlerdiagnose*. Fortschritt-Berichte VDI Band 449 Reihe 2. Düsseldorf: VDI, (1997).
- [KOVÁ-59] KOVÁCS, K.P.; RÁCZ, I.: *Transiente Vorgänge in Wechselstrommaschinen*. Budapest: Verlag der ungarischen Akademie der Wissenschaften, (1959).
- [KÜÇÜ-84] KÜÇÜKAY, F.: *Zur Formulierung der Bewegungsgleichungen von Antriebssträngen*. VDI-Z 126 (1984) 20, S. 769–774.
- [KÜÇÜ-87] KÜÇÜKAY, F.: *Dynamik der Zahnradgetriebe*. Berlin: Springer, (1987).
- [KÜHN-85] KÜHNE, L.: *Entwicklung eines universellen Überwachungs- und Diagnosesystems für Fertigungseinrichtungen*. Dissertation, RWTH Aachen, (1985).
- [LANG-83] LANGE, J.: *Möglichkeiten der Analyse von Geräuschsignalen beim Drehen*. Dissertation, TU Berlin, (1983).
- [LANG-91] LANGGUTH, T.; WEBER, A.: *Werkzeugverschleiß- und -bruchüberwachung beim flexiblen Drehen, Bohren und Fräsen*. Werkstatt und Betrieb 124 (1991) 1, S. 15–25.
- [LEON-97] LEONHARD, W.: *Control of Electrical Drives*. Berlin: Springer, (1997).
- [LUTZ-98] LUTZ, H.; WENDT, H.: *Taschenbuch der Regelungstechnik*. Thun und Frankfurt am Main: Harri Deutsch, (1998).
- [MAUL-91] MAULHARDT, U.: *Dynamisches Verhalten von Kreissägen*. iwv Forschungsberichte Band 38. Berlin: Springer, (1991).
- [MEHL-87] MEHLES, H.: *Analyse-Verfahren zur Maschinen- und Prozessüberwachung. Ein Beitrag zur Entwicklung von Überwachungskonzepten für Fertigungseinrichtungen und Prozesse spanender Werkzeugmaschinen unter Anwendung der Cepstrumanalyse*. Fortschritt-Berichte VDI Band 139 Reihe 22. Düsseldorf: VDI, (1987).

- [MERC-45] MERCHANT, E.: *Mechanics of the Metal Cutting Process*. Journal of Applied Physics 16 (1945) 6, S. 318–324.
- [MEYE-91] MEYEN, H.-P.: *Acoustic Emission (AE) – Mikroseismik im Schleifprozess*. Dissertation, RWTH Aachen, (1991).
- [MICH-98] MICHELS, F.: *Stabilisierung des Schleifprozesses mit aktiven Systemen*. Dissertation, RWTH Aachen, (1998).
- [MILB-71] MILBERG, J.: *Analytische und experimentelle Untersuchungen zur Stabilitätsgrenze bei der Drehbearbeitung*. Dissertation, TU Berlin, (1971).
- [MILB-94] MILBERG, J.: *Verfügbarkeit von Werkzeugmaschinen*. VDW-Forschungsberichte. Frankfurt/Main: VDW, (1994).
- [MILB-95] MILBERG, J.: *Werkzeugmaschinen Grundlagen*. Berlin u. a.: Springer, (1995).
- [MORI-93] MORIWAKI, T.: *Presentation at CIRP working group meeting*. In: *Proceedings of the 1st workshop on tool condition monitoring (TCM)*. Paris. (1993), S. 1.
- [MÜLL-82] MÜLLER, M.: *Zerspankraft, Werkzeugbeanspruchung und Verschleiß beim Fräsen mit Hartmetall*. Dissertation, Universität Karlsruhe, (1982).
- [NATK-88] NATKE, H.: *Einführung in Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse*. Braunschweig: Vieweg, (1988).
- [NEBE-98] NEBELING, P.: *Ableich der dynamischen Eigenschaften numerischer Modelle mit realen mechanischen Strukturen*. Dissertation, RWTH Aachen, (1998).
- [NIEM-83] NIEMANN, H.: *Klassifikation von Mustern*. Berlin u. a.: Springer, (1983).
- [NOJA-81] NOJACK, K.: *Lagerschaden-Früherkennung mit der Kurtosis-Methode*. Elektronik (1981) 17, S. 55–58.

- [NORD-90] NORDMANN, K.: *Ein Beitrag zur Verschleiß- und Bruchüberwachung rotierender Werkzeuge*. Dissertation, Universität Saarbrücken, (1990).
- [NOSK-93] NOSKE, H.; NITIDEM, E.: *Optimierung der Brucherken-
nung mit Cepstrumanalyse beim mehrschneidigen Stirnfrä-
sen*. Report des Instituts für Spanende Werkzeugmaschinen,
Universität Hannover (1993), S. 1–52.
- [OSAC-97] OSACA E. V.: *OSACA-Handbook*. Stuttgart: Eigenverlag
OSACA e. V., (1997).
- [OPHE-86] OPHEY, L.: *Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften vor-
gespannter Schrägkugellager*. Dissertation, RWTH Aachen,
(1986).
- [PAPI-96] PAPIERNIK, W.: *Struktur, Entwurf und Verhalten moder-
ner CNC-Servoantriebe*. In: *SPS 96, IPC 96, Drives 96*. 7.
Int. Fachmesse und Kongress für Speicherprogrammierbare
Steuerungen, Industrie-PCs und Elektrische Antriebstech-
nik, Sindelfingen 26.–28.11. 1996. Schraft, R.D.; Branden-
burg, G. (Hrsg.) Berlin, Offenbach: VDE-Verlag, (1996) S.
397–417.
- [PARK-29] PARK, R.: *Two-Reaction Theory of Synchronous Machines*.
Transactions AIEE 48 (1929) 3, S. 716–730.
- [PETU-83] PETUELLI, G.: *Theoretische und experimentelle Bestim-
mung der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften normal-
belasteter Fügestellen*. Dissertation, RWTH Aachen, (1983).
- [PFEI-92] PFEIFFER, F.: *Einführung in die Dynamik*. Stuttgart: Teu-
ber, (1992).
- [PHIL-92] PHILIPP, W.: *Regelung mechanisch steifer Direktantriebe
für Werkzeugmaschinen*. Berichte aus dem ISW der Uni-
versität Stuttgart Band 86. Berlin: Springer, (1992).
- [PLAP-93] PLAPPER, P.: *Echtzeit-Analyse der Signale von Multisen-
sorsystemen*. Dissertation, RWTH Aachen, (1993).

- [PLOC-72] PLOCK, R.: *Untersuchung und Berechnung des elastostatischen Verhaltens von ebenen Mehrschraubenverbindungen*. Dissertation, RWTH Aachen, (1972).
- [POPP-92] POPP, C.: *Optimierung und Sicherung des Außenrundschleifprozesses durch ein adaptives Regelungssystem*. Fortschritt-Berichte VDI Band 267 Reihe 18. Düsseldorf: VDI, (1992).
- [PRIT-97] PRITSCHOW, G.; KOSIEDOWSKI, U.: *Optimization Strategies for Adaptive Feedforward Control*. Annals of the German Academic Society for Production Engineering Vol. IV. Berlin: WGP, (1997), S. 69–72.
- [PRIT-99] PRITSCHOW, G.; SCHMID, J.; McCROMAC, S.: *Ein integriertes Simulationssystem für Roboter und Werkzeugmaschinen*. ZWF 94 (1999) 9, München: Carl Hanser, S. 546–549.
- [PRIT-00] PRITSCHOW, G.; REINHART, G.; WECK M.: *Möglichkeiten zur Integration von Funktionen zur Prozessdiagnose im Antriebsregler bei Verwendung von digitalen Antrieben*. VDW-Forschungsberichte. Frankfurt/Main: VDW, (im Druck).
- [QUAN-93] QUANG, N.: *Praxis der feldorientierten Drehstromantriebsregelungen*. Ehningen bei Böblingen: expert, (1993).
- [RAMA-93] RAMAN, S.: *An inexpensive system for classifying tool wear states using pattern recognition*. Wear - An International Journal on the Science and Technology of Friction, Lubrication and Wear 170 (1993) 2, S. 149–160.
- [REHS-98] REHSE, M.: *Flexible Prozessüberwachung bei der Bohr- und Fräsbearbeitung in einer Autonomen Produktionszelle*. Dissertation, RWTH Aachen, (1998).
- [REIN-94] REINHART, G.: *Wettbewerbsfähige Produktion – Voraussetzung für eine strategische Entscheidung*. In: *Unsere Stär-*

- ken stärken.* Münchner Kolloquium '94. Milberg, J.; Reinhart, G. (Hrsg.) Landsberg/Lech: Verl. Moderne Industrie, (1994) S. 189-211.
- [REIN-98] REINHART, G.; WEISSENBERGER, M.: *Simulation der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen von Antrieben und Maschinenstruktur.* In: *Schwingungen in Antrieben '98.* Tagung Frankenthal, 10./11. Sept. 1998, Düsseldorf: VDI, (1998), S. 91–104. (VDI-Berichte 1416).
- [REMY-98] REMY, F.: *Fuzzy-Logik im Bereich der Regelung elektromechanischer Vorschubachsen.* Dissertation, RWTH Aachen, (1998).
- [RINK-86] RINKER, U.: *Tribologische Eigenschaften von Werkzeugmaschinen-Gleitführungen.* Dissertation, RWTH Aachen, (1986).
- [ROJA-93] ROJAS, R.: *Theorie der neuronalen Netze: eine systematische Einführung.* Berlin: Springer.
- [ROSE-94] ROSENBERGER, U.: *Prozessüberwachung beim Flachs Schleifen von Hochleistungskeramik,* FBK Produktionstechnische Berichte Band 17. (1994).
- [SCHA-76] SCHAIBLE, B.: *Ermittlung des statischen und dynamischen Verhaltens insbesondere der Dämpfung von verschraubten Fugenverbindungen für Werkzeugmaschinen.* Dissertation, TU München, (1976).
- [SCHE-90] SCHEHL, U.: *Sicherung des spanabhebenden Bearbeitungsprozesses; Förderungsprogramm Fertigungstechnik des Bundesministers für Forschung und Technologie.* Forschungsbericht KfK-PFT 154. Kernforschungszentrum Karlsruhe, (1990).
- [SCHN-00] SCHNEIDER, CH.: *Strukturmechanische Berechnungen in der Werkzeugmaschinenkonstruktion.* iwB Forschungsberichte Band 144. München: Herbert Utz, (2000).

- [SCHÖ-92] SCHÖNHERR, H.: *Modellgestützte Verschleißdiagnose des Zerspanprozesses Drehen*. Darmstädter Forschungsberichte für Konstruktion und Fertigung. München: Hanser, (1992).
- [SCHR-94] SCHRÖDER, D.: *Elektrische Antriebe 1*. Berlin: Springer, (1994).
- [SCHR-90] SCHRÜFER, E.: *Signalverarbeitung*. München: Hanser, (1990).
- [SCHU-90] SCHULZ, H.: *Fehlerfrüherkennung an Werkzeugmaschinen bedeutet Produktivitätssteigerung und Kostensenkung*. In: KfK-PFT/AWF (Hrsg.), *Symposium „Fehlerfrüherkennung in der spanenden Fertigung“*. Düsseldorf, (1990), S. 1–7.
- [SCHU-99] SCHULZ, H. et al.: *Unterschiede direkter und indirekter Messsysteme an Vorschubachsen von Werkzeugmaschinen*. Werkstattstechnik 89 (1999) 6, S. 315–318.
- [SEEH-94] SEEHUBER, M.: *Automatische Inbetriebnahme geschwindigkeitsadaptiver Zustandsregler*. iwv Forschungsberichte Band 70. Berlin: Springer, (1994).
- [SIEM-98] SIEMENS AG: *Simodrive 611D/Sinumerik 840D, Antriebsfunktionen, Funktionsbeschreibung*. Siemens AG, (1998).
- [SIMO-86] SIMON, W.: *Elektrische Vorschubantriebe an NC-Systemen*. iwv Forschungsberichte Band 5. Berlin: Springer, (1986).
- [SMIT-92] SMITH, S.; TLUSTY, J.: *Stabilizing Chatter by Automatic Spindle Speed Regulation*. *Annals of the CIRP* Band 41 (1992) 1, S. 433–436.
- [SPIE-70] SPIESS, D.: *Das Steifigkeits- und Reibungsverhalten unterschiedlich gestalteter Kugelschraubtriebe mit vorgespannten und nicht vorgespannten Muttersystem*. Dissertation, TU Berlin, (1970).

- [SPIE-91] SPIEWAK, S.: *A Predictive Monitoring and Diagnosis System for Manufacturing. Annals of the CIRP Band 40 (1991) 1, S. 401–404.*
- [SPUR-88] SPUR, G. et al.: *Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen. Zwf 83 (1988) 6, S. 279–284.*
- [SPUR-93] SPUR, G. et al.: *Sensorlose Werkzeugüberwachung für die CNC-Drehbearbeitung. Zwf 88 (1993) 4, S. 173–175.*
- [SUMM-86] SUMMER, H.: *Modell zur Berechnung verzweigter Antriebsstrukturen. iwv Forschungsberichte Band 4. Berlin: Springer, (1986).*
- [SUWA-95] SUWALSKI, I.; WEBER, H.: *Mit neuronalen Netzen die Überwachungsgüte verbessern. ZWF 90 (1995) 10, S. 507–510.*
- [SUWA-97] SUWALSKI, I.: *Softwarekonzepte für eine steuerungsintegrierte Werkzeugüberwachung. ZWF 92 (1997) 9, S. 436–439.*
- [SUWA-99] SUWALSKI, I.: *Steuerungsintegriertes Prozessüberwachungssystem für Drehmaschinen. Dissertation, TU Berlin, (1999).*
- [TANS-93] TANSEL, I.; McLAUGHLIN, C.: *Detection of tool breakage in milling operations - II. The neural network approach. International Journal of Machine Tools and Manufacture 33 (1993) 4, S. 545–558.*
- [TANS-95] TANSEL I.N. et al.: *Detection of tool failure in end milling with wavelet transformations and neural networks. International Journal of Machine Tools and Manufacture 35 (1995) 8, S. 1137–1147.*
- [TARN-93] TARNG, Y.S.; LEE, B.: *A sensor for the detection of tool breakage in NC milling. Journal of Materials Processing Technology 36 (1993) 3, S. 259–272.*

- [TARN-94] TARNG, Y.; HSEIH, Y. und HWANG, S.: *Sensing tool breakage in face milling with a neural network*. International Journal of Machine Tools and Manufacture 34 (1994) 3, S. 341–350.
- [TIKA-78] TIKAL, F.: *Beitrag zur Ermittlung der dynamischen Schnittsteifigkeitskoeffizienten*. Dissertation, TU München, (1978).
- [TÖNS-92] TÖNSHOFF, H.K. und WALTER, A.: *Adaptive Prozessführung beim Innenrundscheifen mit digitalen Regelungen*. VDI-Zeitschrift 134 (1992) 12, S. 59–64.
- [TÖNS-98] TÖNSHOFF, H.K.; BRAHMS, U.: *Automatisierte Inbetriebnahme von Vorschubantrieben*. ZWF 93 (1998) 6, München: Carl Hanser, S. 272–275.
- [TRUC-96] TRUCKS, V.: *Rechnergestützte Beurteilung von Getriebestrukturen in Werkzeugmaschinen*. iwv Forschungsberichte Band 96. Berlin: Springer, (1996).
- [TUST-47] TUSTIN, A.: *A Method of Analysing the Effect of Certain Kinds of Nonlinearities in Closed-Cycle Control Systems*. Journal IEE 94, Part IIa (1947) 1, S. 152–160.
- [VDI-86] VDI: *VDI-Richtlinie 4004, Blatt 4: Zuverlässigkeitskenngrößen; Verfügbarkeitskenngrößen*. Nr. 4004. Düsseldorf: VDI, (1986).
- [VDI-95] VDI: *Neuronale Netze*. VDI Berichte 1184, VDI/VDE-Gesellschaft Mess- und Automatisierungstechnik. VDI, (1995).
- [VDI-96] VDI: *VDI-Richtlinie 3633: Simulation von Logistik-, Materialfluss und Produktionssystemen*. Nr. 3633. Düsseldorf: VDI, (1996).
- [WANK-93] WANKE, P.: *Modellgestützte Fehlerfrüherkennung am Hauptantrieb von Bearbeitungszentren*. Fortschritt-Berichte VDI Band 291. Düsseldorf: VDI, (1993).

- [WARD-96] EL WARDANY, T. et al.: *Tool condition monitoring in drilling using vibration signature analysis*. International Journal of Machine Tools and Manufacture 36 (1996) 6, S. 687–711.
- [WEBE-96] WEBER, H.: *Wissensbasierte Diagnose technischer Systeme mit konnektionistischen Modellen*. Dissertation, TU Berlin, Berlin, (1996).
- [WECK-77] WECK, M.; KLUMPERS, K.: *Stabilitätsanalyse zur Ermittlung des Ratterverhaltens spanender Bearbeitungsvorgänge und Erstellung eines Wertekataloges dynamischer Schnittkraftkoeffizienten*. VDW-Forschungsbericht. Frankfurt: VDW, (1977).
- [WECK-78] WECK, M.: *Adaptive Control bei Werkzeugmaschinen – AC-Sensoren und Regelungen für mehrere Bearbeitungsverfahren. Verfahren zur Erkennung von fremd- und selbsterregten Schwingungen, Erkennung der Annäherung des Werkzeugs an das Werkstück, Ermittlung von Fräseingriffswinkel und Unterschnitt*. VDW-Fortschrittsbericht Aachen. (1978).
- [WECK-91] WECK, B.: *Dehnungsmessstreifen-Sensoren überwachen Werkzeuge*. Werkstatt und Betrieb 124 (1991) 12, S. 955–959.
- [WECK-93] WECK, M.; FAUSER, M.: *Überwachung und Wiederanlauf von Bearbeitungsprozessen*. In: Pritschow, G. (Hrsg.), *Tendenzen in der NC-Steuerungstechnik*. München: Hanser, (1993), S. 129–145.
- [WECK-95] WECK, M.: *Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme Band 3.2*. Düsseldorf: VDI, (1995).
- [WECK-99] WECK, M.; KRÜGER, P.; BRECHER, CH.: *Grenzen für die Reglereinstellung bei elektrischen Lineardirektantrieben*. antriebstechnik 38 (1999) 3, S. 71–76.

- [WEIS-95] WEIS, W.: *Optical Tool Wear Measurement and Estimation of Tool Life Travel for Milling*, Forschungsberichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebstechnik der Universität Karlsruhe Band 61. (1995).
- [WELC-67] WELCH, P.D.: *The Use of Fast Fourier Transform for the Estimation of Power Spectra: A Method Based on Time Averaging Over Short, Modified Periodograms*. IEEE Transactions on Audio and Electroacoustic 15 (1967) 6, S. 70–73.
- [WERN-73] WERNTZE, G.: *Dynamische Schnittkraftkoeffizienten; Bestimmung mit Hilfe des Digitalrechners und Berücksichtigung im mathematischen Modell zur Stabilitätsanalyse*. Dissertation, RWTH Aachen, (1973).
- [WICK-82] WICK, A.: *Synchroner Drehstrom-Servoantrieb mit Transistor-Pulsumrichter*. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, (1982).
- [WISS-85] WISSBROCK, H.: *Untersuchungen zur Fugendämpfung zusammengesetzter Bauteile*. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 11 Nr. 68. Düsseldorf: VDI, (1985).
- [WÜNS-93] WÜNSCHE, TH.; HEINZL, J.: *Rückwirkungen bei Aktoren sensorisch nutzen*. F & M 101 (1993) 5, S. 179–182.
- [ZÄH-95] ZÄH, M. F.: *Dynamisches Prozessmodell Kreissägen*. iwB Forschungsberichte Band 79. Berlin: Springer, (1995).
- [ZELL-97] ZELLER, W.: *Ganzheitliche Optimierung lage geregelter Vorschubantriebe*. VDI-Z Special Antriebstechnik (1997) S. 52–56.
- [ZIRN-96] ZIRN, O.: *Beitrag zum Entwurf von Vorschubantrieben für die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung*. Dissertation ETH Zürich Nr. 11676, (1996).

iwb Forschungsberichte Band 1–121

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. J. Milberg und Prof. Dr.-Ing. G. Reinhart, Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften der Technischen Universität München

Band 1–121 erschienen im Springer Verlag, Berlin, Heidelberg und sind im Erscheinungsjahr und den folgenden drei Kalenderjahren erhältlich im Buchhandel oder durch Lange & Springer, Otto-Suhr-Allee 26–28, 10585 Berlin

- 1 *Streifinger, E.*
Beitrag zur Sicherung der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit moderner Fertigungsmittel
1986 · 72 Abb. · 167 Seiten · ISBN 3-540-16391-3
- 2 *Fuchsberger, A.*
Untersuchung der spanenden Bearbeitung von Knochen
1986 · 90 Abb. · 175 Seiten · ISBN 3-540-16392-1
- 3 *Maier, C.*
Montageautomatisierung am Beispiel des Schraubens mit Industrierobotern
1986 · 77 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-16393-X
- 4 *Summer, H.*
Modell zur Berechnung verzweigter Antriebsstrukturen
1986 · 74 Abb. · 197 Seiten · ISBN 3-540-16394-8
- 5 *Simon, W.*
Elektrische Vorschubantriebe an NC-Systemen
1986 · 141 Abb. · 198 Seiten · ISBN 3-540-16693-9
- 6 *Büchs, S.*
Analytische Untersuchungen zur Technologie der Kugelbearbeitung
1986 · 74 Abb. · 173 Seiten · ISBN 3-540-16694-7
- 7 *Hunzinger, I.*
Schneiderodierte Oberflächen
1986 · 79 Abb. · 162 Seiten · ISBN 3-540-16695-5
- 8 *Pilland, U.*
Echtzeit-Kollisionsschutz an NC-Drehmaschinen
1986 · 54 Abb. · 127 Seiten · ISBN 3-540-17274-2
- 9 *Barthelmeß, P.*
Montagegerechtes Konstruieren durch die Integration von Produkt- und Montageprozeßgestaltung
1987 · 70 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-18120-2
- 10 *Reikhofer, N.*
Nutzungssicherung von flexibel automatisierten Produktionsanlagen
1987 · 84 Abb. · 176 Seiten · ISBN 3-540-18440-6
- 11 *Diess, H.*
Rechnerunterstützte Entwicklung flexibel automatisierter Montageprozesse
1988 · 56 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-18799-5
- 12 *Reinhart, G.*
Flexible Automatisierung der Konstruktion und Fertigung elektrischer Leitungssätze
1988 · 112 Abb. · 197 Seiten · ISBN 3-540-19003-1
- 13 *Bürstner, H.*
Investitionsentscheidung in der rechnerintegrierten Produktion
1988 · 74 Abb. · 190 Seiten · ISBN 3-540-19099-6
- 14 *Groha, A.*
Universelles Zellenrechnerkonzept für flexible Fertigungssysteme
1988 · 74 Abb. · 153 Seiten · ISBN 3-540-19182-8
- 15 *Riese, K.*
Klipsmontage mit Industrierobotern
1988 · 92 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-19183-6
- 16 *Lutz, P.*
Leitsysteme für rechnerintegrierte Auftragsabwicklung
1988 · 44 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-19260-3
- 17 *Klippel, C.*
Mobiler Roboter im Materialfluß eines flexiblen Fertigungssystems
1988 · 86 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-50468-0
- 18 *Rascher, R.*
Experimentelle Untersuchungen zur Technologie der Kugelherstellung
1989 · 110 Abb. · 200 Seiten · ISBN 3-540-51301-9
- 19 *Heusler, H.-J.*
Rechnerunterstützte Planung flexibler Montagesysteme
1989 · 43 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-51723-5
- 20 *Kirchknopf, P.*
Ermittlung modaler Parameter aus Übertragungsfrequenzgängen
1989 · 57 Abb. · 157 Seiten · ISBN 3-540-51724-3
- 21 *Sauerer, Ch.*
Beitrag für ein Zerspanprozeßmodell Metallbandsägen
1990 · 89 Abb. · 166 Seiten · ISBN 3-540-51868-1
- 22 *Karstedt, K.*
Positionsbestimmung von Objekten in der Montage- und Fertigungsautomatisierung
1990 · 92 Abb. · 157 Seiten · ISBN 3-540-51879-7
- 23 *Peiker, St.*
Entwicklung eines integrierten NC-Planungssystems
1990 · 66 Abb. · 180 Seiten · ISBN 3-540-51880-0
- 24 *Schugmann, R.*
Nachgiebige Werkzeugaufhängungen für die automatische Montage
1990 · 71 Abb. · 155 Seiten · ISBN 3-540-52138-0
- 25 *Wirba, P.*
Simulation als Werkzeug in der Handhabungstechnik
1990 · 125 Abb. · 178 Seiten · ISBN 3-540-52231-X
- 26 *Eibelschäuser, P.*
Rechnerunterstützte experimentelle Modalanalyse mittels gestufter Sinusanregung
1990 · 79 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-52451-7
- 27 *Prasch, J.*
Computerunterstützte Planung von chirurgischen Eingriffen in der Orthopädie
1990 · 113 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-52543-2

- 28 *Teich, K.*
Prozeßkommunikation und Rechnerverbund in der Produktion
1990 · 52 Abb. · 158 Seiten · ISBN 3-540-52764-8
- 29 *Pfrang, W.*
Rechnergestützte und graphische Planung manueller und teilautomatisierter Arbeitsplätze
1990 · 59 Abb. · 153 Seiten · ISBN 3-540-52829-6
- 30 *Tauber, A.*
Modellbildung kinematischer Strukturen als Komponente der Montageplanung
1990 · 93 Abb. · 190 Seiten · ISBN 3-540-52911-X
- 31 *Jäger, A.*
Systematische Planung komplexer Produktionssysteme
1991 · 75 Abb. · 148 Seiten · ISBN 3-540-53021-5
- 32 *Hartberger, H.*
Wissensbasierte Simulation komplexer Produktionssysteme
1991 · 58 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-53326-5
- 33 *Tuczek, H.*
Inspektion von Karosseriepreßteilen auf Risse und Einschnürungen mittels Methoden der Bildverarbeitung
1992 · 125 Abb. · 179 Seiten · ISBN 3-540-53965-4
- 34 *Fischbacher, J.*
Planungsstrategien zur störungstechnischen Optimierung von Reinraum-Fertigungsgeräten
1991 · 60 Abb. · 166 Seiten · ISBN 3-540-54027-X
- 35 *Moser, O.*
3D-Echtzeitkollisionsschutz für Drehmaschinen
1991 · 66 Abb. · 177 Seiten · ISBN 3-540-54076-8
- 36 *Naber, H.*
Aufbau und Einsatz eines mobilen Roboters mit unabhängiger Lokomotions- und Manipulationskomponente
1991 · 85 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-54216-7
- 37 *Kupec, Th.*
Wissensbasiertes Leitsystem zur Steuerung flexibler Fertigungsanlagen
1991 · 68 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-54260-4
- 38 *Maulhardt, U.*
Dynamisches Verhalten von Kreissägen
1991 · 109 Abb. · 159 Seiten · ISBN 3-540-54365-1
- 39 *Götz, R.*
Strukturierte Planung flexibel automatisierter Montagesysteme für flächige Bauteile
1991 · 86 Abb. · 201 Seiten · ISBN 3-540-54401-1
- 40 *Koepfer, Th.*
3D-grafisch-interaktive Arbeitsplanung · ein Ansatz zur Aufhebung der Arbeitsteilung
1991 · 74 Abb. · 126 Seiten · ISBN 3-540-54436-4
- 41 *Schmidt, M.*
Konzeption und Einsatzplanung flexibel automatisierter Montagesysteme
1992 · 108 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-55025-9
- 42 *Burger, C.*
Produktionsregelung mit entscheidungsunterstützenden Informationssystemen
1992 · 94 Abb. · 186 Seiten · ISBN 3-540-55187-5
- 43 *Hoßmann, J.*
Methodik zur Planung der automatischen Montage von nicht formstabilen Bauteilen
1992 · 73 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-5520-0
- 44 *Petry, M.*
Systematik zur Entwicklung eines modularen Programmabkastens für robotergeführte Klebprozesse
1992 · 106 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-55374-6
- 45 *Schönecker, W.*
Integrierte Diagnose in Produktionszellen
1992 · 87 Abb. · 159 Seiten · ISBN 3-540-55375-4
- 46 *Bick, W.*
Systematische Planung hybrider Montagesysteme unter Berücksichtigung der Ermittlung des optimalen Automatisierungsgrades
1992 · 70 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-55377-0
- 47 *Gebauer, L.*
Prozeßuntersuchungen zur automatisierten Montage von optischen Linsen
1992 · 84 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-55378-9
- 48 *Schrüfer, N.*
Erstellung eines 3D-Simulationssystems zur Reduzierung von Rüstzeiten bei der NC-Bearbeitung
1992 · 103 Abb. · 161 Seiten · ISBN 3-540-55431-9
- 49 *Wisbacher, J.*
Methoden zur rationellen Automatisierung der Montage von Schnellbefestigungselementen
1992 · 77 Abb. · 176 Seiten · ISBN 3-540-55512-9
- 50 *Garnich, F.*
Laserbearbeitung mit Robotern
1992 · 110 Abb. · 184 Seiten · ISBN 3-540-55513-7
- 51 *Eubert, P.*
Digitale Zustandesregelung elektrischer Vorschubantriebe
1992 · 89 Abb. · 159 Seiten · ISBN 3-540-44441-2
- 52 *Glaas, W.*
Rechnerintegrierte Kabelsatzfertigung
1992 · 67 Abb. · 140 Seiten · ISBN 3-540-55749-0
- 53 *Helml, H.J.*
Ein Verfahren zur On-Line Fehlererkennung und Diagnose
1992 · 60 Abb. · 153 Seiten · ISBN 3-540-55750-4
- 54 *Lang, Ch.*
Wissensbasierte Unterstützung der Verfügbarkeitsplanung
1992 · 75 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-55751-2
- 55 *Schuster, G.*
Rechnergestütztes Planungssystem für die flexibel automatisierte Montage
1992 · 67 Abb. · 135 Seiten · ISBN 3-540-55830-6
- 56 *Bomm, H.*
Ein Ziel- und Kennzahlensystem zum Investitionscontrolling komplexer Produktionssysteme
1992 · 87 Abb. · 195 Seiten · ISBN 3-540-55964-7
- 57 *Wendt, A.*
Qualitätssicherung in flexibel automatisierten Montagesystemen
1992 · 74 Abb. · 179 Seiten · ISBN 3-540-56044-0
- 58 *Hansmaier, H.*
Rechnergestütztes Verfahren zur Geräuschminderung
1993 · 67 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-56053-2
- 59 *Dilling, U.*
Planung von Fertigungssystemen unterstützt durch Wirtschaftssimulationen
1993 · 72 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-56307-5

- 60 *Strohmayr, R.*
**Rechnergestützte Auswahl und Konfiguration von
Zubringeinrichtungen**
1993 · 80 Abb. · 152 Seiten · ISBN 3-540-56652-X
- 61 *Glas, J.*
**Standardisierter Aufbau anwendungsspezifischer
Zellenrechnersoftware**
1993 · 80 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-56890-5
- 62 *Stetter, R.*
**Rechnergestützte Simulationswerkzeuge zur
Effizienzsteigerung des Industrierobereinsatzes**
1994 · 91 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-56889-1
- 63 *Dirndorfer, A.*
Robotersysteme zur förderbandsynchronen Montage
1993 · 76 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-57031-4
- 64 *Wiedemann, M.*
**Simulation des Schwingungsverhaltens spanender
Werkzeugmaschinen**
1993 · 81 Abb. · 137 Seiten · ISBN 3-540-57177-9
- 65 *Woenckhaus, Ch.*
**Rechnergestütztes System zur automatisierten 3D-
Layoutoptimierung**
1994 · 81 Abb. · 140 Seiten · ISBN 3-540-57284-8
- 66 *Kummetsteiner, G.*
**3D-Bewegungssimulation als integratives Hilfsmittel zur
Planung manueller Montagesysteme**
1994 · 62 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-57535-9
- 67 *Kugelmann, F.*
**Einsatz nachgiebiger Elemente zur wirtschaftlichen
Automatisierung von Produktionssystemen**
1993 · 76 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-57549-9
- 68 *Schwarz, H.*
**Simulationsgestützte CAD/CAM-Kopplung für die 3D-
Laserbearbeitung mit integrierter Sensorik**
1994 · 96 Abb. · 148 Seiten · ISBN 3-540-57577-4
- 69 *Viethen, U.*
Systematik zum Prüfen in flexiblen Fertigungssystemen
1994 · 70 Abb. · 142 Seiten · ISBN 3-540-57794-7
- 70 *Seehuber, M.*
**Automatische Inbetriebnahme
geschwindigkeitsadaptiver Zustandsregler**
1994 · 72 Abb. · 155 Seiten · ISBN 3-540-57896-X
- 71 *Amann, W.*
**Eine Simulationsumgebung für Planung und Betrieb von
Produktionssystemen**
1994 · 71 Abb. · 129 Seiten · ISBN 3-540-57924-9
- 72 *Schöpf, M.*
**Rechnergestütztes Projektinformations- und
Koordinationssystem für das Fertigungsvorfeld**
1997 · 63 Abb. · 130 Seiten · ISBN 3-540-58052-2
- 73 *Welling, A.*
**Effizienter Einsatz bildgebender Sensoren zur
Flexibilisierung automatisierter Handhabungsvorgänge**
1994 · 66 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-580-0
- 74 *Zetlmayer, H.*
**Verfahren zur simulationsgestützten
Produktionsregelung in der Einzel- und
Kleinserienproduktion**
1994 · 62 Abb. · 143 Seiten · ISBN 3-540-58134-0
- 75 *Lindl, M.*
Auftragsleittechnik für Konstruktion und Arbeitsplanung
1994 · 66 Abb. · 147 Seiten · ISBN 3-540-58221-5
- 76 *Zipper, B.*
**Das integrierte Betriebsmittelwesen - Baustein einer
flexiblen Fertigung**
1994 · 64 Abb. · 147 Seiten · ISBN 3-540-58222-3
- 77 *Raith, P.*
**Programmierung und Simulation von Zellenabläufen in
der Arbeitsvorbereitung**
1995 · 51 Abb. · 130 Seiten · ISBN 3-540-58223-1
- 78 *Engel, A.*
**Strömungstechnische Optimierung von
Produktionssystemen durch Simulation**
1994 · 69 Abb. · 160 Seiten · ISBN 3-540-58258-4
- 79 *Zäh, M. F.*
Dynamisches Prozeßmodell Kreissägen
1995 · 95 Abb. · 186 Seiten · ISBN 3-540-58624-5
- 80 *Zwanzer, N.*
**Technologisches Prozeßmodell für die
Kugelschleifbearbeitung**
1995 · 65 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-58663-2
- 81 *Romanow, P.*
**Konstruktionsbegleitende Kalkulation von
Werkzeugmaschinen**
1995 · 66 Abb. · 151 Seiten · ISBN 3-540-58771-3
- 82 *Kahlenberg, R.*
**Integrierte Qualitätssicherung in flexiblen
Fertigungszellen**
1995 · 71 Abb. · 136 Seiten · ISBN 3-540-58772-1
- 83 *Huber, A.*
**Arbeitsfolgenplanung mehrstufiger Prozesse in der
Hartbearbeitung**
1995 · 87 Abb. · 152 Seiten · ISBN 3-540-58773-X
- 84 *Birkel, G.*
**Aufwandsminimierter Wissenserwerb für die Diagnose in
flexiblen Produktionszellen**
1995 · 64 Abb. · 137 Seiten · ISBN 3-540-58869-8
- 85 *Simon, D.*
**Fertigungsregelung durch zielgrößenorientierte Planung
und logistisches Störungsmanagement**
1995 · 77 Abb. · 132 Seiten · ISBN 3-540-58942-2
- 86 *Nedeljkovic-Groha, V.*
**Systematische Planung anwendungsspezifischer
Materialflußsteuerungen**
1995 · 94 Abb. · 188 Seiten · ISBN 3-540-58953-8
- 87 *Rockland, M.*
**Flexibilisierung der automatischen Teilbereitstellung in
Montageanlagen**
1995 · 83 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-58999-6
- 88 *Linner, St.*
Konzept einer integrierten Produktentwicklung
1995 · 67 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-59016-1
- 89 *Eder, Th.*
**Integrierte Planung von Informationssystemen für
rechnergestützte Produktionssysteme**
1995 · 62 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-59084-6
- 90 *Deutsche, U.*
**Prozeßorientierte Organisation der Auftragsentwicklung
in mittelständischen Unternehmen**
1995 · 80 Abb. · 188 Seiten · ISBN 3-540-59337-3
- 91 *Dieterle, A.*
Recyclingintegrierte Produktentwicklung
1995 · 68 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-60120-1

- 92 *Hechl, Chr.*
Personalorientierte Montageplanung für komplexe und variantenreiche Produkte
1995 · 73 Abb. · 158 Seiten · ISBN 3-540-60325-5
- 93 *Albertz, F.*
Dynamikgerechter Entwurf von Werkzeugmaschinen · Gestellstrukturen
1995 · 83 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-60608-8
- 94 *Trunzer, W.*
Strategien zur On-Line Bahnplanung bei Robotern mit 3D-Konturfolgesensoren
1996 · 101 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-60961-X
- 95 *Fichtmüller, N.*
Rationalisierung durch flexible, hybride Montagesysteme
1996 · 83 Abb. · 145 Seiten · ISBN 3-540-60960-1
- 96 *Trucks, V.*
Rechnergestützte Beurteilung von Getriebestrukturen in Werkzeugmaschinen
1996 · 64 Abb. · 141 Seiten · ISBN 3-540-60599-8
- 97 *Schäffer, G.*
Systematische Integration adaptiver Produktionssysteme
1996 · 71 Abb. · 170 Seiten · ISBN 3-540-60958-X
- 98 *Koch, M. R.*
Autonome Fertigungszellen · Gestaltung, Steuerung und integrierte Störungsbehandlung
1996 · 67 Abb. · 138 Seiten · ISBN 3-540-61104-5
- 99 *Moctezuma de la Barrera, J.L.*
Ein durchgängiges System zur computer- und rechnergestützten Chirurgie
1996 · 99 Abb. · 175 Seiten · ISBN 3-540-61145-2
- 100 *Geuer, A.*
Einsatzpotential des Rapid Prototyping in der Produktentwicklung
1996 · 84 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-61495-8
- 101 *Ebner, C.*
Ganzheitliches Verfügbarkeits- und Qualitätsmanagement unter Verwendung von Felddaten
1996 · 67 Abb. · 132 Seiten · ISBN 3-540-61678-0
- 102 *Pischelsrieder, K.*
Steuerung autonomer mobiler Roboter in der Produktion
1996 · 74 Abb. · 171 Seiten · ISBN 3-540-61714-0
- 103 *Köhler, R.*
Disposition und Materialbereitstellung bei komplexen variantenreichen Kleinprodukten
1997 · 62 Abb. · 177 Seiten · ISBN 3-540-62024-9
- 104 *Feldmann, Ch.*
Eine Methode für die integrierte rechnergestützte Montageplanung
1997 · 71 Abb. · 163 Seiten · ISBN 3-540-62059-1
- 105 *Lehmann, H.*
Integrierte Materialfluß- und Layoutplanung durch Kopplung von CAD- und Ablaufsimulationssystem
1997 · 96 Abb. · 191 Seiten · ISBN 3-540-62202-0
- 106 *Wagner, M.*
Steuerungintegrierte Fehlerbehandlung für maschinennahe Abläufe
1997 · 94 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-62656-5
- 107 *Lorenzen, J.*
Simulationsgestützte Kostenanalyse in produktorientierten Fertigungsstrukturen
1997 · 63 Abb. · 129 Seiten · ISBN 3-540-62794-4
- 108 *Kräner, U.*
Systematik für die rechnergestützte Ähnlichkeitsuche und Standardisierung
1997 · 53 Abb. · 127 Seiten · ISBN 3-540-63338-3
- 109 *Pfersdorf, I.*
Entwicklung eines systematischen Vorgehens zur Organisation des industriellen Service
1997 · 74 Abb. · 172 Seiten · ISBN 3-540-63615-3
- 110 *Kuba, R.*
Informations- und kommunikationstechnische Integration von Menschen in der Produktion
1997 · 77 Abb. · 155 Seiten · ISBN 3-540-63642-0
- 111 *Kaiser, J.*
Vernetztes Gestalten von Produkt und Produktionsprozeß mit Produktmodellen
1997 · 67 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-63999-3
- 112 *Geyer, M.*
Flexibles Planungssystem zur Berücksichtigung ergonomischer Aspekte bei der Produkt- und Arbeitssystemgestaltung
1997 · 85 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-64195-5
- 113 *Martin, C.*
Produktionsregelung · ein modularer, modellbasierter Ansatz
1998 · 73 Abb. · 162 Seiten · ISBN 3-540-64401-6
- 114 *Löffler, Th.*
Akustische Überwachung automatisierter Fügeprozesse
1998 · 85 Abb. · 136 Seiten · ISBN 3-540-64511-X
- 115 *Lindnermaier, R.*
Qualitätsorientierte Entwicklung von Montagesystemen
1998 · 84 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-64686-8
- 116 *Koehrer, J.*
Prozeßorientierte Teamstrukturen in Betrieben mit Großserienfertigung
1998 · 75 Abb. · 185 Seiten · ISBN 3-540-65037-7
- 117 *Schuller, R. W.*
Leitfaden zum automatisierten Auftrag von hochviskosen Dichtmassen
1999 · 76 Abb. · 162 Seiten · ISBN 3-540-65320-1
- 118 *Debuschewitz, M.*
Integrierte Methodik und Werkzeuge zur herstellungsorientierten Produktentwicklung
1999 · 104 Abb. · 169 Seiten · ISBN 3-540-65350-3
- 119 *Bauer, L.*
Strategien zur rechnergestützten Offline-Programmierung von 3D-Laseranlagen
1999 · 98 Abb. · 145 Seiten · ISBN 3-540-65382-1
- 120 *Pfob, E.*
Modellgestützte Arbeitsplanung bei Fertigungsmaschinen
1999 · 69 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-65525-5
- 121 *Spitznagel, J.*
Erfahrungsgeleitete Planung von Laseranlagen
1999 · 63 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-65896-3

Seminarberichte iwb

herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart, Institut für Werkzeugmaschinen
und Betriebswissenschaften der Technischen Universität München

Seminarberichte iwb sind erhältlich im Buchhandel oder beim
Herbert Utz Verlag, München, Fax 089-277791-01, utz@utzverlag.com

- 1 **Innovative Montagesysteme - Anlagengestaltung, -bewertung und -überwachung**
115 Seiten · ISBN 3-931327-01-9
- 2 **Integriertes Produktmodell - Von der Idee zum fertigen Produkt**
82 Seiten · ISBN 3-931327-02-7
- 3 **Konstruktion von Werkzeugmaschinen - Berechnung, Simulation und Optimierung**
110 Seiten · ISBN 3-931327-03-5
- 4 **Simulation - Einsatzmöglichkeiten und Erfahrungsberichte**
134 Seiten · ISBN 3-931327-04-3
- 5 **Optimierung der Kooperation in der Produktentwicklung**
95 Seiten · ISBN 3-931327-05-1
- 6 **Materialbearbeitung mit Laser - von der Planung zur Anwendung**
86 Seiten · ISBN 3-931327-76-0
- 7 **Dynamisches Verhalten von Werkzeugmaschinen**
80 Seiten · ISBN 3-931327-77-9
- 8 **Qualitätsmanagement - der Weg ist das Ziel**
130 Seiten · ISBN 3-931327-78-7
- 9 **Installationstechnik an Werkzeugmaschinen - Analysen und Konzepte**
120 Seiten · ISBN 3-931327-79-5
- 10 **3D-Simulation - Schneller, sicherer und kostengünstiger zum Ziel**
90 Seiten · ISBN 3-931327-10-8
- 11 **Unternehmensorganisation - Schlüssel für eine effiziente Produktion**
110 Seiten · ISBN 3-931327-11-6
- 12 **Autonome Produktionssysteme**
100 Seiten · ISBN 3-931327-12-4
- 13 **Planung von Montageanlagen**
130 Seiten · ISBN 3-931327-13-2
- 15 **Flexible fluide Kleb/Dichtstoffe - Dosierung und Prozeßgestaltung**
80 Seiten · ISBN 3-931327-15-9
- 16 **Time to Market - Von der Idee zum Produktionsstart**
80 Seiten · ISBN 3-931327-16-7
- 17 **Industriekeramik in Forschung und Praxis - Probleme, Analysen und Lösungen**
80 Seiten · ISBN 3-931327-17-5
- 18 **Das Unternehmen im Internet - Chancen für produzierende Unternehmen**
165 Seiten · ISBN 3-931327-18-3
- 19 **Leittechnik und Informationslogistik - mehr Transparenz in der Fertigung**
85 Seiten · ISBN 3-931327-19-1
- 20 **Dezentrale Steuerungen in Produktionsanlagen - Plug & Play - Vereinfachung von Entwicklung und Inbetriebnahme**
105 Seiten · ISBN 3-931327-20-5
- 21 **Rapid Prototyping - Rapid Tooling - Schnell zu funktionalen Prototypen**
95 Seiten · ISBN 3-931327-21-3
- 22 **Mikrotechnik für die Produktion - Greifbare Produkte und Anwendungspotentiale**
95 Seiten · ISBN 3-931327-22-1
- 24 **EDM Engineering Data Management**
195 Seiten · ISBN 3-931327-24-8
- 25 **Rationelle Nutzung der Simulationstechnik - Entwicklungstrends und Praxisbeispiele**
152 Seiten · ISBN 3-931327-25-6
- 26 **Alternative Dichtungssysteme - Konzepte zur Dichtungsmontage und zum Dichtmittelauftrag**
110 Seiten · ISBN 3-931327-26-4
- 27 **Rapid Prototyping - Mit neuen Technologien schnell vom Entwurf zum Serienprodukt**
111 Seiten · ISBN 3-931327-27-2
- 28 **Rapid Tooling - Mit neuen Technologien schnell vom Entwurf zum Serienprodukt**
154 Seiten · ISBN 3-931327-28-0
- 29 **Installationstechnik an Werkzeugmaschinen - Abschlußseminar**
156 Seiten · ISBN 3-931327-29-9
- 31 **Engineering Data Management (EDM) - Erfahrungsberichte und Trends**
183 Seiten · ISBN 3-931327-31-0
- 33 **3D-CAD - Mehr als nur eine dritte Dimension**
181 Seiten · ISBN 3-931327-33-7
- 34 **Laser in der Produktion - Technologische Randbedingungen für den wirtschaftlichen Einsatz**
102 Seiten · ISBN 3-931327-34-5
- 35 **Ablaufsimulation - Anlagen effizient und sicher planen und betreiben**
129 Seiten · ISBN 3-931327-35-3
- 36 **Moderne Methoden zur Montageplanung - Schlüssel für eine effiziente Produktion**
124 Seiten · ISBN 3-931327-36-1
- 37 **Wettbewerbsfaktor Verfügbarkeit - Produktivitätssteigerung durch technische und organisatorische Ansätze**
95 Seiten · ISBN 3-931327-37-X
- 38 **Rapid Prototyping - Effizienter Einsatz von Modellen in der Produktentwicklung**
128 Seiten · ISBN 3-931327-38-8
- 39 **Rapid Tooling - Neue Strategien für den Werkzeug- und Formenbau**
130 Seiten · ISBN 3-931327-39-6
- 40 **Erfolgreich kooperieren in der produzierenden Industrie - Flexibler und schneller mit modernen Kooperationen**
160 Seiten · ISBN 3-931327-40-X
- 41 **Innovative Entwicklung von Produktionsmaschinen**
146 Seiten · ISBN 3-89675-041-0
- 42 **Stückzahlflexible Montagesysteme**
139 Seiten · ISBN 3-89675-042-9
- 43 **Produktivität und Verfügbarkeit - ...durch Kooperation steigern**
120 Seiten · ISBN 3-89675-043-7
- 44 **Automatisierte Mikromontage - Handhaben und Positionieren von Mikroteilen**
125 Seiten · ISBN 3-89675-044-5
- 45 **Produzieren in Netzwerken - Lösungsansätze, Methoden, Praxisbeispiele**
173 Seiten · ISBN 3-89675-045-3
- 46 **Virtuelle Produktion - Ablaufsimulation**
108 Seiten · ISBN 3-89675-046-1
- 47 **Virtuelle Produktion - Prozeß- und Produktsimulation**
131 Seiten · ISBN 3-89675-047-X
- 48 **Sicherheitstechnik an Werkzeugmaschinen**
106 Seiten · ISBN 3-89675-048-8
- 49 **Rapid Prototyping - Methoden für die reaktionsfähige Produktentwicklung**
150 Seiten · ISBN 3-89675-049-6

- 50 **Rapid Manufacturing · Methoden für die reaktionsfähige Produktion**
121 Seiten · ISBN 3-89675-050-X
- 51 **Flexibles Kleben und Dichten · Produkt- & Prozeßgestaltung,
Mischverbindungen, Qualitätskontrolle**
137 Seiten · ISBN 3-89675-051-8
- 52 **Rapid Manufacturing · Schnelle Herstellung von Klein-
und Prototypenserien**
124 Seiten · ISBN 3-89675-052-6
- 53 **Mischverbindungen · Werkstoffauswahl, Verfahrensauswahl,
Umsetzung**
107 Seiten · ISBN 3-89675-054-2
- 54 **Virtuelle Produktion · Integrierte Prozess- und Produktsimulation**
133 Seiten · ISBN 3-89675-054-2
- 55 **e-Business in der Produktion · Organisationskonzepte, IT-Lösungen,
Praxisbeispiele**
150 Seiten · ISBN 3-89675-055-0

Forschungsberichte iwb

herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart, Institut für Werkzeugmaschinen
und Betriebswissenschaften der Technischen Universität München

Forschungsberichte iwb ab Band 122 sind erhältlich im Buchhandel oder beim
Herbert Utz Verlag, München, Fax 089-277791-01, utz@utzverlag.com

- 122 Schneider, Burghard
Prozesskettenorientierte Bereitstellung nicht formstabiler Bauteile
1999 · 183 Seiten · 98 Abb. · 14 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-559-5
- 123 Goldstein, Bernd
Modellgestützte Geschäftsprozessgestaltung in der Produktentwicklung
1999 · 170 Seiten · 65 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-546-3
- 124 Mäßmer, Helmut E.
Methoden zur simulationsbasierten Regelung zeitvarianter Produktionssysteme
1999 · 164 Seiten · 67 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-585-4
- 125 Gräser, Ralf-Gunter
Ein Verfahren zur Kompensation temperaturinduzierter Verformungen an Industrierobotern
1999 · 167 Seiten · 63 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-603-6
- 126 Trossin, Hans-Jürgen
Nutzung der Ähnlichkeitstheorie zur Modellbildung in der Produktionstechnik
1999 · 162 Seiten · 75 Abb. · 11 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-614-1
- 127 Kugelmann, Doris
Aufgabenorientierte Offline-Programmierung von Industrierobotern
1999 · 168 Seiten · 68 Abb. · 2 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-615-X
- 128 Diesch, Rolf
Steigerung der organisatorischen Verfügbarkeit von Fertigungszellen
1999 · 160 Seiten · 69 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-618-4
- 129 Lulay, Werner E.
Hybrid-hierarchische Simulationsmodelle zur Koordination teilautonomer Produktionsstrukturen
1999 · 182 Seiten · 51 Abb. · 14 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-620-6
- 130 Murr, Otto
Adaptive Planung und Steuerung von integrierten Entwicklungs- und Planungsprozessen
1999 · 178 Seiten · 85 Abb. · 3 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-636-2
- 131 Macht, Michael
Ein Vorgehensmodell für den Einsatz von Rapid Prototyping
1999 · 170 Seiten · 87 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-638-9
- 132 Mehler, Bruno H.
Aufbau virtueller Fabriken aus dezentralen Partnerverbänden
1999 · 152 Seiten · 44 Abb. · 27 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-645-1
- 133 Heitmann, Knut
Sichere Prognosen für die Produktionsoptimierung mittels stochastischer Modelle
1999 · 146 Seiten · 60 Abb. · 13 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-675-3
- 134 Blessing, Stefan
Gestaltung der Materialflußsteuerung in dynamischen Produktionsstrukturen
1999 · 160 Seiten · 67 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-690-7
- 135 Abay, Can
Numerische Optimierung multivariater mehrstufiger Prozesse am Beispiel der Hartbearbeitung von Industriekeramik
2000 · 159 Seiten · 46 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-697-4

- 136 Brandner, Stefan
Integriertes Produktdaten- und Prozeßmanagement in virtuellen Fabriken
 2000 · 172 Seiten · 61 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-715-6
- 137 Hirschberg, Arnd G.
Verbindung der Produkt- und Funktionsorientierung in der Fertigung
 2000 · 165 Seiten · 49 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-729-6
- 138 Reek, Alexandra
Strategien zur Fokuspositionierung beim Laserstrahlschweißen
 2000 · 193 Seiten · 103 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-730-X
- 139 Sabbah, Khalid-Alexander
Methodische Entwicklung störungstoleranter Steuerungen
 2000 · 148 Seiten · 75 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-739-3
- 140 Schliffenbacher, Klaus U.
Konfiguration virtueller Wertschöpfungsketten in dynamischen, heterarchischen Kompetenznetzwerken
 2000 · 187 Seiten · 70 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-754-7
- 141 Sprengel, Andreas
Integrierte Kostenkalkulationsverfahren für die Werkzeugmaschinenentwicklung
 2000 · 144 Seiten · 55 Abb. · 6 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-757-1
- 142 Gallasch, Andreas
Informationstechnische Architektur zur Unterstützung des Wandels in der Produktion
 2000 · 150 Seiten · 69 Abb. · 6 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-781-4
- 143 Cuiper, Ralf
Durchgängige rechnergestützte Planung und Steuerung von automatisierten Montagevorgängen
 2000 · 168 Seiten · 75 Abb. · 3 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-783-0 · lieferbar ab ca. 02/01
- 144 Schneider, Christian
Strukturmechanische Berechnungen in der Werkzeugmaschinenkonstruktion
 2000 · 180 Seiten · 66 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-789-X
- 145 Jonas, Christian
Konzept einer durchgängigen, rechnergestützten Planung von Montageanlagen
 2000 · 183 Seiten · 82 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-870-5
- 146 Willnecker, Ulrich
Gestaltung und Planung leistungsorientierter manueller Fließmontagen
 2001 · 175 Seiten · 67 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-891-8
- 147 Lehner, Christof
Beschreibung des Nd:Yag-Laserstrahlschweißprozesses von Magnesiumdruckguss
 2001 · 205 Seiten · 94 Abb. · 24 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0004-X
 lieferbar ab ca. 05/01
- 148 Rick, Frank
Simulationsgestützte Gestaltung von Produkt und Prozess am Beispiel Laserstrahlschweißen
 2001 · 145 Seiten · 57 Abb. · 2 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0008-2
 lieferbar ab ca. 08/01
- 149 Höhn, Michael
Sensorgeführte Montage hybrider Mikrosysteme
 2001 · 171 Seiten · 74 Abb. · 7 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0012-0
 lieferbar ab ca. 08/01
- 150 Böhl, Jörn
Wissensmanagement im Klein- und mittelständischen Unternehmen der Einzel- und Kleinserienfertigung
 2001 · 179 Seiten · 88 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0020-1
 lieferbar ab ca. 08/01
- 151 Bürgel, Robert
Prozessanalyse an spanenden Werkzeugmaschinen mit digital geregelten Antrieben
 2001 · 185 Seiten · 60 Abb. · 10 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0021-X