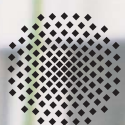


STEFANIE APPRICH

---

# Untersuchung des posesabhängigen dynamischen Strukturverhaltens großer Werkzeugmaschinen



**Herausgeber:**

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

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Kai Peter Birke

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Marco Huber

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Oliver Riedel

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dipl.-Kfm. Alexander Sauer

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

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

**Stefanie Apprich**

**Untersuchung des posesabhängigen  
dynamischen Strukturverhaltens großer  
Werkzeugmaschinen**

**Kontaktadresse:**

Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA, Stuttgart  
Nobelstraße 12, 70569 Stuttgart  
Telefon 07 11/9 70-11 01  
info@ipa.fraunhofer.de; www.ipa.fraunhofer.de

**STUTTARTER BEITRÄGE ZUR PRODUKTIONSFORSCHUNG**

Herausgeber:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Bauernhansl<sup>1,2</sup>

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Kai Peter Birke<sup>1,4</sup>

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Marco Huber<sup>1,2</sup>

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Oliver Riedel<sup>3</sup>

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dipl.-Kfm. Alexander Sauer<sup>1,5</sup>

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Alexander Verl<sup>3</sup>

Univ.-Prof. a. D. Dr.-Ing. Prof. E.h. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c. mult. Engelbert Westkämper<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup>Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA, Stuttgart

<sup>2</sup>Institut für Industrielle Fertigung und Fabrikbetrieb (IFF) der Universität Stuttgart

<sup>3</sup>Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen (ISW) der Universität Stuttgart

<sup>4</sup>Institut für Photovoltaik (IPV) der Universität Stuttgart

<sup>5</sup>Institut für Energieeffizienz in der Produktion (EEP) der Universität Stuttgart

Titelbild: © Stefanie Apprich

**Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über [www.dnb.de](http://www.dnb.de) abrufbar.

ISSN: 2195-2892

ISBN (Print): 978-3-8396-1453-2

**D 93**

Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2018

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

© by **FRAUNHOFER VERLAG**, 2019

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau IRB

Postfach 80 04 69, 70504 Stuttgart

Nobelstraße 12, 70569 Stuttgart

Telefon 07 11 9 70-25 00

Telefax 07 11 9 70-25 08

E-Mail [verlag@fraunhofer.de](mailto:verlag@fraunhofer.de)

URL <http://verlag.fraunhofer.de>

Alle Rechte vorbehalten

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

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

**Untersuchung des poseabhängigen dynamischen Strukturverhaltens großer  
Werkzeugmaschinen**

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik  
der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde einer  
Doktor-Ingenieurin (Dr.-Ing.)  
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Stefanie Apprich**

aus Aalen

Hauptberichter:	PD Dr.-Ing. Andreas Pott
Mitberichter:	Prof. Dr.-Ing. Hans-Christian Möhring
Mitberichter:	Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. mult. Alexander Verl

Tag der mündlichen Prüfung: 11.09.2018

Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen  
und Fertigungseinrichtungen der Universität Stuttgart



*Für meine Eltern*



---

## **Vorwort**

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin am Institut der Steuerungstechnik für Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen (ISW) der Universität Stuttgart.

Mein herzlicher Dank gilt Herrn PD Dr.-Ing. Andreas Pott für die wissenschaftliche und auch persönliche Betreuung der Arbeit sowie für die Übernahme des Hauptberichts. Die Diskussionen mit ihm, seine Anregungen und Motivation sowie sein Ansporn haben zum Gelingen dieser Arbeit wesentlich beigetragen. Mit seiner Begeisterung für die Wissenschaft und das Fach ist er ein Vorbild.

Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Hans-Christian Möhring, Institutsleiter des Instituts für Werkzeugmaschinen (IfW) der Universität Stuttgart, herzlich für das Interesse an meiner Arbeit und der damit verbundenen Übernahme des Mitberichts.

Darüber hinaus gilt mein besonderer Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. mult. Alexander Verl, zum einen für die Übernahme des zweiten Mitberichts, viel mehr jedoch für das Vertrauen in meine Arbeit am Institut, die Freiheiten in der Umsetzung mir übertragender Aufgaben sowie für die sehr angenehme Zusammenarbeit.

Prof. Kaan Erkorkmaz bin ich für den Forschungsaufenthalt im Precision Controls Laboratory zutiefst dankbar. Die fachlichen Diskussionen sowie die Begeisterung und Leidenschaft, mit welcher er seiner Arbeit nachgeht und seine Forschungsgruppe leitet, haben mich zutiefst beeindruckt, motiviert und inspiriert. Ich hoffe, dass ich diese Erfahrungen durch mein eigenes Handeln weitergeben kann.

Das ISW ist ein ganz besonderes Umfeld, welches mich in den unterschiedlichsten Bereichen geprägt und gelehrt hat. Darum gilt ein riesiges Dankeschön natürlich der gesamten ISW-Familie – allen Mitarbeitern des Instituts, die mich während meiner wissenschaftlichen Tätigkeit begleitet und unterstützt haben. Neben den wissenschaftlichen Mitarbeitern, Studierenden und Professoren sind das vor allem auch die Mitarbeiter der mechanischen und elektrischen Werkstätten, die mir jederzeit bei der Umsetzung meiner

diversen Versuchsstände und Projekte geholfen haben. Dazu zählen ebenso die MitarbeiterInnen der Verwaltung und des technischen Büros, die es einem durch ihre unermüdliche Arbeit im Hintergrund ermöglichen den Fokus auf Wissenschaft und Technik zu halten.

Weiterhin danke ich ausdrücklich meinen ehemaligen Kollegen der Gruppe „Mechatronische Systeme“, namentlich Jens Friedrich, Daniel Coupek, Christoph Batke, Tim Engelberth, Philipp Tempel und Frederik Wulle für die konstruktive Zusammenarbeit, für die Motivation, mit welcher jeder Einzelne jeden Tag an die Arbeit geht, für die Hilfsbereitschaft, das Vertrauen, die unzähligen fachlichen und nichtfachlichen Diskussionen – für die Freundschaft. Aus dieser Gruppe heraus gebührt Herrn Frederik Wulle noch ein besonderer Dank. Er hat während seiner studentischen Laufbahn mit kreativen Ideen, viel Fleiß und vor allem Zeit bei der praktischen Arbeit am Versuchsstand immens zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen – Danke dafür.

Schließlich möchte ich mich von ganzem Herzen bei Jan Schlechtendahl für den Ansporn und die Zusprache, das Verständnis für viele entgangene gemeinsame Stunden, am meisten jedoch für seine Stärke und seinen Rückhalt während der letzten Jahre bedanken.

Abschließend gilt mein größter Dank meinen Eltern Gerti und Gebhard Apprich. Sie gaben mir die Freiheit meinen Lebensweg nach meinen eigenen Vorstellungen zu gestalten, unterstützten mich dabei jedoch immerwährend, bedingungslos und auch unter eigenem Verzicht. Ihnen sei diese Arbeit in tiefer Verbundenheit und Dankbarkeit gewidmet.

Stefanie Apprich

---

## Abstract

The production with large lightweight machine tools faces the challenge of low inherent stiffness of machine tool structures. This causes low structural as well as position-dependent eigenfrequencies. Furthermore, the machining process and disturbances have a strong influence on the dynamic behavior of the machine tool structure and the tool itself. Machine tool models created during the design phase give a good prediction of the dynamics of the physical machine. Nevertheless, they are not precise enough to be used for control or diagnosis of the physical machine, especially if their dynamics are position-dependent. The model validation and the parameter adjustment over the whole working space are very time- and cost-consuming. However, having an exact model enables e.g. machining with maximum velocity and jerk, time optimal trajectory generation and machine tool diagnosis.

The goal of this thesis is the automated online identification and modelling of the position-dependent dynamics of machine tool structures during the use of the physical machine tool. Therefore, the parameters of a parametric machine tool model are adjusted online by using acceleration as well as control-internal signals. This method is validated using a laboratory prototype of a lightweight machine tool structure with travelling column kinematics. The dynamics of the laboratory prototype vary depending on the vertical position of the ram.

For describing the relevant eigenmodes of the laboratory prototype but keeping the elastic degrees of freedom (dof) at a minimum, an approach with two rigid bodies for the general machine model is used. The elasticity of the real travelling column is modelled by a simple finite segment approach using one rigid mass and a spring and a damper for each dof. To describe the actual dynamic behavior of the laboratory prototype, the model parameters for the springs and dampers have to be identified online regarding the current dynamic machine tool behavior.

The model parameters are identified online with mainly recursive least squares (RLS) estimators. Experiments show that the model parameters quickly converge to a stable state after impulse excitation of the laboratory prototype with fixed axes. The parametrized model represents the measured dynamic behavior of the laboratory prototype in a frequency range up to 30 Hz. It has been validated on the laboratory test stand by means of vibration-free trajectory planning using input shaping and the identified model. Residual vibrations could be suppressed by 90 %, compared to the originally expected vibrations. For moving axes the estimated parameters consistently change according to the movement of the axes. Figure I summarizes the solution process and the work conducted within this thesis.

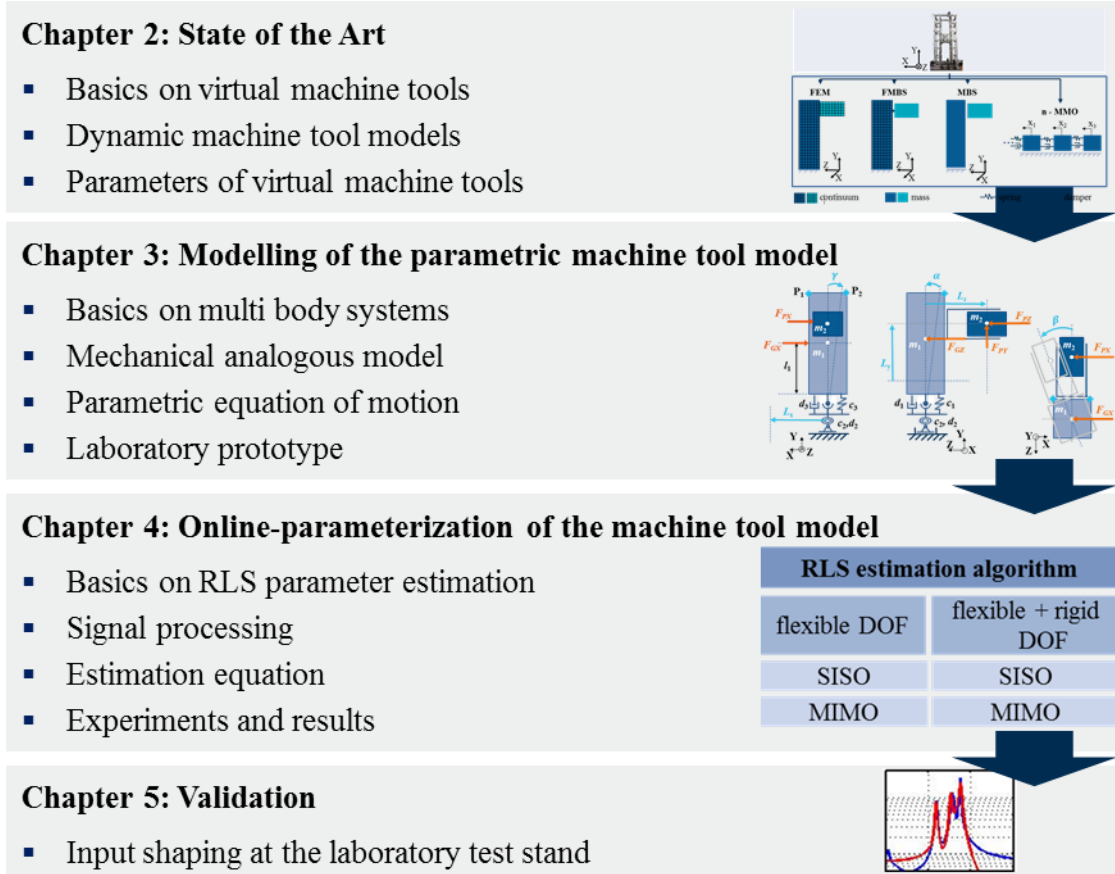


Figure I: Methodology and solution process.

---

## **Inhaltsverzeichnis**

<b>Vorwort</b>	<b>V</b>
<b>Abstract</b>	<b>VII</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>IX</b>
<b>Abkürzungen</b>	<b>XII</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>XIII</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>XVI</b>
<b>Symbole</b>	<b>XVIII</b>
<b>Regeln zur Notation in mathematischen Gleichungen</b>	<b>XXII</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik</b>	<b>4</b>
2.1 Virtuelle Werkzeugmaschinen.....	5
2.1.1 Grundlagen .....	5
2.1.2 Modellierung und Simulation der Werkzeugmaschinenstruktur .....	9
2.1.3 Posenabhängige Simulation virtueller Werkzeugmaschinen.....	19
2.1.4 Regelung in virtuellen Werkzeugmaschinen .....	33
2.1.5 Bearbeitungsprozess in virtuellen Werkzeugmaschinen .....	34
2.2 Parameter für Werkzeugmaschinenmodelle .....	38

2.2.1	Klassifikation von Modellparametern .....	39
2.2.2	Identifikation.....	40
2.3	Defizite und Handlungsbedarf .....	49
2.4	Lösungsansatz und Vorgehensweise .....	53
2.5	Aufbau der Arbeit .....	55
<b>3</b>	<b>Modellierung des parametrischen Strukturmodells einer Fahr- ständerkinematik</b>	<b>58</b>
3.1	Ableitung der Struktur des parametrischen Maschinenmodells .....	59
3.2	Modellierung starrer Mehrkörpermodelle in Baumstruktur .....	62
3.3	Mechanisches Ersatzmodell und Herleitung der parametrischen Bewegungsgleichungen für eine Fahrständerstruktur.....	64
3.3.1	Mechanisches Ersatzmodell.....	65
3.3.2	Bewegungsgleichung.....	67
3.3.3	Linearisierung der Bewegungsgleichung .....	70
3.3.4	Systemtheoretische Untersuchung des Modells .....	74
3.4	Laborprototyp einer Leichtbaufahrständermaschine zur Verifikation des Lösungsansatzes .....	77
3.4.1	Aufbau des Laborprototyps .....	77
3.4.2	Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse am Laborprototyp .....	79
<b>4</b>	<b>Online-Identifikation des parametrischen Strukturmodells einer Fahrständerkinematik</b>	<b>83</b>
4.1	Grundlagen der Rekursiven Least Squares Parameter-identifikation.....	84
4.2	Grundlagen der Online RLS-Parameteridentifikation für das posenabhängige, parametrische Fahrständermodell .....	91
4.2.1	Ableitung der Schätzgleichung aus der Bewegungsgleichung.....	92
4.2.2	Signalaufbereitung.....	99
4.2.3	Prüfung der Ein- und Ausgangssignale .....	101
4.2.4	Durchführung der Online-Parameteridentifikation.....	108

4.3	Verifikation der Online-Parameteridentifikation am Laborprototyp einer Leichtbaufahrständermaschine.....	113
4.3.1	Ergebnisse bei stehender Achse.....	114
4.3.2	Ergebnisse bei fahrender Achse.....	125
4.3.3	Bewertung der Ergebnisse .....	129
4.3.4	Weitere Einflussfaktoren .....	133
<b>5</b>	<b>Validierung des parametrisierten Strukturmodells</b>	<b>139</b>
5.1	Posenabhängige Trajektorienplanung am Leichtbaudemonstrator .....	140
5.2	Bewertung des Gesamtansatzes .....	148
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>152</b>
<b>A.</b>	<b>Anhang – Annahme von Modellparametern für die Simulation</b>	<b>155</b>
<b>B.</b>	<b>Anhang – Technische Daten des Versuchsstands und des eingesetzten Messequipments</b>	<b>156</b>
<b>C.</b>	<b>Anhang – Satz zur Matrizeninversion</b>	<b>160</b>
	<b>Lebenslauf</b>	<b>161</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>162</b>

---

## **Abkürzungen**

CACE	Computer-Aided Control Engineering
DBS	Digital Block Simulation
DGL	Differentialgleichung
EMA	Experimental Modal Analysis
EMV	Elektromagnetische Verträglichkeit
FEM	Finite Elemente Methode
FHG	Freiheitsgrad
FMKS	Flexibles Mehrkörpersystem
LS	Least Squares (Methode der kleinsten Quadrate)
MIMO	Multiple Input Multiple Output
MKS	Mehrkörpersystem
OMA	Operational Modal Analysis
PRBS	Pseudo-Rausch-Binärsignal
RCP	Rapid Control Prototyping
RLS	Recursive Least Squares
SISO	Single Input Single Output
TCP	Tool Center Point
WZM	Werkzeugmaschine

---

## Abbildungsverzeichnis

Bild 2.1: Umfang und Einsatzszenarien virtueller Werkzeugmaschinen. ....	6
Bild 2.2: Modellierungsmöglichkeiten der Strukturdynamik von Werkzeugmaschinen am Beispiel einer Fahrständermaschine. ....	10
Bild 2.3: Allgemeiner Substrukturansatz mit Beispielen von Kopplungsmöglichkeiten. ....	11
Bild 2.4: Substrukturansatz mit verschiedenen Modellierungsmethoden (nach (Klerk et al. 2008)). ....	14
Bild 2.5: Mögliche Ansätze für die Modellierung des posenabhängigen dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinenstrukturen. Rechts: Variantengenerierung; links: Modellierung langer Verfahrbewegungen (nach (Sekler 2012)). ....	20
Bild 2.6: Bearbeitungszustände von Werkzeugmaschinen und Auswirkung auf das Schwingverhalten von Werkzeugmaschinenstrukturen (nach (Weck et al. 2013), Einteilung nach (Baur 2015)). ....	37
Bild 2.7: Parametertypen für virtuelle Werkzeugmaschinen in Abhängigkeit der Analyse der Simulation (nach (Brecher 2009)). ....	40
Bild 2.8: Verfolgtes Vorgehen der Arbeit. ....	54
Bild 2.9: Schema des Aufbaus der Arbeit. ....	57
Bild 3.1: Mögliche Modellierung des parametrischen Fahrständermodells. ....	60
Bild 3.2: Mechanisches Ersatzmodell für den Laborprototyp (verschiedene Ansichten). ....	66
Bild 3.3: Fehler zwischen linearem und nichtlinearem Modell in den zweiten Ableitungen der generalisierten flexiblen Koordinaten. ....	74
Bild 3.4: Laborprototyp einer Leichtbauwerkzeugmaschinenstruktur mit Fahrständerkinematik. ....	78
Bild 3.5: Abmaße des Laborprototyps und untersuchte Posen (alle Angaben in mm). ....	80
Bild 3.6: Drahtmodelle der ersten fünf Eigenmoden (dargestellt am Drahtmodell in Pose 2). ....	81

Bild 4.1: Definition zur Bildung des Modellausgangsfehlers für dynamische Systeme (ohne Totzeit) nach (Isermann 1992).	86
Bild 4.2: Ablauf der Online-Parameteridentifikation für den Leichtbauwerkzeugmaschinen-demonstrator.	93
Bild 4.3: Ablauf Signalverarbeitung Sensorsignale.	100
Bild 4.4: Eingangssignale und Szenarien für die Identifikation am Leichtbaudemonstrator.	103
Bild 4.5: Anregungssignale für die Parameteridentifikation (Rechts: Geschwindigkeitssprung in X (oben) mit Frequenzspektrum (Mitte) und Antwortsignal in X (unten). Entsprechend die Impulsanregung in Z (Mitte) und die Rauschanregung in X (links)).	106
Bild 4.6: Verlauf der Eigenfrequenzen (EF) der ersten drei dominanten Eigenmoden in Abhängigkeit der Pose (EF-Z: Eigenfrequenzen der 1. Biegemode in Z-Richtung; EF-X: Eigenfrequenzen der 1. Biegemode in X-Richtung; EF-T: Eigenfrequenzen der 1. Torsionsmode um Y).	113
Bild 4.7: Ergebnisse der Identifikation der Parameter von $\alpha$ mit Impulsanregung in Z-Richtung (RLS: Rekursiv Least Squares, LS: Least Squares, FA: Frequenzanalyse).	115
Bild 4.8: Ergebnisse der Identifikation der Parameter von $\beta$ mit Impulsanregung der Torsion des Fahrständers (RLS: Rekursiv Least Squares, LS: Least Squares, FA: Frequenzanalyse).	118
Bild 4.9: Beschleunigungssignale in X-Richtung auf Impuls-, Sprung- und Rauschanregung in X-Richtung.	121
Bild 4.10: Vergleich der Ergebnisse der Identifikation der Parameter von $\gamma$ mit Impuls-, Sprung- und Rauschanregung in X-Richtung (RLS: Rekursiv Least Squares, LS: Least Squares, FA: Frequenzanalyse).	122
Bild 4.11: Vergleich des zeitlichen Verhaltens des identifizierten Modells mit den realen Messwerten aus den vorausgehenden Versuchen.	124
Bild 4.12: Ergebnisse der Identifikation der Parameter bei fahrender Y-Achse mit 80 U/min und 200 U/min und $\lambda = 0,97$ .	127
Bild 5.1: Prinzip Input-Shaping mit ZV-Shaper.	141
Bild 5.2: Sensitivität ZV-Shaper nach (Singhose 2009).	142
Bild 5.3: Posenabhängige Solltrajektorien (mit ZV-Shaper).	144
Bild 5.4: Gemessene residuale Schwingungen nach posenabhängigem Input-Shaping.	146

---

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Zusammenfassung und Beurteilung des Stands der Technik zur Variantengenerierung und -analyse posenabhängiger Werkzeugmaschinenmodelle. ....	25
Tabelle 2.2: Zusammenfassung und Beurteilung des Stands der Technik zu Werkzeugmaschinenmodellen mit integrierter Verfahrenbewegung. ....	29
Tabelle 2.3: Zusammenfassung und Beurteilung des Stands der Technik zu Werkzeugmaschinenmodellen mit den sonstigen Ansätzen. ....	32
Tabelle 2.4: Zusammenfassung und Beurteilung des Stands der Technik zur nichtparametrischen Modellierung der Dynamik von Werkzeugmaschinenstrukturen. ....	48
Tabelle 2.5: Eigenschaften der Modellierungsansätze. ....	51
Tabelle 3.1: Auswahl der Modellierungsmethode für das generelle parametrische Modell. ....	62
Tabelle 3.2: Zusammenhänge zwischen den Freiheitsgraden und den Schwingungs-eigenformen bzw. Bewegungsrichtungen. ....	67
Tabelle 3.3: Posenabhängige Eigenfrequenzen des Laborprototyps. ....	82
Tabelle 4.1: Zusammenhänge zwischen der Wahl des Vergessensfaktors und dem prozentualen Einfluss zurückliegender Messwerte auf das Ergebnis. ....	111
Tabelle 4.2: Zurückgelegte Distanz in Y-Richtung in Abhängigkeit der Y- Achsgeschwindigkeit und Zeitdauer der Anzahl an Abtastschritten. ....	112
Tabelle 4.3: Eigenschaften des Vergessensfaktors für die Versuche bei fahrender Y-Achse. ....	126
Tabelle 6.1: Modellparameter für den Vergleich des linearen und nichtlinearen Modells. ....	155
Tabelle 6.2: Konstruktive Daten des Laborprototyps der Leichtbauwerkzeugmaschinenstruktur. ....	156
Tabelle 6.3: Technische Daten der Antriebe des Laborprototyps. ....	157
Tabelle 6.4: Technische Daten des benutzten CACE-Systems. ....	158
Tabelle 6.5: Technische Daten der eingesetzten Beschleunigungssensoren. ....	158

Tabelle 6.6: Technische Daten Modalanalysesystem und Messeinstellungen für  
die Modalanalyse Kapitel 3.4.2. .... 159

---

## Symbole

### Lateinische Symbole

$A$	Systemmatrix, Dynamikmatrix
$\hat{A}$	Nennerpolynom der Modellübertragungsfunktion
$\bar{a}$	Vektor der lokalen Beschleunigung
$a$	Beschleunigung
$\hat{a}$	Koeffizient Nenner Modellübertragungsfunktion
$B$	Verteilungsmatrix der Eingänge, Steuer- oder Eingangsmatrix
$\hat{B}$	Zählerpolynom der Modellübertragungsfunktion
$\hat{b}$	Koeffizient Zähler Modellübertragungsfunktion
$C$	Mess- oder Ausgangsmatrix
$c$	Federsteifigkeit
$D_{\text{lin}}$	lineare Dämpfungsmatrix
$D$	Durchgangsmatrix
$d$	Viskose Dämpfungskonstante
$E_{\text{en}}$	Freigabesignal der Identifikation
$e$	Vektor der Gleichungsfehler
$e$	Gleichungsfehlersignal
$F_{\text{GX}}$	Am Fahrständer angreifende Kraft in X-Richtung
$F_{\text{GZ}}$	Am Fahrständer angreifende Kraft in Z-Richtung
$F_{\text{PX}}$	Am der Pinole angreifende Kraft in X-Richtung
$F_{\text{PY}}$	Am der Pinole angreifende Kraft in Y-Richtung
$F_{\text{PZ}}$	Am der Pinole angreifende Kraft in Z-Richtung
$f^e$	Eingeprägte, am Schwerpunkt angreifenden Kräfte

$f$	Anzahl Freiheitsgrade
$G_\alpha(s)$	Übertragungsfunktion für $\alpha$
$\mathbf{g}$	Vektor der Gewichtskräfte
$\mathbf{I}$	Einheitsmatrix
$\mathbf{I}_x$	Trägheitstensor der starren Körper (x Platzhalter für Indizes)
$I_{xx/yy/zz}$	Trägheitsmoment der Hauptachsen X, Y, Z
$\mathbf{J}_R$	Jacobimatrix der Rotation
$\mathbf{J}_T$	Jacobimatrix der Translation
$j$	Ruck
$\mathbf{K}_{lin}$	lineare Steifigkeitsmatrix
$\mathbf{k}$	Vektor der verallgemeinerten Zentrifugal-, Kreisel- und Corioliskräfte
$L_X$	Generalisierte starre Koordinate/ Position X-Achse
$L_Y$	Generalisierte starre Koordinate/ Position Y-Achse
$L_Z$	Generalisierte starre Koordinate/ Position Z-Achse
$L_\alpha^e$	Laplacetransformierte angreifendes Moment
$\mathbf{l}^e$	Eingeprägte, am Schwerpunkt angreifenden Momente
$\mathbf{M}$	Verallgemeinerte Massenmatrix
$\mathbf{M}_{lin}$	lineare Massenmatrix
$m_i$	Masse der starren Körper
$m$	Anzahl unbekannter Parameter
$N$	Anzahl an Messungen
$n$	Anzahl Minimalkoordinaten, Störsignale
$\mathbf{P}$	Kovarianzmatrix
$p$	Anzahl starrer Körper
$\mathbf{q}$	Vektor der verallgemeinerten eingeprägten Kräfte
$\mathbf{q}_e$	Vektor der elastischen Kräfte
$q$	Anzahl holonom, rheonom Bindungen
$\mathbf{r}$	Translatorischer Ortsvektor
$\mathbf{S}$	Rotationsmatrix
$\mathbf{S}_B$	Beobachtbarkeitsmatrix

---

$\mathbf{S}_S$	Steuerbarkeitsmatrix
$s$	Strecke
$T_a$	Abtastzeit
$T_{a\_abs}$	Schwellwert der Schwingamplitude
$T_{a\_diff}$	Schwellwert der Schwinggeschwindigkeit
$t$	Zeit
$\mathbf{u}$	Eingangsvektor/ Vektor der extern angreifenden Kräfte
$u$	Eingangssignal
$V$	Verlustfunktion
$\mathbf{v}$	Translatorischer Geschwindigkeitsvektor
$\bar{\mathbf{v}}$	Vektor der lokalen translatorischen Geschwindigkeit
$v$	Geschwindigkeit
$w$	Gewichtung
$\mathbf{x}_x$	Zustandsvektor (x Platzhalter für Indizes)
$\mathbf{y}_x$	Vektor der generalisierten Koordinaten (x Platzhalter für Indizes)
$\mathbf{y}$	Vektor der gemessenen Ausgangsdaten
$y$	gemessenes Ausgangssignal
$y_u$	Ausgangssignal des Prozesses
$\mathbf{z}_x$	Ausgangsvektor Zustandsraumdarstellung (x Platzhalter für Indizes)

### Griechische Symbole

$A$	Laplacetransformierte von $\alpha$
$\bar{\alpha}$	Vektor der lokalen Winkelbeschleunigung
$\alpha$	Generalisierte flexible Koordinate (Z-Richtung)
$\beta$	Generalisierte flexible Koordinate (Torsion)
$\Phi$	Korrelationsmatrix
$\phi$	Korrelationsvektor
$\gamma$	Generalisierte flexible Koordinate (X-Richtung)
$\zeta$	Korrekturvektor

$\theta$	Vektor der zu identifizierenden Parameter des parametrischen Fahrständermodells
$\hat{\theta}$	Parametervektor der Koeffizienten der Modellübertragungsfunktion
$\kappa$	Eigenwert
$\lambda$	Vergessensfaktor
$\Psi$	Datenmatrix, Regressormatrix
$\psi$	Datenvektor
$\omega$	rotatorischer Geschwindigkeitsvektor
$\bar{\omega}$	Vektor der lokalen rotatorischen Geschwindigkeit
$\tilde{\omega}$	Schiefssymmetrische Matrix der Rotation

### Indizes

f	flexibler Freiheitsgrad
$f$	Laufvariable über die Anzahl der flexiblen Freiheitsgrade $f = [1,2,3]$
g	generalisierte Koordinate
$i$	Laufvariable über die Anzahl der starren Körper $i = [1,2]$
lin	linearisiert
m	Minimalkoordinaten
$Pos$	Laufvariable für die diskrete Pose $Pos = [1,2,3,4,5]$
s	aktuierter, starrer Freiheitsgrad
0	Ruhelage, Arbeitspunkt

---

## Regeln zur Notation in mathematischen Gleichungen

Die Notation mathematischer Gleichungen folgt innerhalb dieser Arbeit, wenn nicht explizit anders angegeben, folgenden Regeln:

- Variablen und physikalische Konstanten sind in kursiver Schrift gesetzt.
- Zeichen mit feststehender Bedeutung (z.B. mathematische Konstanten, mathematische Funktionen und Operatoren) sind in geradstehender Schrift geschrieben.
- Indizes zur Bezeichnung von Symbolen sind senkrecht, Indizes als Zählvariablen sind kursiv gedruckt.
- Matrizen sind durch fett gedruckte Großbuchstaben dargestellt, Vektoren als fett gedruckte Kleinbuchstaben. Skalare Größen sind nicht fett dargestellt. Die kursive beziehungsweise geradstehende Schrift folgt auch für Matrizen und Vektoren den bereits oben genannten Regeln.
- Die Betrachtung zeitdiskreter Vorgänge wird durch die Darstellung  $f(k)$  kenntlich gemacht. Bei  $k$  handelt es sich um den aktuellen Abtastschritt. Der Ausdruck  $f(k+1)$  beschreibt den folgenden,  $f(k-1)$  entsprechend den um eine Abtastperiode zurückliegenden Abtastschritt.



---

## 1 Einleitung

Werkzeugmaschinen sind für die wirtschaftliche Fertigung von Gütern ausschlaggebend und damit entscheidend für die Produktivität und den ökonomischen Erfolg eines produzierenden Unternehmens. Hochdynamische Werkzeugmaschinen mit sehr kurzen Haupt- und Nebenzeiten ermöglichen die Reduktion der Bearbeitungszeit pro Bauteil und somit eine Steigerung der Produktivität (Zäh et al. 2005). Dafür sind hohe Beschleunigungen und schnelle Positionierbewegungen notwendig. Diese sind, bei verhältnismäßigem Einsatz von Energie- und Ressourcen, über die Reduktion der bewegten Massen bei gleichzeitig ausreichender Steifigkeit der Bauteile (Altintas et al. 2005), (Meltke 2011) erzielbar. Speziell bei sehr großen Werkzeugmaschinen (mit Arbeitsraum größer als 5m x 5m x 5m) ist das Potential zur Energie- und Ressourceneinsparung hoch.

Für sehr große Werkzeugmaschinen kommen überwiegend serielle Kinematiken mit allein werkzeugseitiger Bewegung zum Einsatz (Uriarte et al. 2013). Konkret handelt es sich dabei um Werkzeugmaschinen in Fahrständer- und Portal- bzw. Gantrybauweise. Das dynamische Verhalten von Werkzeugmaschinen ist für eine Vielzahl an Kinematiken abhängig von der Pose des Tool Center Points (TCP) im Arbeitsraum (Law et al. 2013a), (da Silva, Maíra M. et al. 2009), (Brecher et al. 2015), (Brecher et al. 2016b). Aufgrund der Kragbalkenkonstruktion ist das posenabhängige, dynamische Verhalten für Werkzeugmaschinen in Fahrständer- und Gantrybauweise jedoch besonders ausgeprägt (Apprich et al. 2015).

Trotz des Bestrebens, eine hohe Steifigkeit in den Bauteilen zu erhalten, werden durch die Massenreduktion in der Regel die mechanischen Eigenfrequenzen der Maschinenstruktur (Apprich et al. 2015), (Law et al. 2012b) reduziert. Die ersten dominanten

mechanischen Eigenfrequenzen verschieben sich dadurch in den Bereich der Lagereglerbandbreite der Vorschubantriebe. Dies kann in Kombination mit hohen Beschleunigungen und sehr schnellen Positionierbewegungen zu starken Interaktionen zwischen der Struktur und der Antriebsregelung der Maschine, schlimmstenfalls zu Instabilitäten, führen (Hoffmann et al. 2005). Um diesen entgegenzuwirken, muss die Reglerbandbreite reduziert werden, was wiederum zu einem Verlust an Dynamik führt (Hoffmann 2008), (Siedl 2008).

Für eine hohe Dynamik von Leichtbau- sowie herkömmlicher, massiver Werkzeugmaschinen müssen multiple und auch gegensätzliche Designanforderungen beachtet werden. Einerseits muss die Interaktion der Strukturdynamik mit den Antrieben und der Regelung schon während des Entwurfs einer Werkzeugmaschine berücksichtigt werden (Altintas et al. 2005). Andererseits muss das dynamische, vor allem das posenabhängige dynamische, Verhalten einer realen Anlage sehr genau bekannt und die Regler sowie die Trajektorien und Sollwerte genau auf diese Eigenschaften eingestellt und ausgerichtet sein.

**Die Problemstellung** dabei ist jedoch, dass das posenabhängige, dynamische Verhalten großer serieller Werkzeugmaschinen mit werkzeugseitiger Bewegung über den gesamten Arbeitsraum der Maschine in der Regel nicht zuverlässig bekannt ist. Damit existiert keine mathematische Beschreibung, um die Regelung, den Bearbeitungsprozess und die Trajektorienplanung darauf auszulegen sowie zuverlässige Informationen aus dem Modell abzuleiten. Zum einen liegt das an der fehlenden Prognosefähigkeit von Werkzeugmaschinenmodellen, welche nicht an realen Werkzeugmaschinen abgeglichen werden (Brecher et al. 2016a), (Schwarz 2015), (Apprich et al. 2015). Zum anderen ist dies auf den immensen und unwirtschaftlichen messtechnischen Aufwand zurückzuführen, welcher notwendig wäre, um das posenabhängige, dynamische Verhalten einer Werkzeugmaschine über ihren kompletten Arbeitsraum zu vermessen.

**Die Zielsetzung** der vorliegenden Arbeit ist die Bereitstellung eines Modells, welches das posenabhängige, dynamische Verhalten einer seriellen Werkzeugmaschinenstruktur mit werkzeugseitiger Bewegung abbildet. Das Modell dient zur Nutzung in virtuellen

Werkzeugmaschinen, zum Beispiel zur Auslegung hochdynamischer Regelungen und Trajektorien, sowie zur Optimierung von Prozessparametern oder zur Nutzung im Bereich Condition Monitoring und Diagnose. Das Strukturmodell bildet für die jeweilige Anwendung zuverlässig das poseabhängige, dynamische Verhalten über den kompletten Arbeitsraum der Maschine ab, wobei der Modellerstellungsprozess bei minimalem Einsatz der Ressourcen Zeit, Expertenwissen sowie spezieller Messtechnik und Hardware für die Modellvalidierung erfolgen soll.

---

## 2 Stand der Technik

Ausgehend von der Zielsetzung, ein Modell, welches das poseabhängige, dynamische Verhalten einer seriellen Werkzeugmaschinenstruktur mit werkzeugseitiger Bewegung abbildet, bereitzustellen, wird nachfolgend der Stand der Technik zu virtuellen Werkzeugmaschinen aufgearbeitet. Frei nach (Altintas et al. 2005) übersetzt, ist der virtuelle Prototyp einer Werkzeugmaschine ein Simulationsmodell des physikalischen Produkts, welches wie eine reale Werkzeugmaschine dargestellt, analysiert und getestet werden kann. Realitätsnahe und aussagekräftige Analysen der virtuellen Maschine verlangen die gekoppelte Simulation der Maschinenstruktur, der Antriebe mitsamt der Regelung sowie des Bearbeitungsprozesses. Virtuelle Maschinen unterstützen die ganzheitliche Simulation des mechatronischen Systems Werkzeugmaschine, um dessen Entwicklung effizienter zu gestalten.

Zuerst werden die Grundlagen virtueller Werkzeugmaschinen mit ihrem Umfang, der Verwendung sowie der zugrunde liegenden Simulationstechnik eingeführt. Anschließend werden die Grundlagen sowie ein detailliertes Literaturreview zur Modellierung und Simulation der Werkzeugmaschinenstrukturen vorgestellt. Die Modellierung des poseabhängigen, dynamischen Verhaltens ist dabei zentrales Thema. Zur Vollständigkeit wird kurz auf die Grundlagen der weiteren Domänen virtueller Werkzeugmaschinen, Antriebsregelung und Bearbeitungsprozess, eingegangen. Die Klassifikation und die Bestimmung der Parameter für virtuelle Werkzeugmaschinen bilden den zweiten thematischen Schwerpunkt dieses Kapitels. Am Ende werden aus dem vorgestellten Stand der Technik die Defizite und der Handlungsbedarf bezüglich der Zielsetzung abgeleitet, der Lösungsansatz skizziert sowie der weitere Aufbau der vorliegenden Arbeit vorgestellt.

## **2.1 Virtuelle Werkzeugmaschinen**

Virtuelle Werkzeugmaschinen sowie der Einsatz von Simulationstechnik während der Entwicklung haben in den letzten Jahren stark an Bedeutung gewonnen. Zum einen müssen die Produktentwicklungszeiten immer weiter reduziert werden, zum anderen steigt zunehmend sowohl der Preisdruck aus Niedriglohnländern als auch die Komplexität der Produkte. Moderne Werkzeugmaschinen müssen nach (Brecher et al. 2004) und (Queins et al. 2003) eine hohe statische und dynamische Steifigkeit aufweisen, um eine hohe Genauigkeit des gefertigten Werkstücks zu garantieren. Weiterhin brauchen sie hochdynamische Antriebseigenschaften, damit die Bearbeitungszeit pro Werkstück sinkt. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, muss innerhalb der Entwicklungsphase von Werkzeugmaschinen die Interaktion zwischen der mechanischen Struktur mit der Antriebsregelung sowie dem Prozess berücksichtigt werden (Altintas et al. 2005), (Ihlenfeldt et al. 2015).

### **2.1.1 Grundlagen**

Bevor detailliert auf die Modellierung der Werkzeugmaschinenstruktur und die Wechselwirkungen zwischen den Domänen Struktur, Antriebsregelung und Bearbeitungsprozess eingegangen wird, werden zunächst der Umfang sowie die Verwendung virtueller Werkzeugmaschinen erläutert. Weiterhin werden die Grundlagen der Simulation virtueller Werkzeugmaschinen dargelegt.

#### **2.1.1.1 Umfang und Verwendung virtueller Werkzeugmaschinen**

Virtuelle Werkzeugmaschinen werden im Entwicklungsprozess für die Auslegung und Gestaltung, die Analyse sowie die Optimierung des Betriebs der Maschine verwendet. Die spezifischen Simulationsergebnisse werden nicht losgelöst, sondern nur im Kontext des Zusammenwirkens aller Domänen einer Werkzeugmaschine analysiert. Bild 2.1 zeigt den Umfang und die möglichen Einsatzszenarien virtueller Werkzeugmaschinen. Innerhalb der mechanischen Gestaltung erlauben virtuelle Maschinen Kinematiksimulationen

für Arbeitsraumuntersuchungen, statische und dynamische Analysen für die Dimensionierung von Strukturbauteilen, die Analyse multipler Designvarianten oder prognosefähige Maschinensimulationen (Altintas et al. 2005). Dynamische Analysen können dabei modale, harmonische oder transiente Untersuchungen sein. Die Lebensdauer einzelner

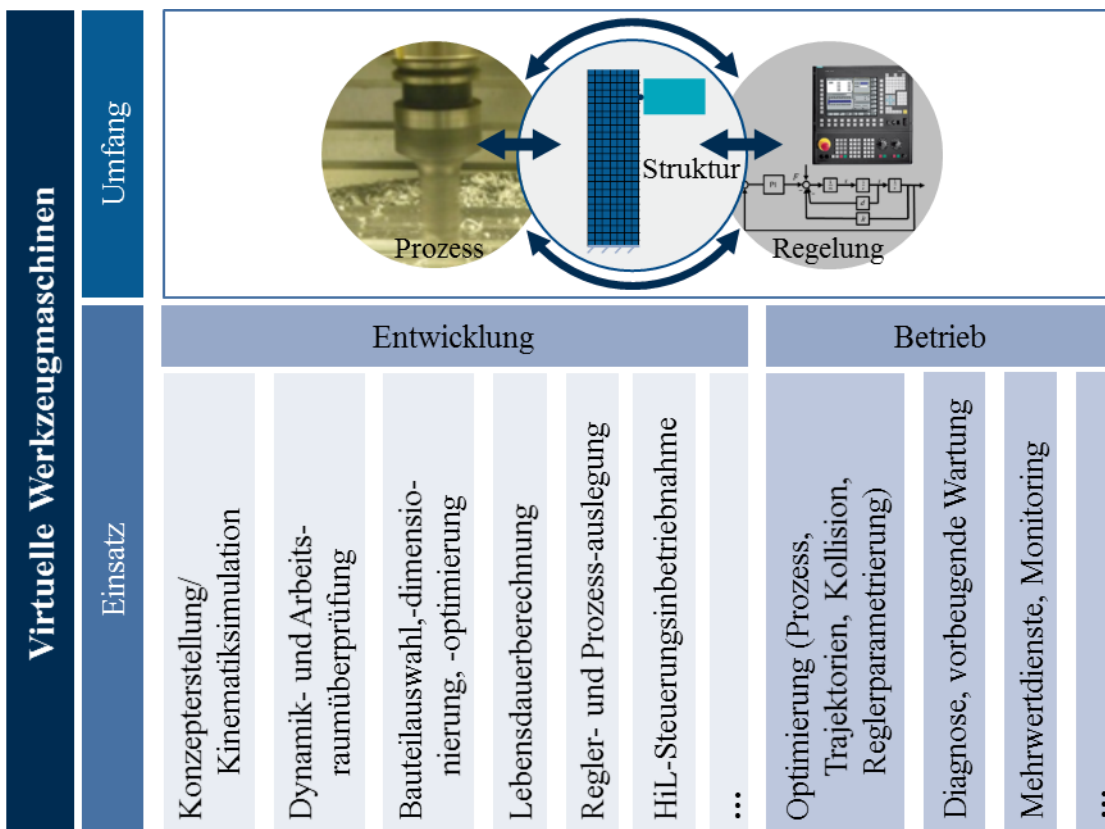


Bild 2.1: Umfang und Einsatzszenarien virtueller Werkzeugmaschinen.

Komponenten und entsprechende Wartungsintervalle können während des Entwurfsprozesses vorhergesagt und festgelegt werden. Im Bereich der Optimierung der Struktur und des Strukturverhaltens kann beispielsweise auf die Topologie-, die Parameter- und die Topographieoptimierung zurückgegriffen werden (Fricke et al. 2001), (Schumacher 2005). Alle Auswirkungen von Änderungen können im Gesamtzusammenhang der Werkzeugmaschine analysiert werden.

Während des Betriebs können virtuelle Werkzeugmaschinen für den Test und die Optimierung von NC-Programmen verwendet werden. Trajektorien können damit effizient geplant und Kollisionen vorhergesagt bzw. verhindert werden (Lauwers et al. 2003). Weiterhin ermöglichen virtuelle Werkzeugmaschinen den Bearbeitungsprozess im Zusammenspiel mit der gesamten Maschine, d.h. auch der Struktur, der Regelung und Leistung der Antriebe, zu simulieren. Schnittkräfte und instabile Bearbeitungsbedingungen werden prognostizierbar und damit durch Optimierung des Prozesses vermeidbar (Munoa et al. 2016), (MAL Manufacturing Automation Laboratories 2017). Trajektorien können unter Betrachtung aller begrenzenden Faktoren optimiert werden (Zabel et al. 2005). Virtuelle Werkzeugmaschinen erlauben die Analyse alternativer Reglerparameter oder -strukturen, ohne die reale Maschine der Gefahr einer Beschädigung auszusetzen. Nicht zuletzt ist mit virtuellen Maschinen eine virtuelle Inbetriebnahme und Optimierung der Steuerungstechnik durch Hardware-in-the-Loop-Simulation möglich (Pritschow et al. 2004), (Pritschow et al. 2003), (Röck et al. 2008).

In der Entwicklung und während des Betriebs von Werkzeugmaschinen werden aktuell mehrere unterschiedliche Modelle verwendet. Langfristige Ziele von Forschung und Entwicklung sind allerdings die Nutzung eines ganzheitlichen Modells für unterschiedliche Zwecke bzw. die automatische Generierung und Wiederverwendbarkeit von Modellen über alle Entwicklungs- und Betriebsphasen einer Werkzeugmaschine hinweg.

#### 2.1.1.2 Simulationsstrategien

In einer virtuellen Werkzeugmaschine werden die Strukturmechanik, die Regelung der Antriebe, der Bearbeitungsprozess sowie die Interaktion dieser drei Teilbereiche simuliert. Jede Domäne hat spezifische Simulationmethoden und Umgebungen, welche nicht zwingend gleich sind und auch nicht zwangsläufig zusammenpassen. Während beispielsweise Verformung mechanischer Strukturen häufig mit der Finiten Elemente Methode (FEM) berechnet werden, werden Reglerstrukturen oft in Digital Block Simulation (DBS) simuliert. Für virtuelle Werkzeugmaschinen gibt es verschiedene Strategien, wie die unterschiedlichen Domänen zusammen simuliert werden können. Sie können entweder

mithilfe der integrierten oder der gekoppelten Simulation simuliert werden. Bei der integrierten Simulation wird eine Domäne in der Simulationsumgebung der jeweils anderen Domäne simuliert. Die Beschreibungsformen müssen an die Möglichkeiten des jeweiligen Programms angepasst werden, wodurch sich der Funktionsumfang der Modelle erheblich reduzieren kann. Bei einer gekoppelten Simulation (Co-Simulation) werden beide Domänen unabhängig in ihrem jeweils eigenen Programm simuliert und ein Austausch von Daten zwischen den Simulationsumgebungen findet zu definierten Zeiten statt.

Die Regelung von Werkzeugmaschinen sowie der Bearbeitungsprozess werden oft als Digital Block Simulation (DBS) durchgeführt. Bei einer integrierten Simulation in der DBS-Umgebung wird das Mechanikmodell entweder durch einen n-Massenschwinger (schwingungsfähiges Ersatzmodell mit Ersatzparametern) entsprechend angenähert, oder aus komplexen FE-Modellen werden entsprechende „Momentaufnahmen“ als Zustandsraummodelle abgebildet (Ihlenfeldt et al. 2015). Das Modell wird meist linearisiert in einem definierten Arbeitspunkt, einer Pose oder unter definierten Arbeitsbedingungen betrachtet. Eine Änderung dieser Bedingungen erfordert im Allgemeinen die Erstellung einer Modellvariante bzw. eines neuen Modells (Ihlenfeldt et al. 2015), (Jönsson et al. 2005).

Bei Co-Simulationen können mechanische Modelle wie beispielsweise FMKS (Flexible Mehrkörpersimulation) und MKS (starre Mehrkörpersimulation) in der jeweiligen Simulationsumgebung betrachtet werden. Hierbei sind der zeitsynchrone Datenaustausch sowie die Schaffung der entsprechenden Schnittstellen notwendig (Pritschow et al. 2002b). Allerdings ist in Abhängigkeit der Größe der Modelle, speziell bei FEM-Modellen, die Simulationsdauer beträchtlich. Abhilfe schafft beispielsweise eine Modellreduktion, jedoch muss auch bei der Co-Simulation immer die Frage nach der Echtzeitfähigkeit der Modelle sowie der Berechnung gestellt werden (Pritschow 2002), (Pritschow et al. 2002a).

### 2.1.2 Modellierung und Simulation der Werkzeugmaschinenstruktur

Das Bild 2.2 fasst die verschiedenen Möglichkeiten der Modellierung von Werkzeugmaschinenstrukturen zusammen. Während die linken drei Modelle (FEM, FMKS, MKS) physikalisch auf Basis der CAD-Modelle der Maschinenstruktur hergeleitet werden können, stellt die Modellierungsmöglichkeit über Mehrmassenmodelle (MMS) eine abstrakte Approximation des dynamischen Verhaltens dar. Die Modellparameter spiegeln in diesem Fall nicht die realen physikalischen Eigenschaften der Bauteile und Bewegungsrichtungen wider. Im Folgenden wird die Verwendung von FEM-, MKS-, FMKS- und MMS-Modellen für die Modellierung von Werkzeugmaschinenstrukturen innerhalb virtueller Werkzeugmaschinen betrachtet. Zuerst wird auf die einzelnen Modellierungsmethoden im Allgemeinen eingegangen. Danach wird die Modellierung des posesabhängigen, dynamischen Verhaltens großer serieller Werkzeugmaschinenstrukturen detailliert untersucht.

#### 2.1.2.1 Modelle mit der Finiten Elemente Methode

Die Finite Elemente Methode (FEM) ermöglicht die Simulation der Strukturmechanik einzelner Bauteile und Bauteilgruppen – speziell die Untersuchung der Beanspruchung und Verformung der Struktur unter statischer und dynamischer Last. Das Bauteil wird dafür in endlich viele Teilkörper einfacher Form und definierter Berandung (siehe Bild 2.2) diskretisiert, die als Finite Elemente bezeichnet werden. Benachbarte Elemente sind über ihre jeweiligen Knoten miteinander verbunden. Für die Elemente werden Ansatzfunktionen definiert, welche den Verschiebungszustand und das Verhalten zwischen den Knoten der einzelnen Elemente beschreiben. Die Ansatzfunktionen werden an den Knoten diskret ausgewertet. Somit kann der kontinuierliche Verschiebungszustand im Bauteil ausgedrückt und diskretisiert werden. Mithilfe des Verschiebungsansatzes in Kombination mit den notwendigen Anfangs-, Rand- und Übergangsbedingungen kann die in der Simulation zu lösende Differentialgleichung als Gleichungssystem dargestellt und numerisch gelöst werden. Je nach Ziel der Simulation unterscheiden sich die zu lösenden Differentialgleichungen. Allgemein können statische Analysen, Berechnungen der

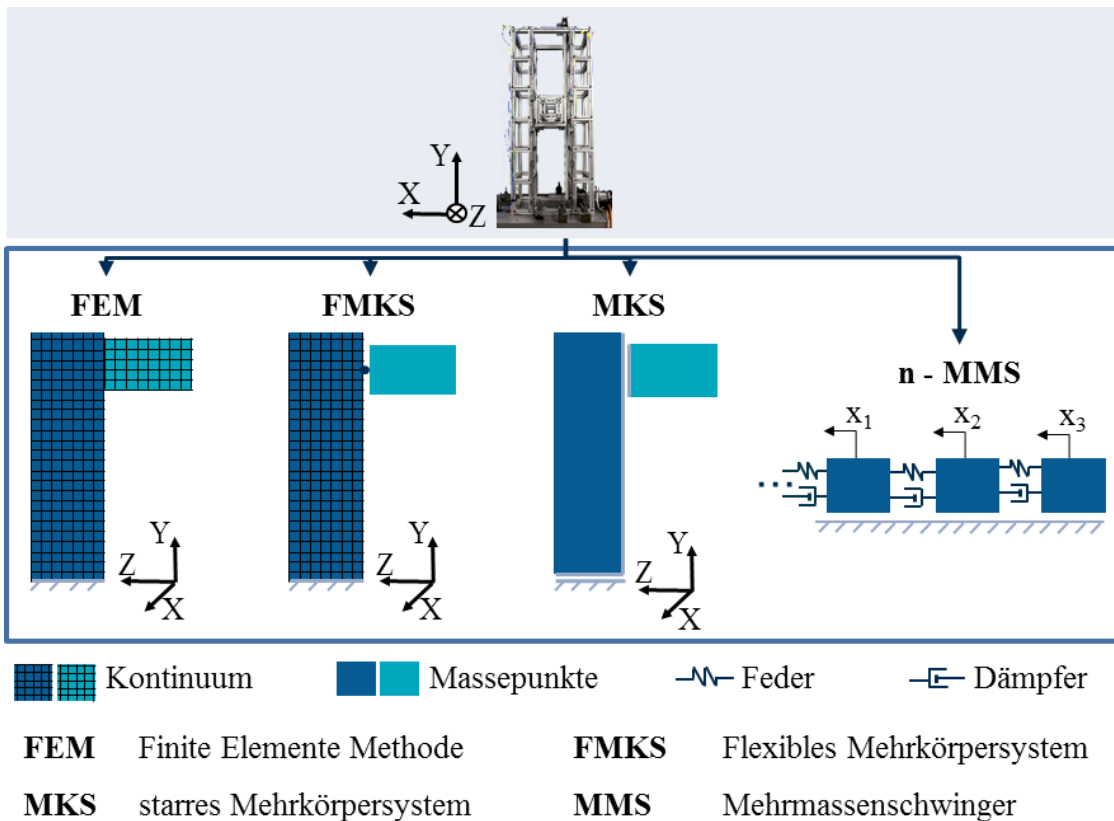


Bild 2.2: Modellierungsmöglichkeiten der Strukturdynamik von Werkzeugmaschinen am Beispiel einer Fahrständermaschine.

Eigenfrequenzen und Eigenformen sowie die Berechnung der allgemeinen dynamischen Bewegungsgleichung zweiter Ordnung für transiente Analysen oder die Erstellung von Nachgiebigkeitsfrequenzgängen durchgeführt werden (Cook 2001), (Weck 2006), (Becker et al. 1975), (Zienkiewicz et al. 2014).

In Abhängigkeit der Größe des zu simulierenden Bauteils oder der Bauteilgruppe sowie der Feinheit der Diskretisierung steigen die Anzahl der zu berechnenden Knoten der FEM-Modelle und damit die Berechnungszeit enorm an. Eine wirtschaftliche Simulation erfordert daher eine Modellreduktion. Diese hat zum Ziel, die Berechnungszeit zu reduzieren, allerdings die Genauigkeit des originalen Modells beizubehalten. Relevante Verfahren für die Modellreduktion elastischer Körper sind modale Reduktionsverfahren,

auf Gram'schen Matrizen basierende Verfahren und Krylov-Unterraummethoden (Antoulas 2005), (Benner et al. 2005), (Schilders et al. 2008), (M. Lehner 2007).

Für die Modellierung großer Systeme empfiehlt sich die Substrukturtechnik (siehe Bild 2.3). Das Gesamtsystem wird dabei in einzelne Elemente, die Substrukturen, getrennt. Diese können separat voneinander bearbeitet (z.B. Änderung der Vernetzung, Ordnungsreduktion, etc.) und anschließend über diverse Kopplungsmethoden verbunden werden, beispielsweise über Multi-Point-Constraints (MPC) mit und ohne Feder- und Dämpferelemente, welche die Steifigkeit und Dämpfung von Fügstellen modellieren. Änderungen erfolgen damit nur an der Substruktur und nicht am Gesamtmodell, die Berechnungszeiten werden reduziert und eine Berechnung auf mehreren Kernen wird ermöglicht. In (Zatarain et al. 1998) wird für die Untersuchung der Dynamik von Werkzeugmaschinenmodellen ein Kopplungselement entwickelt, welches Strukturen mit unterschiedlichen Netzen verbinden kann und womit Maschinenmodelle in verschiedenen Konfigurationen und Achspositionen analysiert werden. Im Vergleich zum ganzen FEM-Modell konnten damit gute Ergebnisse erzielt werden.

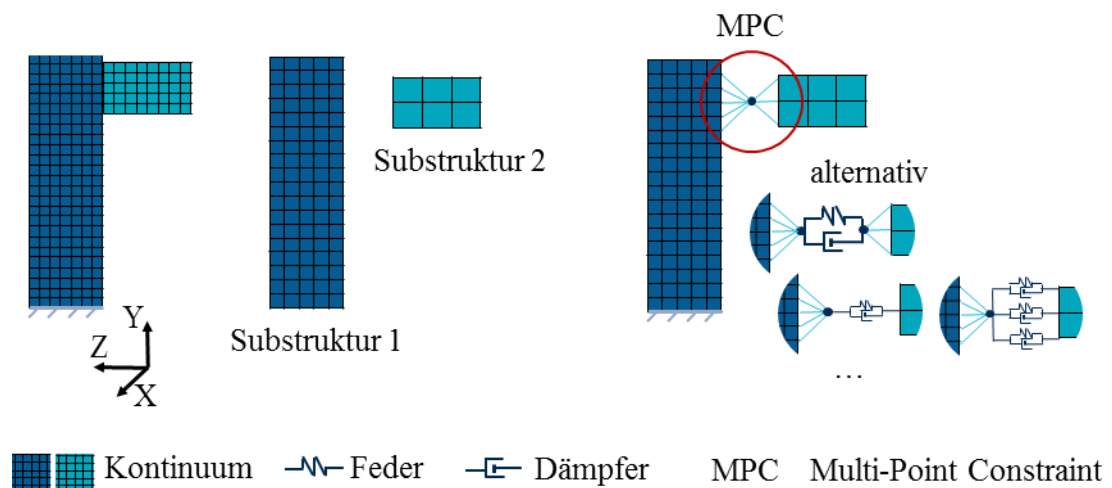


Bild 2.3: Allgemeiner Substrukturansatz mit Beispielen von Kopplungsmöglichkeiten.

Bei der Kopplung müssen die einzelnen Modelle der Substrukturen nicht zwangsläufig als FEM-Modelle vorliegen. Die Kopplung von Substrukturen kann in verschiedenen Domänen, wie im modalen Raum, dem Frequenz- und Zeitbereich sowie im Zustandsraum erfolgen (siehe Bild 2.4). Einzig die Kopplungsbedingungen für die Substrukturen müssen, wie in (Klerk et al. 2008) beschrieben, eingehalten werden. Das sind die physikalische Größe (meist Auslenkung) in den Kopplungspunkten der Substrukturen in Einheit und Größe sowie das Kräftegleichgewicht. Die Kopplung von Substrukturen in der modalen Darstellung wird in der Literatur häufig als Component Mode Synthesis (CMS) bezeichnet. Weiterhin ist ein großer Vorteil der Substrukturtechnik, dass Messwerte vom realen System mit theoretischen Teilmodellen gekoppelt werden können. Sehr häufig wird dafür das Receptance<sup>1</sup> Coupling verwendet. Die Substrukturtechnik ist auch für die Entkopplung von Modellen verwendbar. In (Law et al. 2012b) wird die Substrukturanalyse (Component Mode Synthesis) für die Modellierung und Simulation einer Dreiachsfräsmaschine für unterschiedliche Konfigurationen im Arbeitsraum angewendet. In (Brecher 2009) nutzen die Autoren die Substrukturtechnik für eine aufwandminimale, komponentenorientierte Modellierung von Werkzeugmaschinen- und Komponentenmodellen.

FEM-Modelle können sowohl für die gekoppelte als auch für die integrierte Simulation verwendet werden. Der Import des FEM-Modells in eine DBS-Umgebung verlangt oft die Reduktion großer Modelle. Weiterhin ist ein Export des FEM-Modells als mathematische Beschreibung (z.B. linearisierte Massen-, Dämpfung- und Steifigkeitsmatrix, Zustandsraummodell), welche in der DBS-Umgebung verwendet werden kann, notwendig. In (Sekler et al. 2009b) wird eine Methode zum Export modal reduzierter Körper aus

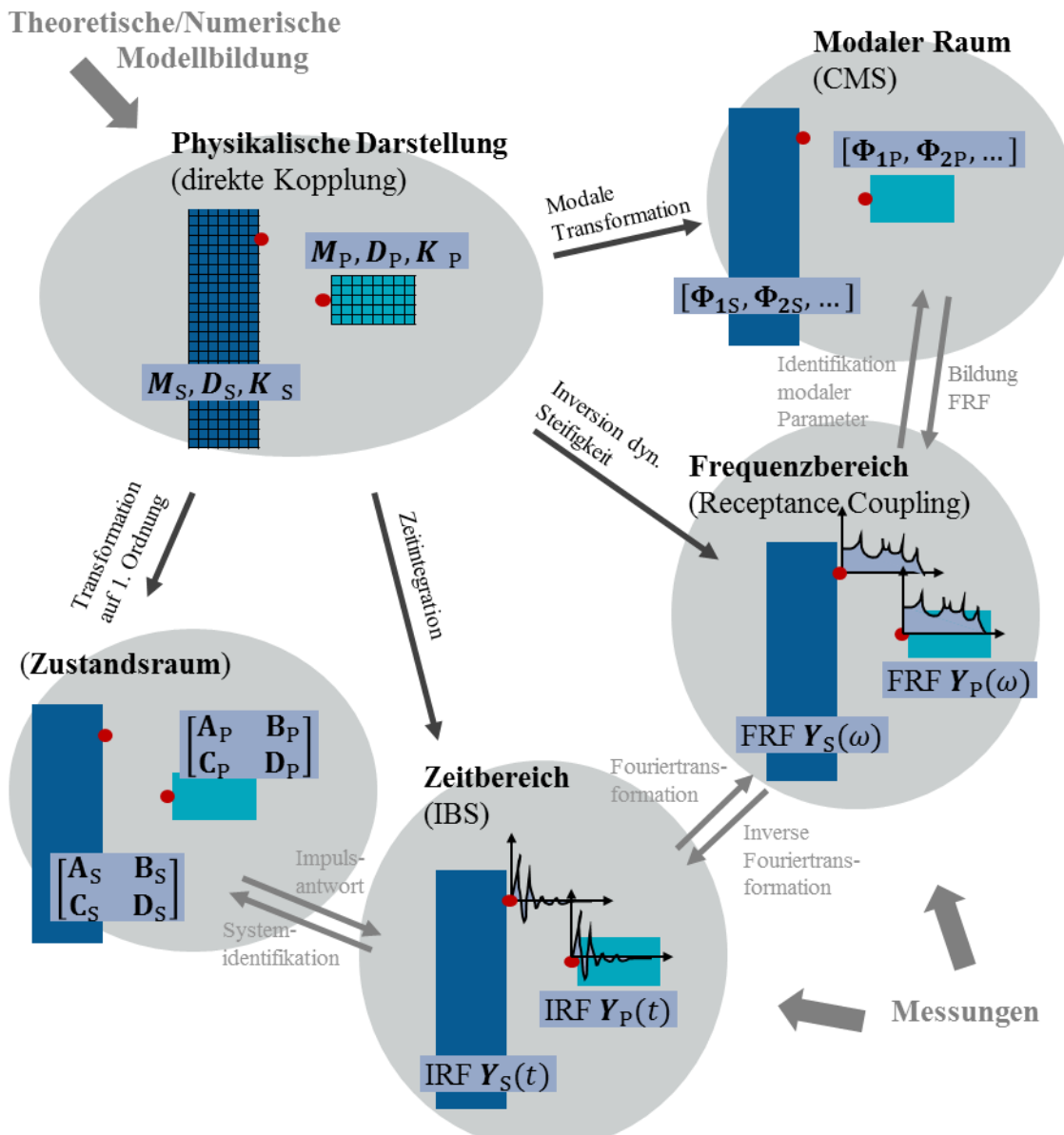
---

<sup>1</sup> Nach ((Kuttner 2015)) kann am Beispiel eines Einmassenschwingers mit Feder- und Dämpferelement die Übertragungsfunktion von Federkrafteerregung und Wegantwort als *dynamische Nachgiebigkeit (Rezeptanz)* aufgefasst werden.

Ansys vorgestellt. Für zuvor definierte Ein- und Ausgangsknoten wird das modal reduzierte Zustandsraummodell des Systems ausgegeben. Änderungen im Modell verlangen einen neuen Export des Modells. Dies ist eine Schwierigkeit, die sich allgemein bei der Simulation von FEM-Modellen zeigt. Bei linearen FEM-Modellen muss ein Gleichungssystem unter zuvor definierten Randbedingungen gelöst werden, was bedeutet, dass das System nur unter einer definierten Stellung und mit vorab definierten Ein- und Ausgängen berechnet wird (Kipfmüller 2010). Das wiederum bedeutet, dass sich die Bewegungsgleichungen linearer FEM-Modelle auf kleine Verschiebungen beschränken, welche die Verformung elastischer Strukturen, zum Beispiel bei Schwingungen, darstellen. Große Bewegungen, wie beispielsweise translatorische Vorschubbewegungen der Achse, können mit dieser Modellierungsmethode nicht dargestellt werden (Siedl 2008). Große Bewegungen können mithilfe der nichtlinearen FEM, beispielsweise über die Absolute Nodal Coordinate Formulation (ANCF), oder der Modellierungsmethode der Flexiblen Mehrkörpersysteme<sup>2</sup> (FMKS) modelliert werden. Die Modellierungsmethoden der FMKS aufbauend auf den MKS werden im Folgenden erläutert.

---

<sup>2</sup> Auch bei den FMKS können nichtlineare FEM-Formulierungen eingesetzt werden, im Umfeld der Modellierung von Werkzeugmaschinen werden in der Regel jedoch lineare FEM-Formulierungen verwendet.



FRF	Frequenzgang	CMS	Component Mode Synthesis
IRF	Impulsantwort	IBS	Impulse Based Substructuring
$M, D, K$	Lineare Massen-, Dämpfung und Steifigkeitsmatrix des Systems	$[A, B; C, D]$	Zustandsraumdarstellung mit den Zustandsmatrizen <b>A, B, C, und D</b>
$Y(\omega)$	Admittanzmatrix (Rezeptanz)	$Y(t)$	Matrix der Impulsantworten
$\Phi_i$	Eigenvektoren	Indizes	S (Fahrständer), P (Pinole)

Bild 2.4: Substrukturansatz mit verschiedenen Modellierungsmethoden (nach (Klerk et al. 2008)).

### 2.1.2.2 Starre Mehrkörpermodelle

Innerhalb der Mehrkörpersimulation werden Strukturbauteile als starre Körper mit Masse- und Trägheitseigenschaften (siehe Bild 2.2), jedoch ohne strukturdynamische Materialeigenschaften simuliert. Die Lage der einzelnen Bauteile sowie deren Relativbewegung zueinander werden durch idealisierte kinematische Gelenke beschrieben. Simulierte eingeprägte Kräfte beeinflussen die Bauteilbewegung sowie die Reaktionskräfte in den Bindungen. Die Beschreibung der Bewegung der einzelnen Körper im Raum kann beispielsweise durch die Newton-Euler-Gleichungen oder durch die Lagrange-Gleichungen erster und zweiter Art erfolgen. Ausführliche Beschreibungen dazu sind in (Shabana 2014), (Woernle 2011), (Schiehlen 1990) sowie in Kapitel 3.2 zu finden. Die Simulation erfolgt durch schrittweise Integration im Zeitbereich. Dies ermöglicht, dass sich Belastungen sowie die Position und Stellung der Bauteile über den Verlauf der Simulation ändern und Bauteilbewegungen realisiert werden können (Kipfmüller 2010).

Mit der MKS kann das kinematische Verhalten von Werkzeugmaschinen unter Betrachtung der Regelung und des Bearbeitungsprozesses simuliert werden. Der Einfluss von Parametervariationen (z.B. Änderung der Länge eines Hebelarms) auf die Kinematik kann beurteilt werden. Untersuchungen über Bewegungsmöglichkeiten des Tool Center Points (TCP) innerhalb des Arbeitsraums sowie Einschätzungen über erreichbare Beschleunigungen und Geschwindigkeiten sind dadurch möglich. Dynamiksimulationen können durchgeführt werden, indem die starren Bindungen durch elastische Verbindungen, beispielsweise durch Feder-Dämpfer-Elemente, ersetzt werden. So sind Belastungen auf Bauteile in einem frühen Stadium der Werkzeugmaschinenentwicklung, beispielsweise für die Bauteilauslegung, bestimmbar (Altintas et al. 2005). Die Strukturdynamik wird jedoch nur approximiert und die Wahl der Ersatzparameter (z.B. der Feder- und Dämpferelemente) ist sehr aufwändig und benötigt viel Erfahrungswissen oder eine Parameteridentifikation am realen System. Die Bewegungen aller Bauteile aufgrund zeitlich veränderlicher, eingepprägter Kräfte oder durch Auslenkung der Struktur aus der Ruhelage können sowohl mit der integrierten als auch der gekoppelten Simulation berechnet werden.

### 2.1.2.3 Flexibles Mehrkörpersystem

Die Methode des FMKS bietet die Möglichkeit der Simulation verschiedener Strukturen, bei welchen neben elastischen Verformungen auch große nichtlineare Arbeitsbewegungen in den Gelenken auftreten. Diese Simulationsmethode ist für Leichtbaukonstruktionen wie zum Beispiel im Werkzeugmaschinenbau, in der Robotik oder beim Bau von Windkraftanlagen und Fahrzeugen von großer Bedeutung. Die grundlegende Idee flexiblen Mehrkörpersysteme liegt in der Integration einzelner elastischer Bauteile in ein starres Mehrkörpersystem (siehe Bild 2.2). Konstruktionsrelevante Teile – z.B. kritische Bauteile innerhalb des Kraftflusses oder Leichtbauelemente – können mit ihren strukturdynamischen Materialeigenschaften abgebildet, jedoch das Gesamtsystem trotzdem zeiteffizient simuliert werden. Für die Erstellung eines flexiblen Mehrkörpermodells werden die Geometriedaten der starren Körper i.d.R. aus der CAD-Umgebung in die Simulationsumgebung des FMKS importiert. Dort werden die Kopplungen, Lager und Zwangsbedingungen der Körper definiert. Parallel dazu werden die elastischen Körper, meist in der Entwicklungsumgebung der FEM, diskretisiert und ordnungsreduziert. Nach Integration der reduzierten, elastischen Körper – z.B. über Standard Input Data – in das Gesamtsystem erfolgt die gemeinsame Simulation der starren und flexiblen Körper. Für die Beschreibung flexibler Mehrkörpersysteme gibt es verschiedene Ansätze (Bauchau 2011), (Bremer et al. 1992), (Schwertassek et al. 1999). Beispielsweise ist der Floating Frame of Reference-Ansatz eine Möglichkeit zur Beschreibung der Bewegungsgleichung (Seifried 2014).

Kommerzielle Software zur Simulation von starren Mehrkörpersystemen (z.B. MSC.Adams oder RecurDyn) bietet die Möglichkeit der Integration flexibler Körper. Mit diesen Softwaretools ist die gekoppelte Simulation mit Modellen in einer DBS-Umgebung (z.B. Matlab/Simulink) nach wie vor möglich. Die integrierte Simulation von flexiblen Mehrkörpersystemen in DBS-Umgebungen ist nur als Approximation durchführbar. Aktuell gibt es keine Option, ein Volumenmodell eines Bauteils zum Beispiel in Matlab/Simulink einzufügen und zu vernetzen. Vielmehr muss das FEM-Modell durch

beispielweise einen Finiten-Segmente-Ansatz abgebildet werden. Dabei wird das elastische Bauteil durch eine Anzahl starrer Körper modelliert, welche durch Feder-Dämpfer-Elemente miteinander verbunden sind (MathWorks et al. 2014).

Flexible Mehrkörpermodelle kommen bei der Entwicklung von Werkzeugmaschinen zum Einsatz, wenn das dynamische Verhalten der Maschine unter Verfahrbewegungen bzw. unter verschiedenen Positionen im Arbeitsraum untersucht werden soll. In (Queins 2005) wird eine Portalmaschine als FMKS-Modell zur Simulation der dynamischen Bahnabweichung des TCP in Abhängigkeit der Antriebsregelung modelliert. Dafür wird das FMKS-Modell in der MKS-Umgebung (MSC.Adams) mit der Regelung in der DBS-Umgebung (Matlab/Simulink) gekoppelt. Der Bearbeitungsprozess bleibt dabei unberücksichtigt. Die Parametrierung der Steifigkeit und Dämpfung von Fügstellen gestaltet sich schwierig. Nicht modellierte Effekte wie z.B. Aufstellerschwingungen sind verantwortlich für teilweise Abweichungen von dynamischem Modellverhalten zur Realität. Dieser Ansatz wird durch (Witt 2007) erweitert, indem ein spanender Fertigungsprozess und das Werkstück in die gekoppelte Simulation integriert werden. Die Betrachtung der Relativbewegung zwischen Werkzeug und Werkstück dient zur Berechnung der wirkenden Bearbeitungskräfte. Eine mögliche Änderung der dynamischen Eigenschaften der Struktur durch die Verfahrbewegung wird nicht berücksichtigt. Eine große Herausforderung in (Witt 2007) ist ebenfalls die Parametrierung der einzelnen Teilmodelle inklusive des Prozessmodells. Die Übereinstimmung von dynamischem Modellverhalten und realer Messung ist generell hoch, jedoch sind trotz des hohen Aufwands für die Parametrierung und den Modellabgleich nicht vernachlässigbare Abweichungen vorhanden.

#### 2.1.2.4 Mehrmassenschwinger

Die Strukturdynamik einer Werkzeugmaschine kann für einfache Untersuchungen und Abschätzungen, aber auch für sehr performante Modelle, abstrakt durch ein koordinaten- und ordnungsreduziertes Mehrmassenschwingermodell (siehe Bild 2.2) abgebildet werden. Dabei handelt es sich um eine Hintereinanderreihung von konzentrierten

Massepunkten, welche jeweils durch Feder- und Dämpferelemente miteinander verbunden sind. Das Gesamtsystem wird dabei entweder auf translatorische oder rotatorische Freiheitsgrade reduziert und gyroskopische sowie Coriolis-Kräfte werden vernachlässigt (Berkemer 2003). Die Zusammenschaltung von Einmassenschwingern<sup>3</sup> der Anzahl  $n$  erlaubt die Approximation und Abbildung  $n$  dominanter Eigenfrequenzen des Systems. Weck und Brecher modellieren so beispielsweise Vorschubantriebe mit den Einflüssen diverser mechanischer Komponenten (Weck et al. 2006). Abele und Schäfer (Abele et al. 2013) modellieren einen Bohrer als Torsionsmassenschwinger mit zwölf Massen für die Simulation von Torsionsratterschwingungen.

Ein Mehrmassenschwingermodell kann ohne adaptive Anpassungen der Modellparameter oft nur einen definierten Zustand (z.B. Achsposition der Vorschubachse) der Maschine hinreichend genau beschreiben. Die Bestimmung der Parameter der Feder- und Dämpferelemente ist ohne Identifikation am realen System oder Erfahrungswissen bezüglich ähnlicher Systeme kaum möglich (Brecher et al. 2016a). Die Modellierung der Werkzeugmaschine als Mehrmassenschwinger ermöglicht die Simulation der Struktur direkt in der DBS-Simulationsumgebung. Eine direkte Kopplung mit dem Regler- und dem Prozessmodell ist daher möglich. In (Kamalzadeh et al. 2010) und (Erkorkmaz et al. 2013) wird ein Modellansatz mit einem Zweimassenschwinger zur Abbildung der Dynamik einer elektromechanischen Vorschubachse mit einer dominanten Eigenfrequenz verwendet.

Nachdem innerhalb dieses Unterkapitels die allgemeinen, grundlegenden Modellierungsmethoden für Werkzeugmaschinenstrukturen betrachtet wurden, soll im Folgenden speziell der Stand der Forschung bezüglich der Modellierung des posesabhängigen Strukturverhaltens von Werkzeugmaschinen aufgezeigt werden.

---

<sup>3</sup> System, welches aus einer Masse sowie einem Feder- und Dämpferelement besteht. Es bildet ein Ersatzsystem zweiter Ordnung.

### 2.1.3 Posenabhängige Simulation virtueller Werkzeugmaschinen

Mit den steigenden Anforderungen an die Dynamik von Werkzeugmaschinen oder für die Regelung von Leichtbauwerkzeugmaschinen ist es nicht mehr ausreichend, das dynamische Verhalten in einigen wenigen Posen im Arbeitsraum – eine sogenannte Worst Case-Abschätzung – zu kennen. Vielmehr werden für zukünftige Anwendungen mathematische Beschreibungen der posenabhängigen Werkzeugmaschinendynamik über den ganzen Arbeitsraum benötigt, da beispielsweise adaptive Regler oder die Trajektorienplanung darauf ausgelegt werden. Dafür müssen das Verhalten in vielen unterschiedlichen Posen sowie der Einfluss der Verfahrbewegung auf die Gesamtmaschine zeiteffizient modelliert und analysiert werden können. Im aktuellen Stand der Forschung sind mehrere Ansätze für die Modellierung des posenabhängigen dynamischen Verhaltens der Werkzeugmaschinenstrukturen bekannt. Die zwei meist verfolgten Ansätze (siehe Bild 2.5) sind die Generierung und Analyse sehr vieler Modellvarianten<sup>4</sup> sowie die Modellierung einer kontinuierlichen Verfahrbewegung. Im Folgenden werden die Ergebnisse der relevanten Arbeiten analysiert. Am Ende eines jeden Unterkapitels erfolgt eine kurze Zusammenfassung des aktuellen Stands der Technik des jeweiligen allgemeinen Modellierungsansatzes mit den Stärken und Schwächen im Hinblick auf die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit.

---

<sup>4</sup> Jede diskrete Pose der Maschine im Arbeitsraum wird als Modellvariante betrachtet. Die Anzahl an Modellvarianten ist abhängig von der Größe und Diskretisierung des Arbeitsraums. Dieses Vorgehen lässt jedoch keine kontinuierliche Verfahrbewegung im Verständnis einer transienten Analyse zu. Allerdings könnten die Analyseergebnisse der einzelnen Modellvarianten über den Arbeitsraum nachträglich interpoliert werden.

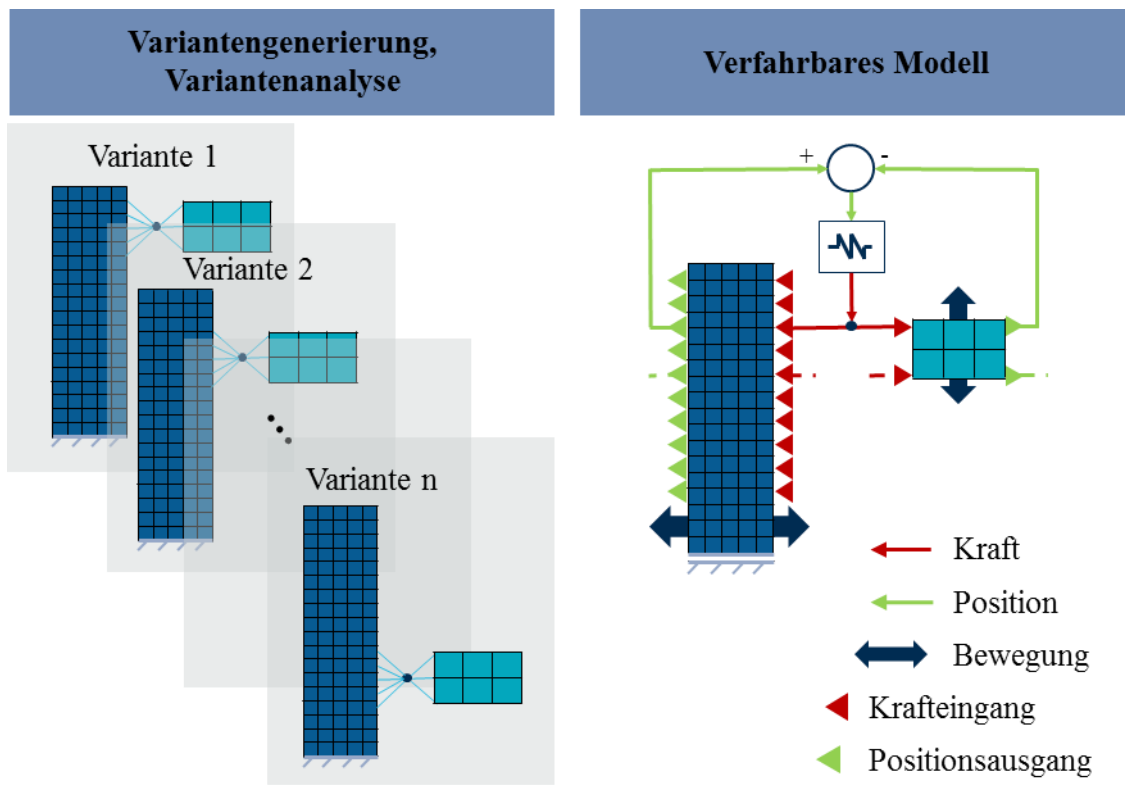


Bild 2.5: Mögliche Ansätze für die Modellierung des poseabhängigen dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinenstrukturen. Rechts: Variantengenerierung; links: Modellierung langer Verfahrbewegungen (nach (Sekler 2012)).

### 2.1.3.1 Variantengenerierung und -analyse

In (Jönsson et al. 2005) wird die virtuelle Werkzeugmaschine einer Wasserstrahlschneidemaschine in Gantrybauweise in einer HiL-Simulation mit Echtzeitanforderungen simuliert. Die dynamischen Eigenschaften der Maschine ändern sich in Abhängigkeit der Pose des Schneidekopfes, da der Querträger mit Schneidekopfbaugruppe elastisch ist. Die Autoren erstellen modal reduzierte Modellvarianten der Maschine für verschiedene Posen mit dem Substrukturansatz. Die Modellvarianten werden in den Zustandsraum überführt und weiter reduziert. In der Echtzeitsimulation (durchgeführt in der DBS-Umgebung) werden in Abhängigkeit der Pose der Maschine die passenden Modellvarianten aufgerufen und simuliert. Die Modellierungsmethode wurde mit dem FEM-Modell voller

Ordnung der Maschine in verschiedenen Posen verglichen und liefert zufriedenstellende Ergebnisse. Der Zeitaufwand für die Erstellung der Modellvarianten im Vorfeld ist sehr hoch.

In (Ihlenfeldt et al. 2015) wird ein ähnlicher Ansatz verfolgt. Es werden für ein holistisches FEM-Modell in der FEM-Entwicklungsumgebung rechnerische Modalanalysen in verschiedenen Posen durchgeführt, die modale Dämpfung hinzugefügt und aus den modalen Daten Zustandsraummodelle in Matlab für verschiedene Posen aufgebaut. Die Autoren führen in der DBS-Umgebung eine Simulation von Verfahrbewegungen durch, indem sie diskret oder kontinuierlich mit Wichtungsfaktoren zwischen den Modellvarianten umschalten. Simulativ werden zufriedenstellende Ergebnisse für die kontinuierliche Kopplungsmethode erzielt. Schwächen existieren im Kraft-Zeit-Ortsverlauf und in der Behandlung zeitlich zurückliegender Krafteinleitung. Wie auch bei Jönsson et al. ist der Ansatz echtzeitfähig, allerdings besteht ein hoher Implementierungsaufwand und es erfolgte keine messtechnische Validierung an einer realen Maschine.

In (Law et al. 2012b) wird ein virtuelles Modell einer Fräsmaschine innerhalb des Entwicklungsprozesses zur Optimierung der Strukturbauteile genutzt. In Abhängigkeit der Stabilität des Fräsprozesses in verschiedenen Posen und der Antriebsmodelle der Achsen wird die Steifigkeit der im Kraftfluss liegenden Bauteile iterativ geändert. Die Autoren programmieren eine Routine, welche eine Modellvariante in einer Pose auf Stabilität des Fräsprozesses hin untersucht. Falls der Prozess instabil ist, werden die Moden identifiziert, in welchen die Instabilitäten auftreten und somit die Produktivität einschränken<sup>5</sup>. Die Bauteile werden daraufhin lokal an den entsprechenden Stellen versteift. Anschließend wird die nächste Modellvariante erzeugt. Das Modell wird detailliert in (Law et al.

---

<sup>5</sup> Wird der Fräsprozess instabil, muss in der Regel die Schnitttiefe reduziert werden. Dies wiederum reduziert die Produktivität.

2012a) beschrieben. Es besteht aus den Substrukturen Spindel, Spindelgehäuse, Fahrständer, Fundament, Schieber, Tisch, welche unabhängig voneinander über modale Reduktion ordnungsreduziert wurden. Die Kopplung erfolgt über eine erweiterte Variante der CMS<sup>6</sup>. Die modale Dämpfung wird nachträglich integriert. Werte für Ersatzparameter in den Kopplungen stammen aus Messungen ähnlicher Maschinen. Die reduzierten Modellvarianten wurden validiert, indem FRFs des reduzierten Modells mit FRFs des vollen FEM-Modells in verschiedenen Posen verglichen wurden. In Abhängigkeit der Reduktionsmethode unterscheiden sich die erzielten Eigenfrequenzen der reduzierten Modelle. Die Optimierungsroutine sowie die Modellvariantengenerierung sind nicht echtzeitfähig. In (Law et al. 2013a) erweitern die Autoren ihren Ansatz aus (Law et al. 2012b), indem sie anstelle der Versteifung der Bauteile eine Topologieoptimierung durchführen. Weiterhin untersuchen und vergleichen sie die Posenabhängigkeit des dynamischen Verhaltens von Modell und realer Labormaschine, indem sie die FRFs an der Werkzeugspitze messen und miteinander vergleichen. Die Verläufe passen qualitativ gut zueinander, große Abweichungen in der Amplitude der Frequenzgänge sind jedoch erkennbar. In (Law et al. 2013b) wird die genannte Modellierungsmethode nochmals auf eine Parallelkinematik angewendet. Die Ergebnisse sind weniger zufriedenstellend als bei der seriellen Maschine.

In (Law et al. 2014) ändern die Autoren die Domäne der Substrukturtechnik. Auf Basis der aus der FEM-Umgebung exportierten modalen Daten führen sie die frequenzbasierte Substrukturtechnik mit dem Receptance Coupling durch. Die Validierung der Methode erfolgt gegen das holistische FEM-Modell der seriellen Maschine aus (Law et al. 2012a). Die Methode rechnet effizienter als die in (Law et al. 2012a) mit den MPC-Verbindungen.

---

<sup>6</sup> Erweiterung CMS durch Interpolation MPC und Penalty-Methode, um numerisch mit den Randbedingungen umgehen zu können.

Langfristiges Ziel der Autoren ist die Echtzeitberechnung der Modelle für die HiL-Simulationen von Werkzeugmaschinen.

Die Autoren in (Brecher et al. 2016a) wenden auch die frequenzbasierte Substrukturtechnik zur Vorhersage der Schwingungseigenschaften von WZM an. Sie nutzen den Vorteil der Methode, dass messtechnisch und analytisch basierte Modelle miteinander verbunden werden können. Die Autoren setzen das Modell innerhalb einer Routine für Änderungskonstruktionen ein. Die Ergebnisse sind für ein kleines Modell mit wenigen Komponenten vielversprechend, allerdings sind Erfahrungen über die Eigenschaften der Kopplungsstellen sinnvoll, da keine Validierung gegen einen realen Prototyp stattfindet. In den Arbeiten (Schmitz et al. 2000) und (Park et al. 2003) wird das Receptance Coupling hauptsächlich zur Kopplung analytischer Werkzeugmodelle mit gemessenen Frequenzgängen der Spindel und Spindelhalterung genutzt. Datenbanken der Dynamik von Maschinen und Werkzeugen können unabhängig voneinander erstellt und verwendet werden. In (Mancisidor et al. 2011) und (Albertelli et al. 2013) wird die Verbesserung der Werkzeugmodellierung thematisiert.

In (Brecher et al. 2016b) wird ein Simulations-Framework vorgeschlagen, welches die gemeinsame Simulation von Struktur, Prozess, Werkstück und Werkzeug unter verschiedenen Konfigurationen der Struktur zulässt und die Prozessstabilität voraussagt. Das Ziel ist die Aufbau einer Datenbank, damit virtuelle Werkzeugmaschinen ohne Expertenwissen als Gesamtsystem simuliert werden können. Die Substrukturen von Werkstück und Werkzeug liegen physikalisch formuliert vor. Die Kopplung erfolgt über MPC und Feder-Dämpferelemente. Das gekoppelte Simulationsmodell wird in verschiedenen diskreten Positionen simuliert und jeweils die Steifigkeitsmatrix abgespeichert. Die Massen- und Dämpfungsmatrix bleiben unbeeinflusst. Die Simulation weicht von Messungen am realen Prototyp aufgrund der schwierigen Parametrierung der Koppelstellen ab. Der Aufwand für die Generierung, Speicherung und Pflege der Modelle ist wegen der Vielzahl an Varianten sehr groß.

Für die Untersuchung der Stabilität von Fräsprozessen sehen die Autoren in (Brecher et al. 2015) die Nutzung linear zeitvarianter (LTV) Modelle als zielführend an. Dafür untersuchen sie eine Methode, mit der sich Substrukturmodelle im Zeitbereich mit dem Fräsprozess analysieren lassen, da im Zeitbereich beispielsweise Nichtlinearitäten abgebildet werden können. Eine Routine erzeugt Modellvarianten, indem ordnungsreduzierte Komponentenmodelle über MPC und Feder-Dämpfer-Elemente in verschiedenen Posen gekoppelt werden. Anschließend werden die modalen Parameter der einzelnen Varianten extrahiert und diese durch modale Interpolation über die verschiedenen Posen im Arbeitsraum interpoliert. Die Parametrierung der Feder-Dämpfer-Elemente in den Koppelstellen erfolgt an Hand von Erfahrungswissen. Durch den fehlenden Abgleich des Modells mit der realen Maschine stimmt die Simulation nicht gut mit den Messungen an der realen Maschine überein. Der Modellierungsprozess setzt sehr viel Expertenwissen voraus.

Die Tabelle 2.1 fasst die unterschiedlichen Modellierungsansätze im Bereich der Variantengenerierung und -analyse zusammen und beurteilt sie nach den folgenden Kriterien:

- Das Modell wird über den gesamten Arbeitsraum mit dem realen dynamischen Verhalten der Werkzeugmaschine abgeglichen.
- Der Parameterabgleich kann online während des Betriebs der Werkzeugmaschine erfolgen.
- Das Modell liegt als mathematische Beschreibung vor, die beispielsweise für eine Reglerauslegung im Zustandsraum oder zur Trajektorienplanung verwendet werden kann.
- Kein Expertenwissen wird benötigt, um die Methode zur Modellbildung anwenden zu können.
- Es wird keine spezielle Messtechnik oder Hardware (z.B. Kraftmessplattformen, Laserinterferometer, System zur experimentellen Modalanalyse, weitere Rechenkapazität) zur Modellbildung benötigt.
- Die Modelle können ein posenabhängiges dynamisches Verhalten abbilden. Dieses Kriterium wird als obligatorisch betrachtet und nicht in der Tabelle mitaufgenommen.

Tabelle 2.1: Zusammenfassung und Beurteilung des Stands der Technik zur Variantengenerierung und -analyse poseabhängiger Werkzeugmaschinenmodelle.

Kriterien	Variantengenerierung, -analyse							
	Jönsson et al. 2005	Ihlenfeldt et al. 2015	Law et al. 2012a	Law et al. 2013b	Law et al. 2015	Brecher et al. 2016c	Brecher et al. 2016a	Brecher et al. 2015
Parameterabgleich im gesamten Arbeitsraum								
Online-Parameterabgleich	-	-	-	-	-	-	-	-
Nutzbarkeit der mathematischen Beschreibung								
Kein Expertenwissen zur Anwendung der Methoden								
Keine spezielle Messtechnik, Hardware	n.r.	n.r.	n.r.		n.r.	n.r.		

- keine Angaben  
n.r. nicht relevant

Kriterium zutreffend  
 Kriterium nicht zutreffend  
 Kriterium in Abstufungen zutreffend

Die Tabelle 2.1 zeigt deutlich, dass eine Vielzahl an Ansätzen im Bereich der Variantengenerierung und -analyse existieren, die ein poseabhängiges dynamisches Verhalten von Werkzeugmaschinenstrukturen abbilden können. Allerdings werden die Modelle im Allgemeinen nicht, oder nicht ausreichend an den realen Prototypen abgeglichen, um beispielsweise zuverlässig eine Reglerauslegung darauf durchführen zu können. In der Regel wird viel Expertenwissen benötigt, um die Modellierungsmethode auf das System einer Werkzeugmaschine anwenden zu können. In den meisten der betrachteten Fälle

muss eine FEM-Modellierung mit anschließender Zerlegung in Substrukturen und Modellreduktion durchgeführt werden. Für die Wahl der Ersatzparameter in den Kopplungspunkten wird sehr viel Erfahrung und Expertenwissen benötigt. Je nach Modellgröße wäre es möglich, die Routinen zur Auswertung der Modellvarianten in Echtzeit auf einer Steuerung auszuführen.

Damit ist die Untersuchung des Modellierungsansatzes der Variantengenerierung und Variantenanalyse (siehe Bild 2.5, linke Seite) abgeschlossen. Im nächsten Unterkapitel erfolgt die Analyse des Modellierungsansatzes, bei welchem lange Verfahrbewegungen im Modell abgebildet werden.

#### 2.1.3.2 Integrierte Modellierung der Verfahrbewegung

In (Hoffmann et al. 2005) erstellen die Autoren ein ganzheitliches Simulationsmodell zur Analyse der Wechselwirkungen zwischen Strukturdynamik und Antriebsregelung. Dieses Modell kann auch für sich ändernde dynamische Eigenschaften während langer Verfahrbewegungen verwendet werden. Dafür erstellen sie ein FMKS-Modell für ein Bearbeitungszentrum mit Parallelkinematik und führen eine Co-Simulation zwischen MSC.Adams (Strukturmodell) und Matlab (Regelkreise und Sollwertgenerierung) durch. Die Abbildung der Verfahrbewegungen ist über Subroutinen gelöst, wo die Strukturbauteile in Abhängigkeit der Verfahrbewegung mit veränderlichen Kontaktkräften in den Krafteinleitungsknoten beaufschlagt werden. Zwischen zwei diskreten Knoten werden die Kontaktdaten interpoliert. In (Hoffmann et al. 2005) erfolgt der Abgleich des Modells mit der Messung in einer Pose. Aussagen über die Genauigkeit des Modells über lange Verfahrbewegungen sind nicht möglich. Dieser Ansatz wird von Hoffman in (Hoffmann 2008) nochmals aufgegriffen und eine Mehrkriterienoptimierung zur Identifikation und zum Abgleich von Modellparametern erstellt. Dynamische Parameter in den Fügstellen werden identifiziert und aufgrund von Messungen des Steifigkeits- und Nachgiebigkeitsfrequenzgangs angepasst. Abschließende allgemeine Aussagen über die Güte der Parameterschätzung mit der vorgestellten Methode werden nicht getroffen.

In (Zäh et al. 2007) wird für eine dreiaxige Drehmaschine die Verfahrbewegung der Maschinenstruktur über die „Relative Nodal Method for Large Deformation Problems“ (alternativer Ansatz zum „Floating Frame of Reference“) simuliert. Das allgemeine Problem der Modellierung von Verfahrbewegungen liegt darin, dass Kräfte und Lasten sich kontinuierlich durch die Verfahrbewegung verändern, sie aber nur durch diskrete Knoten in den Körper eingebracht werden können. Während der Verfahrbewegung müssen die Kräfte und Lasten zwischen den diskreten Knoten umgeschaltet werden, ohne die Struktur dadurch künstlich anzuregen. Die Autoren lösen dieses Problem, indem sie die Verfahrbewegung als Krafteinleitung über sich lösende und verbindende MPCs mit parabolischer Lastverteilungsfunktion um den direkten Krafteingriffspunkt modellieren. Die Fläche unter der Lastverteilungskurve entspricht der Gesamtbelastung. Alle Bauteile mit beweglichen Kontakten werden als *nodal bodies* mit vollen Freiheitsgraden dargestellt, alle anderen Körper werden reduziert und starr gekoppelt. Ein Schnittkraftmodell nach Kienzle und Viktor erzeugt neben der Verfahrbewegung Kräfte auf die Struktur. Die verfahrbaren Vorschubachsen sind geregelt. Die Validierung des Modells erfolgt über gemessene und simulierte Schnittkräfte für einen Drehprozess in einer Pose. Diese Validierung liefert sehr gute Ergebnisse, allerdings steht eine Validierung in verschiedenen Posen und mit unterschiedlichen Schnittbedingungen noch aus. Laut den Autoren ist der Rechenaufwand sehr hoch. Für den Ansatz aus (Zäh et al. 2007) werden in (Siedl 2008) eine Simulationsplattform und eine Entwicklungsmethodik für die durchgängige Simulation von Werkzeugmaschinen im Entwicklungsstadium unter Berücksichtigung der Verfahrbewegung entworfen.

Die Autoren in (Sekler et al. 2012), (Sekler et al. 2009a) und (Sekler 2012) haben das Ziel, verfahrbare flexible Mehrkörpermodelle zu nutzen, um ohne zusätzliche Sensorik modellbasierte Schwingungsreduktion auf der Maschinensteuerung durch Ruckzeit-anpassung zu betreiben. Im Vergleich zu beispielsweise (Zäh et al. 2007) muss das verfahrbare Modell so gestaltet sein, dass es echtzeitfähig im Steuerungstakt berechenbar ist. Die Autoren nutzen dafür nach der Craig-Bampton-Methode reduzierte FEM-Komponentenmodelle, welche in das Simulationsprogramm Virtuos überführt werden. Dieses Programm läuft unter Echtzeitbedingungen auf dem Steuerungsrechner und kann

auf steuerungsinterne Daten zugreifen. Die positions- bzw. zeitabhängige Kopplung der einzelnen Substrukturen erfolgt auf der Steuerung mithilfe von MPCs und Feder-Dämpfer-Elementen sowie der Penalty-Methode zur numerischen Handhabung der Randbedingungen (siehe Bild 2.5, rechts). Mithilfe einer Eigenwertberechnung werden die relevanten Informationen für den Schwingungsreduktionsalgorithmus erzeugt. Die Rechenzeit beträgt laut den Autoren 10 ms, allerdings stellt das Modell einen Kreutztisch aus zwei gekoppelten Vorschubachsen dar und verfügt über vergleichsweise wenige Knoten. Durch einen fehlenden, posenabhängigen Abgleich des Modells mit dem realen Prototypen sind die Vorhersagen der posenabhängigen Eigenfrequenzen nicht ausreichend genau, um das Modell für die Reglerauslegung und Sollwertvorgabe zuverlässig verwenden zu können. Der Einfluss von Prozesskräften bleibt unberücksichtigt. Durch Parallelisierung verkürzen die Autoren in (Hoher et al. 2011) die Berechnungszeit gekoppelter FEM-Modelle. Damit können zukünftig auch große FMKS-Modelle auf Maschinensteuerungen berechnet werden.

In (Henninger et al. 2007) wird das FMKS-Modell einer Parallelkinematik (PKM) für die Fräsbearbeitung untersucht. Die Autoren führen eine posenabhängige Analyse der Stabilität des Fräsprozesses durch, wobei Posenabhängigkeit in diesem Fall nicht als große Distanzen im Arbeitsraum, sondern als verschiedene Winkelstellungen der PKM interpretiert wird. Die Autoren stellen ein parametrisches, lineares Mehrkörpermodell mit 6 Freiheitsgraden (FHG) und flexiblen Elementen (Reduktion der Knoten durch eine Methode, die auf Hankel'schen Singulärwerten basiert) zur posenabhängigen Vorhersage der Prozessstabilität mit der *semi-discretisation method* auf. Das Werkzeug mit Werkzeughalter und Spindel ist als Zweimassenschwinger modelliert und an das Mehrkörpermodell gekoppelt. Aufgrund der parametrischen Modellierung können Massen, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrix sehr schnell in Abhängigkeit der Stellung der PKM berechnet werden. Die Autoren geben an, gute Resultate zu erzielen. Eine Parameterstudie und ein Vergleich von Modell und realem System in Abhängigkeit verschiedener Winkelstellungen der PKM wären sehr interessant. Die Modellierung ist sehr aufwändig und verlangt Expertenwissen, ebenso die Parametrierung der Feder-Dämpferelemente.

Die Tabelle 2.2 fasst die unterschiedlichen Modellierungsansätze im Bereich der Modelle von Werkzeugmaschinenstrukturen mit integrierter Verfahrensbewegung und Posenänderungen zusammen und beurteilt sie nach den bekannten Kriterien (siehe Kapitel 2.1.3.1). Wie auch bei der Variantenerzeugung und -analyse steht bei den Modellen mit integrierter Verfahrensbewegung eine Validierung des Modells am realen System über den gesamten Arbeitsraum aus. In der Regel werden mathematische Modelle erstellt, die sehr gut (beispielsweise für eine Reglerauslegung) verwendet werden können. Die Anwendung der Methode zur Modellerstellung benötigt in allen betrachteten Fällen sehr viel Wissen in den Bereichen Mechanik und Systemtheorie.

Tabelle 2.2: Zusammenfassung und Beurteilung des Stands der Technik zu Werkzeugmaschinenmodellen mit integrierter Verfahrensbewegung.

Kriterien	Modell mit integrierter Verfahrensbewegung			
	Hofmann et al. 2005	Zaeh et al. 2007	Sekler et al. 2012	Henninger et al. 2007
Parameterabgleich im gesamten Arbeitsraum				
Online-Parameterabgleich	-	-	-	-
Nutzbarkeit der mathematischen Beschreibung				
Kein Expertenwissen zur Anwendung der Methoden				
Keine spezielle Messtechnik, Hardware				-

- keine Angaben
- n.r. nicht relevant
- Kriterium zutreffend
- Kriterium nicht zutreffend
- Kriterium in Abstufungen zutreffend

Neben den zwei häufig gebräuchlichen Ansätzen zur Modellierung poseenabhängigen dynamischen Verhaltens aus Bild 2.5 werden weitere Ansätze wie der Einsatz fortgeschrittener Regler in der Literatur untersucht. Alle weiteren Ansätze, neben den zwei bereits diskutierten, werden im nachfolgenden Kapitel abgehandelt.

### 2.1.3.3 Weitere Ansätze

Innerhalb dieses Kapitels werden zuerst Ansätze betrachtet, welche poseenabhängige Werkzeugmaschinenstrukturen mit fortgeschrittener Regelung wie beispielsweise robusten Reglern betreiben. Die genaue Kenntnis des poseenabhängigen dynamischen Verhaltens des Systems ist zweitrangig, da diese Regler nicht so sensitiv auf Parameteränderungen wie beispielsweise Zustandsregler im System reagieren.

In (da Silva, Maíra M. et al. 2008) wird eine Pick and Place-Kinematik in Gantrybauweise mit flexibler Pinole, welche eine veränderliche Dynamik aufweist, betrachtet. Die Autoren teilen das System dafür in ein poseenunabhängiges und poseenabhängiges System auf. Für die poseenabhängige Pinole erstellen sie ein linear parametervariantes (LPV) Modell, indem sie ein parametrisches FEM-Modell hoher Ordnung erzeugen. Anschließend werden daraus lineare, ordnungsreduzierte Modelle für diskrete Posen abgeleitet. Durch affine Interpolation zwischen den Polen und Nullstellen der unterschiedlichen Konfigurationen wird das LPV-Zustandsraummodell generiert. Die Regelung des Systems erfolgt über linear zeitinvariante (LTI) und linear zeitvariante (LTV) PID-Regler. In (da Silva et al. 2009) erstellen die Autoren für das genannte System und Modell eine integrierte Optimierungsmethode, welche die Geometrieparameter der Pinole und die Verstärkungsfaktoren der LTI- und LPV-PID-Regler in Abhängigkeit zueinander berechnet.

In (da Silva, Maíra M. et al. 2009) der Ansatz um einen Gain-Scheduling (LPV)-Regler, welcher aus vier lokalen LTI  $H_\infty$ -Reglern interpoliert wurde, erweitert. Die Modellierung und Regelung des Systems liefert gute Übereinstimmungen zwischen den Ist- und Sollwerten. Die Arbeiten basieren allgemein auf der Arbeit (Symens et al. 2004), welche die

fortgeschrittene Regelungsverfahren (bspw.  $H_\infty$ -Regelung) untersucht, um die veränderlichen dynamischen Eigenschaften des zu regelnden Systems zu kompensieren, ohne Dynamik einzubüßen.

In (Rieber et al. 2004) wird ein ähnlicher Ansatz wie bei den Autoren um da Silva für ein kartesisches Handlingsystem in Gantrybauweise in der Leiterplattenmontage verfolgt. Es wird auch eine  $H_\infty$ -Regelung für das System ausgelegt, um das poseabhängige dynamische Verhalten des Systems zu regeln, Biegemoden und Reibeffekte zu kompensieren sowie die Positionierzeit zu reduzieren.

Ein anderer neben der fortgeschrittenen Regelung sehr interessanter Ansatz zur Vorhersage poseabhängiger Struktureigenfrequenzen von Werkzeugmaschinen wird in der Arbeit (Luo et al. 2015) verfolgt. Die Autoren berechnen eine Änderungsrate der natürlichen Eigenfrequenzen auf Basis der Veränderung bzw. Verfahrbewegung der Struktur. Die Strukturdynamik der Werkzeugmaschine modellieren sie über einen  $n$ -Mehrmassenschwinger mit einer fixen Masse. Eine Massen- oder Strukturänderung macht sich im Modell bemerkbar, indem Ausgleichsmassen an einzelne Massen in der Mehrmassenschwingerkette addiert werden. Die Autoren verwenden Mehrmassenschwinger mit bis zu 30 FHGs. Der Ansatz ist physikalisch sehr anschaulich, allerdings ist die einfache Parametrierung des Systems anzuzweifeln.

Die ersten beiden Ansätze innerhalb dieses Unterkapitels rücken die Wichtigkeit der genauen Modellierung des poseabhängigen, dynamischen Verhaltens in den Hintergrund, da fortgeschrittene Regler im Gegensatz zu herkömmlichen Kaskaden- oder Zustandsreglern größere Parameteränderungen ausgleichen können. Der Aufwand liegt damit in der Auslegung der Regelung und nicht in der genauen Parametrierung des Modells. Nachteilig an diesem Ansatz ist, dass das Modell nicht losgelöst von der Regelung betrachtet werden kann. Die Methode zur Modellerstellung und Reglerauslegung erfordert sehr viel Expertenwissen. In der nachfolgenden Tabelle 2.3 sind alle Ansätze zusammengefasst und beurteilt.

Tabelle 2.3: Zusammenfassung und Beurteilung des Stands der Technik zu Werkzeugmaschinenmodellen mit den sonstigen Ansätzen.

Kriterien	Fortgeschrittene Regelung		Sonstige
	Da Silva 2009	Rieber et al. 2004	Luo et al. 2015
Parameterabgleich im gesamten Arbeitsraum	n.r.	n.r.	○
Online-Parameterabgleich	n.r.	n.r.	-
Nutzbarkeit der mathematischen Beschreibung	◐	◐	◑
Kein Expertenwissen zur Anwendung der Methoden	○	○	◑
Keine spezielle Messtechnik, Hardware	●	●	●

- keine Angaben  
n.r. nicht relevant

● Kriterium zutreffend  
○ Kriterium nicht zutreffend  
◐ ◑ ◒ Kriterium in Abstufungen zutreffend

Die Untersuchung der bekannten Ansätze zur Modellierung des posesabhängigen, dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinenstrukturen für die Simulation ist damit abgeschlossen. Es wurden die Variantengenerierung und -analyse, die Modellierung der Verfahrbewegung, sowie fortgeschrittene Regelungen an dem Zielsystem Werkzeugmaschine betrachtet und beurteilt. Vor allem die Ansätze der Variantengenerierung und die Modellierung der Verfahrbewegung können ein posesabhängiges dynamisches Verhalten von Werkzeugmaschinenstrukturen gut abbilden. Jedoch wird für die Anwendung der

Modellierungsmethoden viel Expertenwissen benötigt. Weiterhin erfolgt in der Regel kein Abgleich der Modelle mit dem realen dynamischen Verhalten der Maschine über den gesamten Arbeitsraum. Nicht am realen System validierte Modelle sind für Untersuchungen im Entwicklungsstadium zwangsläufig ausreichend. Für die Auslegung von Reglern am Modell muss jedoch eine Validierung des Modells vorausgehen. Methoden für den effizienten Abgleich von poseabhängigen, dynamischen Werkzeugmaschinenmodellen mit den realen Systemen sind innerhalb der bisher betrachteten Ansätze ausstehend. Dafür wird im Folgenden der Stand der Technik zur Identifikation von Modellparametern für Werkzeugmaschinen untersucht. Zuerst wird allerdings, um das Thema virtuelle Werkzeugmaschine ganzheitlich betrachten zu können, kurz der Stand der Technik zur Modellierung der Antriebsregelung und des Bearbeitungsprozesses aufgearbeitet.

#### **2.1.4 Regelung in virtuellen Werkzeugmaschinen**

Die Regelung von Werkzeugmaschinen erfolgt in der industriellen Praxis generell über eine Kaskadenregelung der einzelnen Vorschubachsen mit Strom-, Drehzahl- und Lageregelkreis (Weck et al. 2006), (Altintas et al. 2011). In industrieller Anwendung bieten die meisten Steuerungshersteller die Möglichkeit der Verwendung diverser Filter wie Notch-, Lead-, Lag-, Bandpass- und Tiefpassfilter zur Unterdrückung dominanter, mechanischer Eigenfrequenzen im Drehzahl- und Lageregelkreis (Heidenhain GmbH 2017), (Siemens AG). Weiterhin wird das Regelergebnis der Kaskadenregelung durch eine geeignete Vorsteuerung verbessert (Pritschow et al. 1992). Matsubara et al. zeigen beispielsweise, dass selbst in der Hochpräzisionsbearbeitung Verbesserungen im Arbeitsergebnis durch modellbasierte Vorsteuerungen erzielt werden können (Matsubara et al. 2011). Weitere Verbesserungen in der Genauigkeit und Performanz einer Kaskadenregelung werden durch Reibkraftvorsteuerung bzw. -kompensation (Jamaludin et al. 2008), durch zusätzliche Rückführung messbarer Größen, wie zum Beispiel einer Beschleunigungsrückführung (Patentschrift DE 101 35 220 B4 2007.06.14 2001), oder durch zusätzliches Input Shaping und Strukturen zur Schwingungsvermeidung erzielt (Altintas et al. 2012), (Singhose 2009), (Dietmair et al. 2009).

Im akademischen Umfeld kommen neben Kaskadenregelungen auch fortgeschrittene Regelverfahren wie beispielsweise Zero Phase Tracking Error Controller (ZPETC) (Tsao et al. 1987), (Erkorkmaz et al. 2001a), Zustandsregelungen (Hafla 2008), Sliding Model Regelungen (Altintas et al. 2000) für die Regelung von Werkzeugmaschinenvorschubachsen zum Einsatz. Obwohl teilweise bessere Ergebnisse mit den alternativen, fortgeschrittenen Regelverfahren erzielt werden, sind sie im industriellen Umfeld nicht verbreitet. Die Kaskadenregelung bietet mit der Einfachheit der Einstellung der Parameter sowie mit der höheren Robustheit gegenüber Parameterschwankungen und Modellunsicherheiten in der Regel größere Vorteile (Hafla 2008).

Die Simulation der Regelung von Werkzeugmaschinen wird meist als Digital Block Simulation beispielsweise in der Simulationsumgebung Matlab/Simulink® durchgeführt (Ihlenfeldt et al. 2015). Integrierte Simulationen mit der Mechanik in der DBS-Umgebung bieten sich für die detaillierte Simulation der Regelung innerhalb virtueller Werkzeugmaschinen an. Bei der Simulation der Regelung in der Umgebung anderer Domänen (z.B. FEM-Umgebung) werden die Vorschubantriebe mitsamt der Regelung meist sehr vereinfacht (beispielsweise als PT1- oder PT2-Glied) dargestellt (Witt 2007). Neben der Strukturmechanik und der Regelung ist der Bearbeitungsprozess die dritte, wichtige Domäne innerhalb virtueller Werkzeugmaschinen. Die Vorgänge und Einflussfaktoren der spanenden Bearbeitung werden nachfolgend kurz umrissen.

### **2.1.5 Bearbeitungsprozess in virtuellen Werkzeugmaschinen**

Auf Werkzeugmaschinen werden je nach Anwendungsbereich viele unterschiedliche Bearbeitungsprozesse ausgeführt. Generell lassen sie sich in Prozesse mit und ohne Kraftrückwirkung auf die Maschinenstruktur und Vorschubachsen trennen. Für die Prozesse mit Kraftrückwirkung wird hier exemplarisch auf die Modellierung des Zerspanens mit definierter Schneide, wie zum Beispiel beim Fräsen, eingegangen. Es werden das analytische Prozessmodell, der Regenerativeneffekt sowie die verschiedenen Bearbeitungszustände von Werkzeugmaschinen und deren Auswirkung auf das Schwingverhalten angesprochen.

### 2.1.5.1 Analytisches Prozessmodell beim Fräsen

Der Bearbeitungsprozess ist insofern relevant für die ganzheitliche Betrachtung und Modellierung von Werkzeugmaschinen, als dass er eine Krafrückwirkung auf die Maschinenstruktur und den Vorschubantrieb inklusive Regelung hat. Der Fräsprozess und dessen Dynamik bestimmt oftmals die Dynamik des Gesamtsystems. Bei der ganzheitlichen Betrachtung von Werkzeugmaschinen ist es also zwingend erforderlich, den Bearbeitungsprozess zu modellieren und in virtuelle Werkzeugmaschinen zu integrieren.

Die Krafrückwirkung durch den Bearbeitungsprozess lässt sich durch empirische Modelle zur Schnittkraftbestimmung, wie durch Kienzle für das Stirnfräsen beschrieben (Kienzle 1952), oder darauf aufbauende Arbeiten modellieren. Die Schnittkraft ist die notwendige Kraft, um einen Span mit definierter Schnittbreite und -tiefe vom Werkstück abzuscheren. Ausführliche Erläuterungen zu diesem Vorgang und dessen Modellierung kann einer Vielzahl an einschlägiger Literatur wie beispielsweise (Armarego et al. 1969), (Palmer et al. 1959), (Shaw 2005), (Denkena et al. 2011) entnommen werden. Je nach Simulationsziel kann der spanende Bearbeitungsprozess als DBS oder als mechanikspezifische Simulation, wie zum Beispiel in (Guo et al. 2004), in der FEM-Umgebung erfolgen.

Neben der rückwirkenden Schnittkraft auf die Maschine ist allerdings auch die dynamische Interaktion des Zerspanprozesses mit der Werkzeugmaschinenstruktur inklusive Werkstück und Werkstückhalterung relevant. Während des Zerspanprozesses treten fremderregte und teilweise auch selbsterregte Schwingungen, beispielsweise durch den Regenerativeneffekt, auf. Dieser wird nachfolgend erläutert.

### 2.1.5.2 Regenerativeneffekt

Auch ein stabiler Zerspanprozess ist nicht frei von relativen Schwingbewegungen zwischen Werkzeug und Werkstück. Eine initiale Schwingung, beispielsweise hervorgerufen durch Beschleunigungskräfte, Bodenerschütterung oder durch einen Messereingriffstoß, führt beim Einschneiden des Werkzeugs zu einer Welligkeit auf der Oberfläche des

Werkstücks. Die Wellen auf der Oberfläche des Werkstücks weisen die Eigenfrequenz der Maschine auf. In Abhängigkeit des Phasenversatzes und weiterer Prozessparameter kann ein erneutes Einschneiden in diese Welligkeit abermals eine Anregung der Maschine mit der Eigenfrequenz bedeuten. Bei ausreichend hoher Maschinensteifigkeit und Systemdämpfung bleibt der Zerspanprozess stabil. Falls das jedoch nicht der Fall ist, tritt ein instabiler Zustand ein. Die relativen Schwingbewegungen zwischen Werkzeug und Werkstück klingen exponentiell auf und kommen nicht mehr zur Ruhe. Die dauerhaft neu erzeugten Wellen auf der Werkstückoberfläche halten den Schwingvorgang aufrecht. Bei dieser Schwingerscheinung wird von selbsterregten Schwingungen, dem „regenerativen Rattern“ bzw. kurz nur von „Rattern“ gesprochen (Altintas 2012), (Munoa et al. 2016).

In den letzten Jahrzehnten wurden unzählige Arbeiten zur Modellierung von Rattern und dessen Unterdrückung veröffentlicht. Häufig wird bei der Modellierung von Rattern auf das Modell von Altintas und Budak zurückgegriffen (Altintas et al. 1995), (Budak et al. 1998). Sie modellieren diese Erscheinung in einem analytischen, mathematischen Modell, indem sie neben den Elementen des Schnittkraftmodells, wie beispielsweise Schneidengeometrie, Fräskinematik und Werkstoffeigenschaften, die Spanungsdicke an den Schneiden mitbetrachten. Die lokale Spanungsdicke ist von der Relativbewegung des Werkzeugs zum Werkstück bestimmt, welche aufgrund der Nachgiebigkeit von Werkzeug, Werkstück und Maschinenstruktur variieren kann. Diese Nachgiebigkeiten werden über Feder-Dämpfer-Elemente mit definierter Anzahl an Freiheitsgraden abgebildet. Die Modellierung erfolgt häufig in einer Digital Block Simulation.

### 2.1.5.3 Bearbeitungszustände

Im spanenden Bearbeitungsprozess mit Werkzeugmaschinen treten Zeiten mit und ohne Eingriff der Schneide in das Werkstück auf. Das Werkzeug wird mit Eilgangsgeschwindigkeit im Sicherheitsabstand am Werkstück positioniert, wo dann die Bearbeitung mit entsprechendem Vorschub beginnt. Diese Phasen der Bearbeitung sowie deren Auswirkungen auf das dynamische Verhalten der Werkzeugmaschinenstruktur werden in Bild 2.6 zusammengefasst.

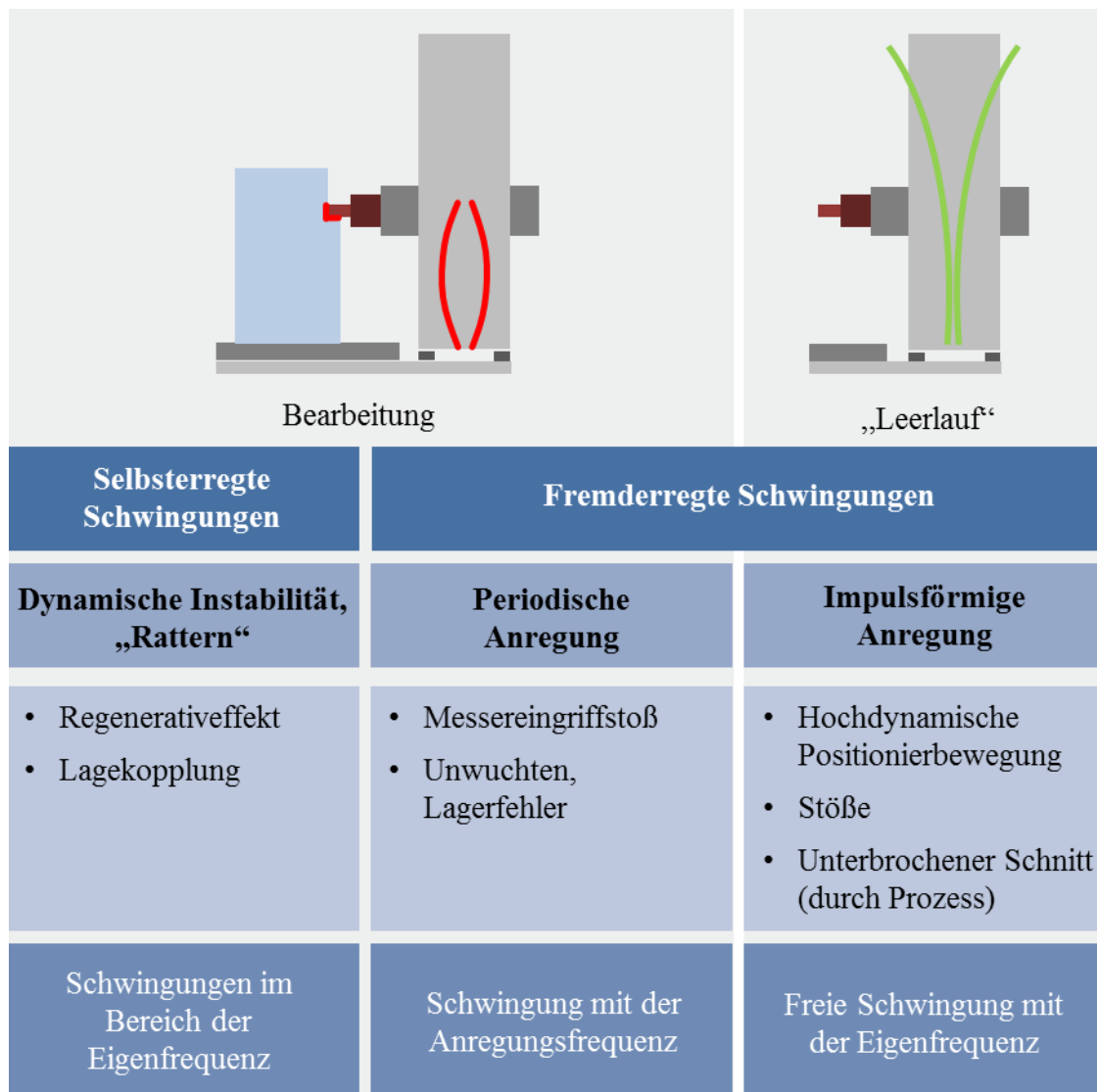


Bild 2.6: Bearbeitungszustände von Werkzeugmaschinen und Auswirkung auf das Schwingverhalten von Werkzeugmaschinenstrukturen (nach (Weck et al. 2013), Einteilung nach (Baur 2015)).

Fremderregte Schwingungen entstehen nach periodischer oder impulsförmiger Anregung der Werkzeugmaschine durch äußere Einflüsse. Bei periodischer Anregung, bspw. durch periodischen Schneideneingriff des Werkzeugs, Unwuchten oder Lagerfehler hervorgerufen, antwortet das System mit der Anregungsfrequenz. Bei impulsförmiger Anregung, wie beispielsweise durch Beschleunigungsvorgänge hochdynamischer Bewegungen, bei

unterbrochenen Schnitten oder einer äußeren Störung (z.B. über Anregung des Fundaments), führt das System eine freie Schwingung mit seiner (seinen) Eigenfrequenz(en) aus.

Die Lagekopplung beschreibt den Effekt, wenn zwei Eigenschwingungsformen, die annähernd orthogonal zueinander sind und deren Eigenfrequenzen nah beieinander liegen, durch den Fräsprozess gekoppelt werden. Daraus entsteht eine ellipsenförmige, selbsterregte Schwingung. Die Ratterfrequenzen aufgrund des Regenerativeffekts liegen im Bereich der Eigenfrequenzen dominanter Moden der Maschinenstruktur. Sie sind allerdings nicht exakt gleich dieser Eigenfrequenzen (Altintas 2012). Tobias erklärt diesen Effekt damit, dass der Kontakt von Werkzeug und Werkstück das Gesamtsystem versteift und somit die Ratterfrequenz etwas höher liegt als die natürliche Eigenfrequenz der Maschinenstruktur (Tobias 1961). Rattern der Maschinenstruktur tritt i.d.R. zwischen 20-200 Hz auf, Rattern des Werkzeugs und der Werkzeughalterung zwischen 0,5 kHz und 10 kHz (Munoa et al. 2016).

Damit ist der Stand der Technik virtueller Werkzeugmaschinen ganzheitlich zusammengefasst und aufgearbeitet. Nachfolgend werden die Parameter von Werkzeugmaschinenmodellen sowie ihre Identifikation detailliert betrachtet. Die genaue Bestimmung der Modellparameter ist ausschlaggebend dafür, wie gut die virtuelle Werkzeugmaschine die reale abbildet.

## **2.2 Parameter für Werkzeugmaschinenmodelle**

Im Modellierungsprozess virtueller Werkzeugmaschinen muss eine Vielzahl von Modellparametern bestimmt werden. Sie sind notwendig, um die mechanischen, elektromechanischen, regelungstechnischen, tribologischen, werkstoffspezifischen oder prozesstechnischen Eigenschaften des Systems quantitativ zu beschreiben. Je nach Simulationsmethode und Detaillierungsgrad des Modells haben die Parameter spezifische physikalische und regelungstechnische Bedeutung, oder es handelt sich bereits um abstrakte Ersatzparameter (z.B. Ersatzsteifigkeiten, Lehr'sches Dämpfungsmaß oder Ersatzzeitkonstanten), die eine Vielzahl an physikalischen Effekten zusammenfassen. Die

richtige Wahl der Ersatzparameter stellt eine große Herausforderung in der Modellerstellung dar. Im Folgenden werden die verschiedenen Parametertypen für virtuelle Werkzeugmaschinen klassifiziert. Nachfolgend wird auf die Identifikation der jeweiligen Parametertypen eingegangen.

### **2.2.1 Klassifikation von Modellparametern**

Modelle können basierend auf ihrer Modellierungsmethode und der Simulationsumgebung unterschiedlich analysiert werden. Übliche Analysemöglichkeiten virtueller Werkzeugmaschinen sind kinematische, statische und modale bzw. harmonische Untersuchungen. Transiente Analysen beschreiben das vorübergehende, instationäre Verhalten aufgrund einer Auslenkung oder Anregung des Systems, beispielsweise durch Beschleunigungen oder Störkräfte. Nicht alle Analysemöglichkeiten sind für jede Simulationsmethode und -umgebung gleich gut geeignet. Während beispielsweise modale Analysen sehr gut in FEM-Simulationen durchführbar sind, sind DBS für transiente Analysen ausgezeichnet geeignet. Das Bild 2.7 ordnet die unterschiedlichen Parametertypen virtueller Werkzeugmaschinen den relevanten Analysemöglichkeiten von Simulationsmodellen zu.

Kinematische Analysen sind schon mit Modellen durchführbar, die geometrische Maße und Abhängigkeiten der Bauteile zueinander beschreiben. Statische, modale und harmonische Analysen benötigen neben der Geometrie Informationen über die Masse, Steifigkeit und Dämpfung des Systems. Bei transienten Analysen sind zudem die Regelung und gegebenenfalls der Bearbeitungsprozess zu modellieren und vor allem auch zu parametrieren. In Abhängigkeit der Analyse und der Simulationsmethode kommen unterschiedliche Beschreibungsformen der Modelle und Modellgleichungen vor. Die Modellparameter, vor allem die Ersatzparameter, können sich daher auch unterscheiden bzw. müssen in die für das Modell übliche Form umgerechnet werden. Nachfolgend wird auf die Bestimmung der Parameter für virtuelle Werkzeugmaschinen eingegangen. Der Fokus liegt dabei auf der Identifikation von (Ersatz-)Parametern, die das dynamische (Struktur-)Verhalten virtueller Werkzeugmaschinen beschreiben.

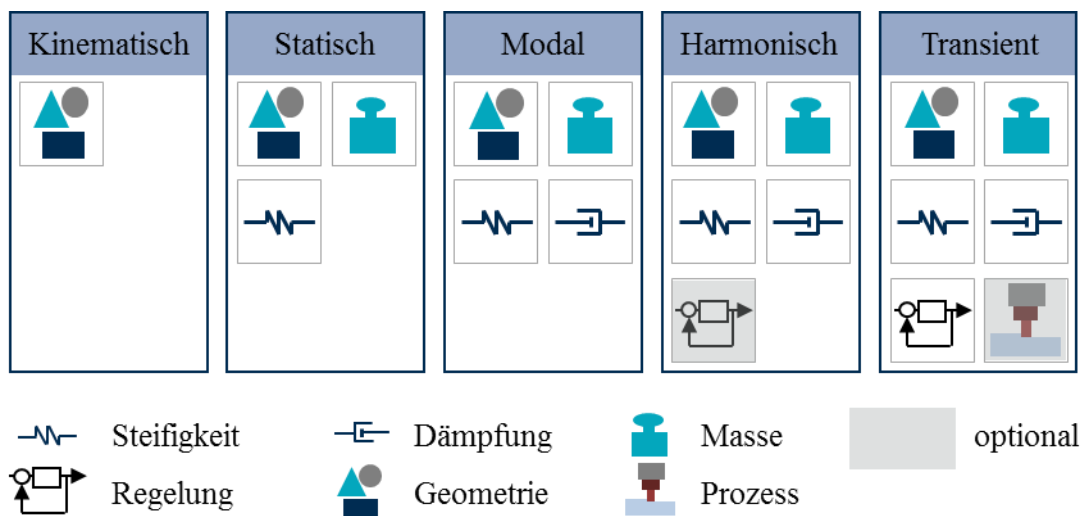


Bild 2.7: Parametertypen für virtuelle Werkzeugmaschinen in Abhängigkeit der Analyse der Simulation (nach (Brecher 2009)).

### 2.2.2 Identifikation

Die beschriebenen Parameter für virtuelle Werkzeugmaschinen werden in der Regel auf verschiedene Weisen bestimmt. Am naheliegendsten ist die analytische Herleitung derjenigen Modellparameter, die aus gegebenen Technologieparametern oder bereits vorhandenen Modellen, wie etwa CAD-Modellen, abgeleitet werden können. Für die restlichen Parameter können entweder Annahmen getroffen werden, die auf bereits bekanntes Wissen zurückgehen oder sie werden experimentell bestimmt. Dies setzt allerdings das Vorhandensein eines physischen Prototyps voraus, an welchem Messungen vorgenommen werden können. Parameter für virtuelle Werkzeugmaschinen, auch von Teilmodellen, werden in der Literatur sehr häufig über das Prinzip der kleinsten Quadrate (Least Squares) identifiziert. In Abhängigkeit verschiedener Randbedingungen wie beispielsweise der Hardwareaufbau oder die Speichermöglichkeiten von Messwerten kann die Identifikation der Parameter offline oder online während des Betriebs erfolgen.

### 2.2.2.1 Geometrie, Masse und Trägheiten

Geometrische Größen sowie Massen und Trägheiten können oft sehr einfach und zuverlässig bestimmt oder abgemessen werden. In der Regel können die Daten direkt aus dem CAD-Modell der Werkzeugmaschine entnommen, oder einfach analytisch berechnet werden. Oftmals ist im Anschluss die Berechnung der reduzierten Masse oder des reduzierten Massenträgheitsmoments notwendig. Wenn sich die Bauteilmasse während des Bearbeitungsprozesses signifikant ändert, kann die Identifikation der tatsächlichen Lastmasse für eine effiziente Regelung notwendig werden. Die Autoren in (Friedrich et al. 2014) schätzen die Massenträgheit eines Drehtisches mit Werkstück mittels Rekursive Least Squares Algorithmen, um die Regelung auf den Lastfall anpassen und damit dynamischer einstellen zu können.

### 2.2.2.2 Steifigkeiten und Dämpfungen

Innerhalb der Kontinuumsmechanik ergeben sich die resultierenden Bauteilsteifigkeiten aus den Werkstoffeigenschaften und physikalischen Größen (z.B. E-Modul, Querkontraktionszahl, Spannung, Dehnung (Becker et al. 1975)), welche für die Beschreibung des elastischen Bauteilverhaltens notwendig sind. Kontakte und Verbindungen von Bauteilen in virtuellen Werkzeugmaschinen, z.B. bei der Substrukturkopplung, werden meist über Ersatzsteifigkeiten an den Verbindungsknoten modelliert (Brecher et al. 2016c). Bei weniger detaillierten MKS-Modellen kann das gesamte physikalische Verhalten über Ersatzsteifigkeiten approximiert werden. Ersatzsteifigkeiten werden oftmals nach Erfahrungswissen gewählt und iterativ angepasst, indem zum Beispiel Frequenzgänge von Modell und realem System verglichen werden. Allerdings ist die manuelle Kalibrierung eines flexiblen Mehrkörpermodells, wie beispielsweise in (Altintas et al. 2005) beschrieben mit 48 verschiedenen Parametern, nahezu unmöglich. Besteht die Möglichkeit der Aufzeichnung und Weiterverarbeitung von Messdaten, werden häufig Identifikationsalgorithmen auf Basis der Methode der kleinsten Quadrate oder Optimierer zur Identifikation von Ersatzsteifigkeiten eingesetzt. In fortgeschrittenen Anwendungen, wie beispielsweise in (Witt 2007), werden die Steifigkeits- und Dämpfungsparameter eines

Spindel-Lager-Systems mithilfe genetischer bzw. evolutionärer Algorithmen optimiert. Sie passen den analytischen und den gemessenen Frequenzgang des Spindel-Lager-Systems iterativ aneinander an, indem die Steifigkeits- und die Dämpfungsmatrizen gezielt verändert werden. Der analytische Frequenzgang wird durch das FE-Modell des Systems erzeugt.

Ähnlich wie bei der Steifigkeit verhält es sich bei der Modellierung der Dämpfung als Dissipationseffekt infolge von Werkstoff- und Materialdämpfung sowie Reibung und tribologischer Effekte. Im Kontext virtueller Werkzeugmaschinen wird häufig mit Ersatzdämpfungskonstanten (z.B. Rayleigh-Dämpfung, Lehr'sches Dämpfungsmaß) gearbeitet, die auf Basis von Erfahrungswissen angenommen werden. Allerdings wird in (Weck et al. 2000) gezeigt, dass die Erfahrungswerte zur Parametrierung von Dämpfungsparametern noch nicht ausreichen, um auf messtechnische Untersuchungen verzichten zu können. Reibung als ein möglicher Dissipationseffekt kann auch in verschiedenen Detaillierungsgraden über lineare und nichtlineare, physikalische Modelle abgebildet werden (Niehues 2015), (Heinze et al. 2015), (Dupont et al. 2002), (Rebelein et al. 2017). Die Parameter dafür ergeben sich aus den Werkstoffeigenschaften der aufeinander abgleitenden Bauteile und den dazugehörigen statischen und dynamischen Größen wie beispielsweise der Anpresskraft.

### 2.2.2.3 Bearbeitungsprozess

Prozessparameter sind für spanende Prozesse von der Technologie, dem Werkzeug bzw. der Werkzeug-Spindel-Kombination sowie von der Maschinen- und teilweise auch von der Bauteilstruktur abhängig. Bei den Technologieparametern handelt es sich um Werkzeugkennwerte (Schneidenanzahl, Schneidenform, etc.) sowie um Bearbeitungswerte wie Vorschub, Spindeldrehzahl, Schnitttiefe und -breite. Die ersten Parameter können aus dem Datenblatt des verwendeten Werkzeugs sowie aus dem NC-Programm extrahiert werden. Schnitttiefen und -breiten können wie nach (Friedrich et al. 2015) im Rahmen einer Abtragssimulation zum Beispiel mit einem Multi-Dexel-Algorithmus ermittelt werden.

#### 2.2.2.4 Regelung und abstrahierte Modelle geregelter Gesamtsysteme

Relevante, die Regelung betreffende Ersatzparameter sind die Zeitkonstanten und Verstärkungsfaktoren der einzelnen Regelkreise, Filterzeitkonstanten sowie Grenzwerte jeglicher Art. Je nach Detaillierung des Modells kann der ausgelegte Regelkreis entweder durch eine geringere Anzahl an Ersatzzeitkonstanten (beispielsweise durch PT1-Glieder) beschrieben werden oder detailliert nachmodelliert und die Parameter aus der Steuerung verwendet werden. Wenn das Modell der Vorschubachse bekannt ist, können die Regelparameter und Ersatzzeitkonstanten oftmals analytisch bestimmt werden (Schröder 2009), (Zirn et al. 2006). Alternativ können diese auch über Kennwertermittlung an Messschrieben aus der Maschinensteuerung ermittelt werden. In fortgeschrittenen Anwendungen wie beispielsweise in (Pruschek 2009) werden evolutionäre Algorithmen und neuronale Netze zur automatischen Parametrierung bzw. Identifikation von Regelparametern verwendet.

Je weiter ein Modell abstrahiert wird, desto weniger Ersatzparameter müssen bestimmt werden und die Klassifizierbarkeit der Parametertypen geht zunehmend verloren. Häufig werden Koeffizienten von Übertragungsfunktionen bzw. gebrochen rationalen Funktionen gesucht, welche das geregelte Maschinenverhalten simulativ beschreiben können. Diesen Koeffizienten kann nur noch vage eine physikalische Bedeutung, Effekte oder ein Wirkungsort zugeschrieben werden. Allerdings steigt die Effizienz der Online-Berechnung dieser Modelle, d.h. der Berechnung auf der Steuerung während des Betriebs der Werkzeugmaschine. Für die Identifikation der Parameter gebrochen rationaler Funktionen stehen diverse Möglichkeiten zur Verfügung.

In (Erkorkmaz et al. 2001b) wird für eine Vorschubachse mit Kugelgewindetrieb das als PT1-Glied angenommene Verhalten von Motormoment auf die Drehzahl der Spindel bestimmt, indem die Massenträgheit und die viskose Dämpfung über einen Rekursiv Least Squares (RLS)-Schätzer identifiziert werden. Ein erweitertes Reibmodell mit zusätzlicher Coulomb-Reibung wird mittels Kalmanfilter geschätzt. In (Erkorkmaz et al. 2007) entwickeln die Autoren eine schnelle Identifikationsmethode, um geregelte Vorschubachsen

durch die Ausführung eines kurzen G-Codes zu identifizieren. Die Identifikation der Koeffizienten der Übertragungsfunktion dritter Ordnung mit drei Polen, drei Nullstellen sowie Reibmodell erfolgt durch die Minimierung des quadratischen Fehlerterms zwischen gemessener und geschätzter Achsposition. Eine eventuell nicht ausreichende Anregung durch den G-Code und damit einhergehend eine schlechte Schätzung - oder auch eine Schätzung instabiler Pole - wird durch die Begrenzung der Lage der identifizierten Pole abgefangen. Darauf aufbauend nutzen die Autoren in (Wong et al. 2010) evolutionäre Algorithmen zur Schätzung der beschriebenen Übertragungsfunktion. Durch Umformulierung des Schätzproblems konnte zusätzlich die Anzahl der zu schätzenden Parameter reduziert werden. Die Autoren in (Altintas et al. 2010) verfolgen das gleiche Ziel wie in (Erkorkmaz et al. 2007) und (Wong et al. 2010). Sie lösen das lineare LS-Problem mit der nichtlinearen Begrenzung der zu identifizierenden Pole durch eine Partikelschwarmoptimierung.

Hosseinabadi und Altintas (Hosseinabadi et al. 2014) stellen die Übertragungsfunktion zwischen relativer Tischposition und Antriebsmoment eines Fräszentrums als Übertragungsfunktion bestehend aus der Starrkörperbewegung der Vorschubachse und der Dynamik der Maschinenstruktur auf. Die Koeffizienten der Übertragungsfunktion der Starrkörperbewegung werden über eine LS-Schätzung mit der Sprunganregung des Motormoments und der Messung der Tischposition identifiziert. Die Dynamik der Maschinenstruktur wird über drei dominante Eigenmoden abgebildet. Die Bestimmung der Koeffizienten erfolgt durch die Analyse gemessener Frequenzgänge sowie einer nichtlinearen LS-Schätzung. Zuerst wird die identifizierte Starrkörperbewegung aus den Frequenzgängen extrahiert. Anschließend werden die Polstellen, d.h. die Eigenfrequenzen und Dämpfungskonstanten, über *Peak Picking* für ausreichend weit voneinander entfernte Moden und *Rational Fraction Polynomials* für nahe beieinander liegende Moden identifiziert. Die Bestimmung der Nullstellen erfolgt über eine Gauß-Iteration mit einem geschätzten Startwert.

Im letzten Unterkapitel wurden die Modellparameter virtueller Werkzeugmaschinen klassifiziert und die Möglichkeiten der Identifikation zusammengefasst. In Kapitel 2.2.2.2 und Kapitel 2.2.2.4 wird deutlich, dass in der Literatur viele verschiedene Methoden zur Identifikation von Modellparametern angewendet werden. Sehr häufig werden Methoden basierend auf den kleinsten Quadraten verwendet. Sie sind relativ einfach anwendbar, für die Online-Identifikation geeignet und können durch Modifikation auf diverse Anwendungen angepasst werden. Übersteigen die Anforderungen die Möglichkeiten der Methoden der kleinsten Quadrate, werden diverse Optimierungsansätze, evolutionäre Algorithmen und neuronale Netze in der Literatur verwendet.

Damit sind die allgemeinen Möglichkeiten der Bestimmung von Ersatzparametern für parametrische Modelle von Werkzeugmaschinen bekannt und abgeschlossen. Bei der Beschreibung des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen werden häufig auch nichtparametrische Modellierungsmethoden in Form von Frequenzgängen, Stabilitätskarten oder anderen Diagrammen verwendet. Die experimentellen Modellierungsmethoden haben den Vorteil, dass sie direkt am realen System erstellt werden und somit dessen Dynamik genau messen. Aus den nichtparametrischen Modellen können wiederum über Kennwertermittlung Modellparameter extrahiert werden. Zum Abschluss der Beschreibung des Stands der Technik werden nachfolgend kurz die nichtparametrischen Werkzeugmaschinenmodelle betrachtet.

#### 2.2.2.5 Nichtparametrische Modelle des Strukturverhaltens mit und ohne Prozess

Nichtparametrische Modelle beschreiben ein System als Diagramm, Tabelle oder Wertesammlung, ohne dass ein parametrisiertes mathematisches Modell dafür aufgestellt wird. Für Werkzeugmaschinen sind die üblichen nichtparametrischen Modelle Frequenzgangmessungen, Stabilitätskarten oder die Ergebnisse einer Modalanalyse als Auflistung von Eigenfrequenzen und Dämpfungskonstanten mit den dazugehörigen Drahtmodellen der Eigenmoden.

Bei der Frequenzgangmessung wird das Ein- und Ausgangsverhalten des Systems mit gängiger Messtechnik aufgenommen und der Frequenzgang beispielsweise mit den Methoden H1 bis HV berechnet und dargestellt (Rocklin et al. 1985). Anschließend können die Verläufe approximiert und die Eigenfrequenzen und zugehörigen Dämpfungskonstanten der dominanten Moden wie in (Richardson 1986) bestimmt werden. Die experimentelle Modalanalyse (EMA) ermöglicht die Analyse der Dynamik eines Gesamtsystems, indem viele Frequenzgänge von einem Anregungspunkt auf vielen Messpunkten (oder einem Messpunkt und vielen Anregungspunkten) ganzheitlich nach beispielsweise (Ewins 1986) ausgewertet werden. Wird die EMA mit Messdaten aus dem regulären Betrieb des Systems erzeugt, d.h. unter Anregung mit dem Prozess, wird von einer Operational Modal Analysis (OMA) gesprochen. Im Gegensatz zur EMA werden die Anregungssignale bei der OMA in der Regel nicht gemessen<sup>7</sup>. Für die Bildung der Übertragungsfunktion muss für die Eingangsgröße eine Annahme getroffen werden. Oftmals wird weißes Rauschen angenommen.

In (Zaghbani et al. 2009) werden OMAs unter verschiedenen konstanten Drehzahlen durchgeführt. Die Auswertung der OMA erfolgte mittels LSCE (Least Square Complex Exponential method) und ARMA (Auto Regressive Moving Average method). Die Arbeit liefert zufriedenstellende Ergebnisse, allerdings wird die OMA unter Laborbedingungen durchgeführt. Es wird mit konstantem Zerspanvolumen zerspant, was ein reales Bearbeitungsszenario eines Werkstücks nur unzureichend widerspiegelt. Für die Auswertung der OMA, speziell für das Trennen der Anregungsfrequenzen und deren Vielfache von den Eigenfrequenzen der Struktur, investieren die Autoren Zeit und Expertenwissen. Die Dynamik des Systems wird über Modelle mit hoher Ordnung angenähert. Dadurch ist die physikalische Interpretierbarkeit der Modelle eingeschränkt.

---

<sup>7</sup> Zusätzliche, teure Hardware wie beispielsweise eine Kraftmessplattform würde benötigt werden. Bei jedem Werkstückwechsel müsste der Versuchsaufbau neu eingerichtet werden.

Die Autoren in (Li et al. 2013) bestimmen die dynamischen Parameter einer Werkzeugmaschine während der Fräsbearbeitung bei zufälliger Anregung mit der OMA. Die Auswertung findet über die Methoden SSI (Stochastic Subspace Identification) und PolyMAX (poly-reference least square complex frequency domain method) statt, welche vergleichbare Ergebnisse liefern. Die zufällige Anregung wurde von den Autoren entwickelt, um der Annahme des weißen Rauschens als Anregungssignal gerecht zu werden. Die Methode wird umgesetzt, indem eine variierende Spindeldrehzahl über den G-Code vorgegeben sowie ein Werkstück mit einem schmalen Steg zerspannt wird. Dies stellt einen unterbrochenen Schnitt dar, welcher zu einer impulsförmigen Anregung der Werkzeugmaschine am TCP führt. Dieses Vorgehen ist ebenfalls als Experiment unter künstlichen Laborbedingungen zu sehen.

Stabilitätskarten sind eine weitere Form nichtparametrischer Modelle, welche stabile und instabile Bereiche der spanenden Bearbeitung in Abhängigkeit der Technologieparameter (Schnitttiefe über Spindeldrehzahl) für ein Werkzeug in Kombination mit einer Werkzeugmaschine aufzeigen. Stabilitätskarten können messtechnisch, aber auch simulativ bestimmt werden. Für die simulative Bestimmung muss eine Vielzahl der oben angesprochenen Modellparameter im Vorfeld bestimmt werden. Friedrich et al. stellen in (Friedrich et al. 2016) und in (Friedrich et al. 2017) eine Methode vor, welche Stabilitätskarten online während der Bearbeitung lernt. Dies umgeht längere Stillstandszeiten für die Durchführung von Messungen, während denen die Anlage nicht produktiv ist.

Die Autoren in (Estrada Vargas et al. 2010) und (Estrada-Vargas et al. 2012) beschreiben die Modellierung einer geregelten, diskreten Fertigungsanlage über Petrinetze, welche die Ein- und Ausgänge der Steuerung abbilden. Die Modellierung bildet das Ein- und Ausgangsverhalten der Anlage ab. Allerdings handelt es sich bei dem resultierenden Modell um ein nichtparametrisches Modell ohne mathematische Beschreibung im herkömmlichen Sinn. Die Verwendbarkeit des Modells ist dabei sehr eingeschränkt.

Auch die nichtparametrische Modellierung kann als Möglichkeit zur Modellierung des poseabhängigen, dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinenstrukturen herangezogen werden. Deshalb werden die Ansätze wie in den Kapiteln zuvor in Tabelle 2.4 zusammengefasst und bezüglich der aufgestellten Kriterien beurteilt. Allein die OMA stellt einen interessanten Ansatz zur Identifikation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinenstrukturen im Betrieb der Maschine dar. Allerdings entspricht das Bearbeitungsszenario künstlichen Laborbedingungen, die in der realen Produktion nicht

Tabelle 2.4: Zusammenfassung und Beurteilung des Stands der Technik zur nichtparametrischen Modellierung der Dynamik von Werkzeugmaschinenstrukturen.

Kriterien	Nichtparametr. Modelle		
	Zaghbani et al. 2009	Li et al. 2013	Estrada Vargas et al. 2010
Parameterabgleich im gesamten Arbeitsraum			n.r.
Online-Parameterabgleich			n.r.
Nutzbarkeit der mathematischen Beschreibung			
Kein Expertenwissen zur Anwendung der Methoden			-
Keine spezielle Messtechnik, Hardware			

- keine Angaben
- n.r. nicht relevant
- Kriterium zutreffend
- Kriterium nicht zutreffend
- Kriterium in Abstufungen zutreffend

auftreten. Mit realen Anregungssignalen sind schlechte Ergebnisse (schlechte Übereinstimmung von realem zu modelliertem Maschinenverhalten) zu erwarten. Bei der OMA resultiert kein mathematisches Modell. Dieses müsste nachträglich auf Basis des nichtparametrischen Modells erstellt werden. Für die EMA und OMA wird spezielle Hardware in Form eines Modalanalysesystems mit Auswertesoftware benötigt.

Mit dieser Zusammenfassung sind die Grundlagen zu virtuellen Werkzeugmaschinen gelegt und die Literatur im Bereich der Modellierung von Werkzeugmaschinenstrukturen – speziell der Modellierung des poseabhängigen, dynamischen Verhaltens – wurde hinreichend analysiert. Im Folgenden werden auf Basis der Zielsetzung der vorliegenden Arbeit (siehe Kapitel 1) die Kriterien zur Beurteilung des Stands der Technik herausgearbeitet. Auf Basis der Defizite zwischen Stand der Technik und Zielsetzung wird der Handlungsbedarf abgeleitet.

### **2.3 Defizite und Handlungsbedarf**

Die Modellierungsansätze in den vorausgehenden Kapiteln wurden an Hand festgelegter Kriterien beurteilt. Diese Kriterien sind aus der Zielsetzung und den damit verbundenen Forderungen wie folgt abgeleitet:

- Das Modell bildet das poseabhängige, dynamische Verhalten einer Werkzeugmaschinenstruktur mit serieller Kinematik und werkzeugseitiger Bewegung ab.
- Das Modell dient zur Nutzung in virtuellen Werkzeugmaschinen, beispielsweise zur Auslegung hochdynamischer Regelungen oder Trajektorien. Dafür muss das Modell:
  - als handhabbare mathematische Beschreibung vorliegen, welche beispielsweise in den Zustandsraum überführt werden kann und
  - hinreichend genau sein, damit zuverlässig auf Basis des Modells beispielsweise eine Reglerauslegung oder Trajektorienplanung durchgeführt werden kann. Dafür ist ein Abgleich des Modells mit Messungen am realen System

- im gesamten Arbeitsraum und
  - über den Lebenszyklus der Maschine<sup>8</sup> mehrfach notwendig.
- Der minimale Einsatz der Ressource Zeit bedingt zum einen, dass der personelle Zeiteinsatz für die Modellerstellung so gering wie möglich, zum anderen potentielle Stillstandszeiten von Maschinen und Anlagen für Messungen zur Identifikation von Parametern und für Validierungsprozesse so kurz wie möglich sind. Diese Forderungen bedingen
- allgemeine, für alle Maschinen eines Typs gültige Modelle. Kleine Änderungen oder Abweichungen erfordern keinen erneuten Modellierungsaufwand. Modelle können wiederverwendet werden.
  - dass keine Beeinflussung des regulären Betriebs der Maschine für Modellbildung und Parameteridentifikation stattfindet. Dies stellt Echtzeitanforderungen an die Algorithmen, falls diese auf der Steuerung in Echtzeit ausgeführt werden müssen.
- Die Forderung nach minimalem Einsatz von Expertenwissen verlangt
- eine einfache Anwendung: Eine Konfiguration oder Vorparametrierung muss von Fachpersonal ohne Expertenwissen durchführbar sein;
  - eindeutige Ergebnisse und Aussagen: Keine Interaktion von Experten wird benötigt, um die parametrisierten Modelle zu interpretieren oder weiterzuverarbeiten.

---

<sup>8</sup> Der Parameterabgleich ist über die Zeit mehrfach notwendig, da sich das dynamische Maschinenverhalten über der Lebenszeit einer Werkzeugmaschine verändert (Reuss et al. 2011).

- Minimaler Einsatz an spezieller Messtechnik bedeutet, dass keine Systeme für EMA und OMA sowie beispielsweise Kraftmessplattformen, Lasertracker und -interferometer notwendig sein sollen. Es sollen nicht mehr Messstellen und nicht mehr Genauigkeit als notwendig in das System eingebracht werden.
- Kein Bedarf an spezieller Hardware bedingt, dass vorhandene Ressourcen verwendet werden sollen. Das heißt, alle Berechnungen werden auf den vorhandenen industriellen Komponenten durchgeführt. Die Algorithmen müssen auf der vorhandenen Hardware berechenbar sein, Echtzeitanforderungen sowie eventuell begrenzter Datenspeicher müssen berücksichtigt werden.

Im Stand der Technik wurden bereits die Stärken und Schwächen einzelner Arbeiten innerhalb der Modellierungsansätze detailliert diskutiert und aufgelistet (siehe Tabelle 2.1-Tabelle 2.4). Die Tabelle 2.5 fasst die Eigenschaften der einzelnen Modellierungsansätze global zusammen.

Tabelle 2.5: Eigenschaften der Modellierungsansätze.

Kriterien	Varianten	Bewegung im Modell	Fortgeschr. Regelung	Nichtparametr. Modelle
Parameterabgleich im gesamten Arbeitsraum			n.r.	
Online-Parameterabgleich	-	-	n.r.	
Nutzbarkeit der mathematischen Beschreibung				
Kein Expertenwissen zur Anwendung der Methoden				
Keine spezielle Messtechnik, Hardware	n.r. /	n.r. /		

- keine Angaben  
n.r. nicht relevant

Kriterium zutreffend  
 Kriterium nicht zutreffend  
 Kriterium in Abstufungen zutreffend

Die Analyse des Stands der Technik zeigt, dass kein vorgestelltes Modell bzw. keine Modellierungsmethode in der Lage ist, die Anforderungen vollständig zu erfüllen. Eine Vielzahl der Methoden, vor allem im Bereich der Variantengenerierung und -auswertung sowie der FMKS-Modelle mit integrierter Verbahrbewegung, sind für ihren Anwendungszweck sehr gut geeignet. In der Entwicklungsphase von Werkzeugmaschinen, wenn noch kein realer Prototyp vorhanden ist, können mit diesen Modellierungsmethoden Bauteiloptimierung und die Abschätzung der künftigen Performanz der zu entwickelnden Werkzeugmaschinen sehr gut betrieben werden. Allerdings fehlt bei diesen Modellen die Eignung für eine weiterführende Nutzung im Betrieb der Maschine, beispielsweise zum zuverlässigen Parametrieren der Regelung am Modell oder zur Durchführung von Diagnosen. Das liegt zum einen daran, dass die Modelle nicht über den gesamten Arbeitsraum am realen System validiert werden und zum anderen, dass sehr viel Expertenwissen bei der Anwendung der Modellierung und des Modells benötigt wird.

Fortgeschrittene und intelligente Regelungsmethoden wie robuste oder LPV-Regelung sind ein vielversprechender Ansatz, um parametervariante Systeme zu handhaben. Die Modellierung und Reglerauslegung erfordert jedoch ein hohes systemtheoretisches und regelungstechnisches Verständnis. Die Integration fortgeschrittener Regelungsalgorithmen in aktuelle Steuerungsarchitekturen ist standardmäßig nicht möglich. Weiterhin gibt es keine Untersuchungsergebnisse über die Anwendung der fortgeschrittenen Regelungen auf große Werkzeugmaschinenstrukturen. Hier wird angenommen, dass die Parametervariation den zulässigen Bereich bspw. für robuste Regler überschreitet. Nicht zuletzt deshalb, weil Antriebe innerhalb herkömmlicher Werkzeugmaschinen nicht vernachlässigbare Stellgrößenbeschränkungen in der Spannung sowie im Strom haben.

Die experimentellen, nichtparametrischen Modellierungsmethoden besitzen den inhärenten Vorteil, dass sie direkt am realen System erstellt werden und somit dessen Dynamik genau<sup>9</sup> abbilden. Nachteilig ist jedoch, dass das resultierende, nichtparametrische Modell

---

<sup>9</sup> genau im Rahmen der Auswertung der OMA.

nachträglich durch ein mathematisches Modell gefittet werden muss. Die Ordnungen dieser Modelle sind wiederum oft sehr hoch und somit schlecht handhabbar. Außerdem ist der Aufwand an Messequipment sowie an Expertenwissen zur Auswertung der Messergebnisse hoch. Die Erstellung spezieller Werkstücke zur besseren Anregung der Struktur oder das Einstellen besonderer Schnittbedingungen erzeugt Versuchsbedingungen, welche mit der realen Produktion nichts gemein haben.

Damit stehen die Defizite innerhalb des Stands der Technik sowie der Handlungsbedarf fest. Darauf aufbauend werden nachfolgend der verfolgte Lösungsansatz innerhalb dieser Arbeit vorgestellt sowie das weitere Vorgehen kurz skizziert.

## **2.4 Lösungsansatz und Vorgehensweise**

Um die Kriterien aus der Zielsetzung der Arbeit zu erfüllen und die im Stand der Technik aufgetretenen Defizite zu beheben, wird der Lösungsansatz und die Vorgehensweise aus Bild 2.8 innerhalb dieser Arbeit verfolgt.

Die Forderung, das poseabhängige, dynamische Verhalten des Modells an der realen Werkzeugmaschine über den gesamten Arbeitsraum abzugleichen, erfordert einen Ansatz experimenteller Modellbildung, wobei die Modellparameter dem real auftretenden Verhalten in jeder Pose angepasst werden. Dafür wird ein parametrisches Modell erstellt, welches eine definierte Anzahl an Eigenmoden abbilden kann (siehe Bild 2.8, rechts). Dies erfüllt weiterhin die Forderung nach einem mathematischen Modell, welches beispielsweise für die Reglerparametrierung am Modell verwendet werden kann. Im Fokus der Betrachtung liegen große Werkzeugmaschinen mit Fahrständer- und Portalkinematik. Wegen der einfacheren Handhabbarkeit in der Laborumgebung wird der experimentelle Teil der Arbeit auf eine Fahrständerkinematik begrenzt.

Die Parameter werden fortlaufend während des Betriebs der Maschine online parametrisiert. Dafür werden hauptsächlich Rekursive Least Squares-Schätzer verwendet, welche auf Basis steuerungsinterner Messsignale sowie zusätzlich gemessener Beschleunigungssignale (siehe Bild 2.8, links) die Modellparameter anpassen. Die Parameteranpassung

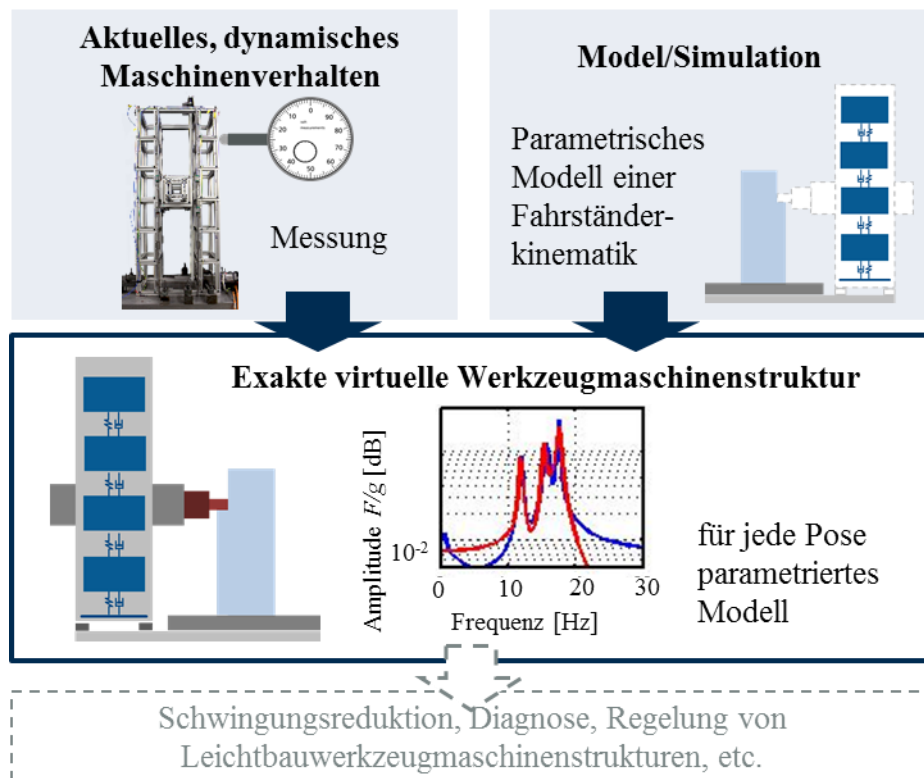


Bild 2.8: Verfolgtes Vorgehen der Arbeit.

erfolgt während der Nebenzeiten, wenn nicht bearbeitet wird. Das garantiert, dass das dynamische Verhalten der Struktur und nicht des Bearbeitungsprozesses identifiziert wird. So bildet das Strukturmodell für die jeweilige Anwendung zuverlässig das pose-abhängige, dynamische Verhalten über den kompletten Arbeitsraum der Maschine ab. Das parametrisierte Modell kann innerhalb virtueller Werkzeugmaschinen verwendet werden. Im Fokus der Betrachtung liegen dabei, neben der zuverlässigen Reglerparametrierung am Modell, die Erzeugung schwingungsarmer Trajektorien bzw. modellbasierte Schwingungsreduktion, oder das Durchführen von Diagnose und Condition Monitoring (siehe Bild 2.8, unten).

Damit wird der neue Weg, der Kombination theoretischer und praktischer Modellierung in Abhängigkeit der Pose der Werkzeugmaschinenstruktur im gesamten Arbeitsraum gegangen. Das theoretische Modell ermöglicht die Simulation und Verwendung des

Modells innerhalb virtueller Werkzeugmaschinen, wo die physikalischen Zusammenhänge und Verfahrbewegungen abgebildet und simuliert werden können. Die Vorteile der experimentellen Modellbildung werden insofern genutzt, dass das Modell über den gesamten Arbeitsraum mit dem realen dynamischen Verhalten der Werkzeugmaschinenstruktur abgeglichen wird und damit zuverlässig Regler ausgelegt werden können.

## **2.5 Aufbau der Arbeit**

Der Aufbau der vorliegenden Arbeit erfolgt chronologisch nach der Darstellung in Bild 2.9. In Kapitel 3 wird das parametrische Modell der Struktur einer Fahrständermaschine hergeleitet. Dafür wird zuerst die Modellierungsmethode ausgewählt, die Grundlagen der Modellierung erläutert sowie das mechanische Ersatzmodell aufgestellt. Im Anschluss erfolgt die Herleitung der parametrischen Bewegungsgleichung. Im zweiten Teil des dritten Kapitels wird der Prototyp einer Fahrständerkinematik als Demonstrator für die Validierung des Lösungsansatzes im Labor vorgestellt und seine dynamischen Eigenschaften untersucht.

Das Kapitel 4 beschreibt die Online-Parametrierung des parametrischen Fahrständermodells auf Basis von im Betrieb der Maschine vorkommender Anregungssignale. Dafür werden zuerst die Grundlagen der Rekursiv Least Squares (RLS) Identifikation aufgezeigt. Anschließend erfolgt die Anwendung der RLS Identifikation auf die Fahrständerstruktur unter verschiedenen Szenarien mit stehenden und fahrenden Achsen. Dafür werden Schätzgleichungen aufgestellt und eine Signalaufbereitung durchgeführt. Anschließend erfolgen die Untersuchung und Diskussion der Schätzergebnisse. Unter anderem wird dafür das parametrisierte Fahrständermodell mit den Ergebnissen der experimentellen Modalanalyse des Laborprototyps verglichen und diskutiert, inwiefern das parametrische Modell das reale dynamische Verhalten der Fahrständerstruktur abbilden kann. Eine ausführliche Diskussion der Ergebnisse sowie weiterführende Fragestellungen schließen das Kapitel ab.

In Kapitel 5 erfolgt die Validierung des Modellierungsansatzes durch Positionierfahrten der Fahrständerstruktur mit schwingungsreduzierten Trajektorien auf Basis des zuvor parametrisierten Fahrständermodells. Dafür werden Trajektorien mittels Input Shaping auf das parametrisierte Fahrständermodell ausgelegt. Verschiedene Versuche zeigen die Güte des parametrischen Modells über den gesamten Arbeitsraum im Vergleich zum realen Maschinenverhalten. Eine Diskussion der Ergebnisse beendet das Kapitel.

Den Abschluss der vorliegenden Arbeit bildet das Kapitel 6 mit der Zusammenfassung und dem Ausblick auf mögliche neue Forschungsarbeiten, welche sich aus den offenen Fragen dieser Arbeit ergeben.

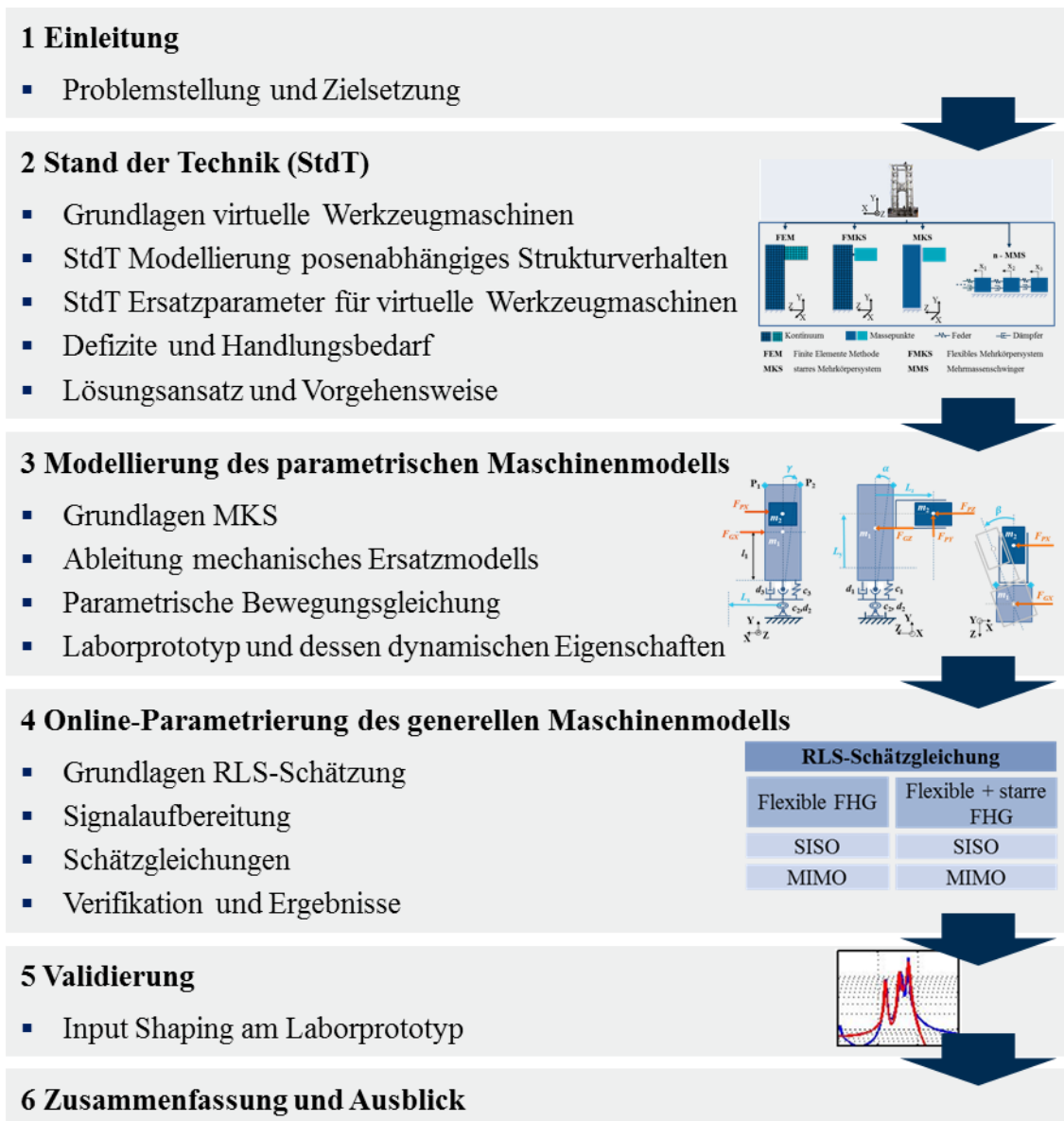


Bild 2.9: Schema des Aufbaus der Arbeit.

---

### **3 Modellierung des parametrischen Strukturmodells einer Fahrständerkinematik**

Die Grundlagen zu virtuellen Werkzeugmaschinen sowie des Stands der Technik zur Modellierung von Werkzeugmaschinenstrukturen wurden im vorhergehenden Kapitel dargestellt. Die Ansätze zur Modellierung des posenabhängigen dynamischen Strukturverhaltens wurden dabei detailliert betrachtet. Abgeleitet von den identifizierten Handlungsbedarfen wird folgender Lösungsansatz innerhalb dieser Arbeit verfolgt: Ein parametrisches Modell einer Fahrständerkinematik, welches eine definierte Anzahl an Eigenmoden abbildet, wird fortlaufend während des Betriebs an das dynamische Verhalten der realen Werkzeugmaschinenstruktur angepasst, indem die Modellparameter automatisch online parametrisiert werden.

Innerhalb dieses Kapitels wird das parametrische Modell der Fahrständerkinematik hergeleitet. Nachdem die Auswahl der geeigneten Modellierungsmethode erfolgt ist, wird ausgehend von der realen Maschinenstruktur das mechanische Ersatzmodell abgeleitet und das parametrische Fahrständermodell modelliert. Im Anschluss erfolgen die Herleitung der parametrischen Bewegungsgleichungen sowie deren Linearisierung. Weiterhin wird das Modell auf Steuer- und Beobachtbarkeit sowie auf Stabilität hin untersucht. Im zweiten Teil dieses Kapitels wird der Laborprototyp – eine Leichtbauwerkzeugmaschinenstruktur mit Fahrständerkinematik – vorgestellt und dessen dynamische Eigenschaften untersucht. An diesem Versuchsstand werden der Modellansatz sowie die Online-Parametrisierung des parametrischen Fahrständermodells verifiziert und diskutiert. Diese Arbeiten erfolgen im nächsten Kapitel.

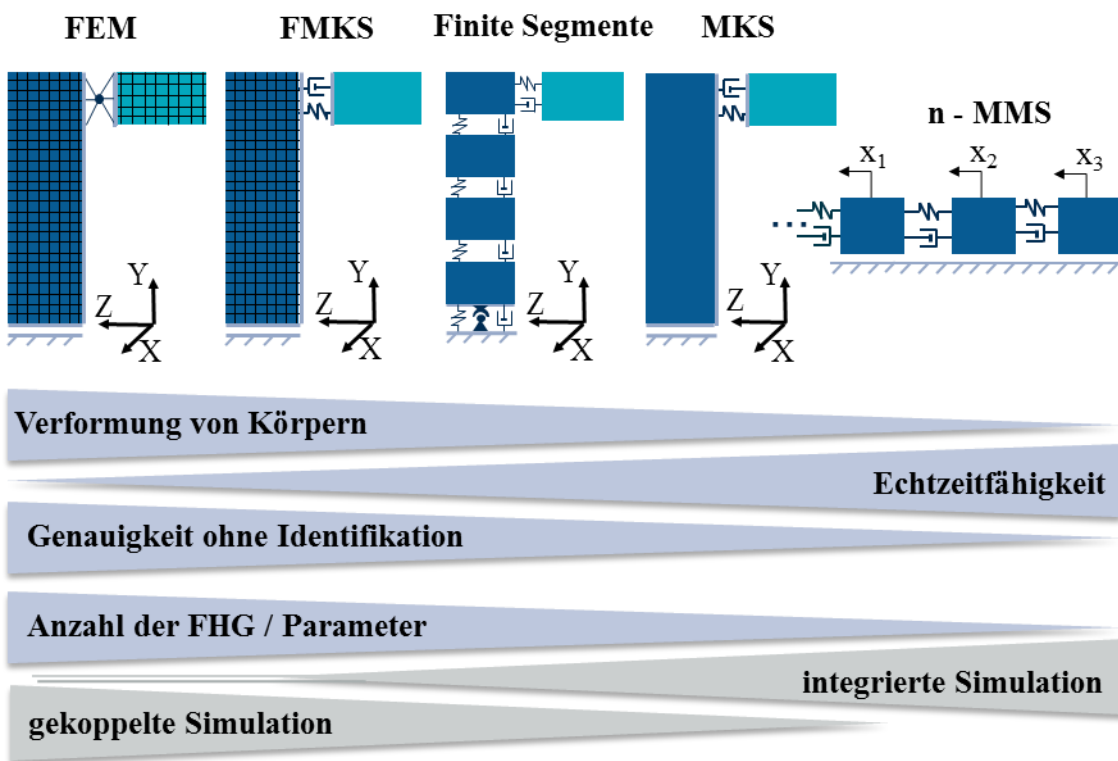
### **3.1 Ableitung der Struktur des parametrischen Maschinenmodells**

Der vorgestellte Lösungsansatz sieht vor, dass ein parametrisches Maschinenmodell fortlaufend mit an der realen Maschine aufgenommenen Messsignalen parametrisiert wird. Dadurch findet zum einen ein Abgleich des Modells über den gesamten Arbeitsraum der Maschine statt, zum anderen sind eine Nachparametrierung des Modells und ein Monitoring der Parameter in längeren Zeitintervallen möglich. Das Modell soll dabei in der Vorkonfiguration und Anwendung einfach sein. Die Parametrierung muss online erfolgen und auf der Steuerungshardware der Werkzeugmaschine berechenbar sein.

Neben der Entscheidung für die generellen Modellannahmen muss die Abbildung der Verfahrbewegung festgelegt werden. Die Modellannahmen bestimmen, wie die Nachgiebigkeit der Werkzeugmaschinenstruktur im Modell abgebildet wird. Die Verfahrbewegung kann, wie im Stand der Technik bereits dargestellt, über deren explizite Modellierung bzw. über die Auswertung vieler Modellvarianten erfolgen. Die Entscheidung für beide Punkte muss vor dem Hintergrund getroffen werden, dass die Modellparameter online auf der Steuerung, d.h. in Echtzeit im Steuerungstakt, berechenbar sein müssen. Spezielle Entwicklungsumgebungen oder Algorithmen stehen nicht zur Verfügung. Bild 3.1 fasst die Möglichkeiten der Modellierung des parametrischen Modells der Fahrständerkinematik, wie sie auch im Stand der Technik erläutert wurden, zusammen.

Die Eigenschaften und Modellierungsansätze der FEM-, MKS-, FKMS-Modelle sowie von n-Massenschwingern wurden bereits detailliert in Kapitel 2 erläutert. Neben der nichtlinearen FEM ist der Ansatz der Finiten Segmente eine Möglichkeit der Modellierung flexibler Körper mit großen elastischen Verformungen, die auch Verfahrbewegungen in den Achsen erlaubt. Der zu modellierende Körper wird dabei in eine Anzahl diskreter Teilkörper aufgeteilt. Die einzelnen Teilkörper werden wiederum mit Feder-Dämpfer-Elementen gekoppelt. Die Nachgiebigkeit des Bauteils wird bei diesem Ansatz unter anderem durch die Nachgiebigkeit dieser Verbindungsstellen

modelliert. In (Rauh 1987) wird ein derartiger Ansatz, der Ansatz des Gelenk-Balkenelements, zur Modellierung eines flexiblen Balkens benutzt. Solche Ersatzmodelle lassen sich mit der Methode der starren Mehrkörpersysteme behandeln und entsprechend leicht mit bewegten Achsen kombinieren. Bei diesem Modellierungsansatz bleiben die geometrisch physikalischen Zusammenhänge erhalten, allerdings werden alle physikalischen Parameter, welche das flexible Bauteilverhalten beeinflussen, durch die Ersatzparameter der Feder- und Dämpfer-Kopplungselemente beschrieben. Die Genauigkeit des Modells ohne Identifikation der



Kontinuum   
 

 Massepunkte   
 

 Feder   
 

 Dämpfer   
 

 Kardangelnk

**FEM**    Finite Element Methode      **FMKS**    Flexibles Mehrkörpersystem

**MKS**    starres Mehrkörpersystem      **MMS**    Mehrmassenschwinger

Bild 3.1: Mögliche Modellierung des parametrischen Fahrständermodells.

Ersatzparameter nimmt im Vergleich zu FEM- oder FMKS-Modellen ab. Die Anzahl der zu identifizierenden Parameter hängt von der Diskretisierung des Bauteils in die einzelnen Punktmassen sowie von Annahmen bezüglich der Gleichheit von Ersatzparametern ab. Finite-Segmente-Modelle sind innerhalb integrierter Simulationen berechenbar, wobei die Echtzeitfähigkeit im Lagereglertakt einer Steuerung von beispielsweise 1 ms von der Größe des Modells abhängt.

Die Eigenschaften der einzelnen Modellierungsmethoden und die Eignung für die Modellierung des generellen parametrischen Modells der Werkzeugmaschinenstruktur mit Fahrständerkinematik sind in Tabelle 3.1 dargestellt und bewertet. Für die Modellierung des generellen parametrischen Modells einer Werkzeugmaschinenstruktur mit Fahrständerkinematik kommen Finite-Segmente (FS) Modelle, MKS-Modelle oder Mehrmassenschwinger in Betracht. Diese Modelle sind in Abhängigkeit der Modellgröße in Echtzeit berechenbar und die Modellparameter online identifizierbar. Aufgrund der gewünschten Nutzung von Systemwissen (z.B. Geometrie, Massenverhältnisse, Verfahrenswege, aktuelle Achspositionen), unter anderem zur Vorparametrierung, wird für die Modellierung der Werkzeugmaschinenstruktur ein Finite-Segmente-Modell verwendet. Die Bauteilnachgiebigkeit wird durch die nachgiebige Kopplung der Punktmassen, welche den Körper diskretisieren, modelliert. Die Posenabhängigkeit in dem generellen parametrischen Modell wird über die veränderlichen Parameter, welche online identifiziert werden, abgebildet. Bei FS- und starren MKS-Modellen sind das Aufstellen der Bewegungsgleichungen und das Ableiten der Schätzgleichungen für die Identifikation der Modellparameter aufwändiger als für einen Mehrmassenschwinger. Dieser Nachteil wird für die Nutzung des vorhandenen Vorwissens über die Maschinenstruktur in Kauf genommen. FS-Modelle gehen für den Grenzfall, in dem der zu modellierende Körper durch eine Punktmasse dargestellt wird, in ein starres MKS-Modell mit Feder- und Dämpferelementen in den Kopplungspunkten über. FS-Modelle mit wenigen diskreten Körpern können über die Theorie für MKS modelliert werden. Nachfolgend wird deshalb die Theorie der Modellierung starrer Mehrkörpermodelle in Baumstruktur für die Struktur der Fahrständerkinematik erläutert.

### 3.2 Modellierung starrer Mehrkörpermodelle in Baumstruktur

Innerhalb dieses Kapitels wird die Theorie für die Modellierung von starren Mehrkörpersystemen in Baumstruktur nach (Schiehlen et al. 2006) erläutert. Die Bewegungsgleichung für das parametrische Modell einer Werkzeugmaschinenstruktur mit Fahrständerkinematik wird nachfolgend über diesen Ansatz beschrieben. Die Modellierung bedient sich des Ansatzes der FS-Modelle, die mathematische Beschreibung erfolgt nach der Theorie starrer MKS.

Tabelle 3.1: Auswahl der Modellierungsmethode für das generelle parametrische Modell.

	FEM	FMKS	FS	MKS	n – MMS
Verformung von Körpern	●	●	◐	◑	◒
Genauigkeit ohne Identifikation	◐	◐	◑	◑	◑
Anzahl der FHG/ zu identifizierende Parameter	○	○	◑	◑	◑
Echtzeitfähigkeit	○	◑*	●*	●*	●*
Eignung zur integrierten Simulation	○	○	●	●	●

\* In Abhängigkeit der Modellgröße  
FS Finite Segmente

● Kriterium zutreffend  
○ Kriterium nicht zutreffend  
◐ ◑ ◒ Kriterium in Abstufungen zutreffend

Ein System mit  $p$  starren Körpern und  $q$  holonom, rheonomer Bindungen verfügt über  $f = 6p - q$  Freiheitsgrade. Erfolgt die Beschreibung der Lage und Orientierung eines jeden Körpers in  $n$  Minimalkoordinaten

$$\mathbf{y}_m(t) = [y_1, y_2, \dots, y_n]^T, \quad \mathbf{y}_m \in \mathbb{R}^n, \quad (3.1)$$

so können die Lage und Orientierung eines Körpers  $i$  durch den translatorischen Ortsvektor  $\mathbf{r}_i$  und die Rotationsmatrix  $\mathbf{S}_i$  mit

$$\mathbf{r}_i = \mathbf{r}_i(\mathbf{y}_m, t), \quad \mathbf{S}_i = \mathbf{S}_i(\mathbf{y}_m, t) \quad (3.2)$$

ausgedrückt werden. Durch Differentiation von (3.2) werden die translatorischen und rotatorischen Geschwindigkeitsvektoren zu

$$\mathbf{v}_i = \dot{\mathbf{r}}_i = \frac{\partial \mathbf{r}_i}{\partial \mathbf{y}_m} \cdot \dot{\mathbf{y}}_m + \frac{\partial \mathbf{r}_i}{\partial t} = \mathbf{J}_{Ti}(\mathbf{y}_m, t) \cdot \dot{\mathbf{y}}_m + \bar{\mathbf{v}}_i(\mathbf{y}_m, t), \quad (3.3)$$

und zu

$$\boldsymbol{\omega}_i = \dot{\mathbf{S}}_i = \frac{\partial \mathbf{S}_i}{\partial \mathbf{y}_m} \cdot \dot{\mathbf{y}}_m + \frac{\partial \mathbf{S}_i}{\partial t} = \mathbf{J}_{Ri}(\mathbf{y}_m, t) \cdot \dot{\mathbf{y}}_m + \bar{\boldsymbol{\omega}}_i(\mathbf{y}_m, t) \quad (3.4)$$

bestimmt.  $\mathbf{J}_{Ti}$  beschreibt die Jacobimatrix der Translation,  $\mathbf{J}_{Ri}$  die der Rotation. Weiterhin handelt es sich bei  $\bar{\mathbf{v}}_i$  und  $\bar{\boldsymbol{\omega}}_i$  um lokale Geschwindigkeiten, welche nur bei rheonomen Bindungen auftreten. Äquivalent zu diesem Vorgehen werden die Beschleunigung und die Winkelbeschleunigung zu

$$\mathbf{a}_i = \dot{\mathbf{v}}_i = \mathbf{J}_{Ti} \cdot \ddot{\mathbf{y}}_m + \dot{\mathbf{J}}_{Ti} \cdot \dot{\mathbf{y}}_m + \dot{\bar{\mathbf{v}}}_i = \mathbf{J}_{Ti}(\mathbf{y}_m, t) \cdot \ddot{\mathbf{y}}_m + \bar{\mathbf{a}}_i(\mathbf{y}_m, \dot{\mathbf{y}}_m, t) \quad (3.5)$$

und zu

$$\boldsymbol{\alpha}_i = \dot{\boldsymbol{\omega}}_i = \mathbf{J}_{Ri} \cdot \ddot{\mathbf{y}}_m + \dot{\mathbf{J}}_{Ri} \cdot \dot{\mathbf{y}}_m + \dot{\bar{\boldsymbol{\omega}}}_i = \mathbf{J}_{Ri}(\mathbf{y}_m, t) \cdot \ddot{\mathbf{y}}_m + \bar{\boldsymbol{\alpha}}_i(\mathbf{y}_m, \dot{\mathbf{y}}_m, t) \quad (3.6)$$

berechnet. Bei  $\bar{\mathbf{a}}_i$  und  $\bar{\boldsymbol{\alpha}}_i$  handelt es sich um die lokalen Beschleunigungen und Winkelbeschleunigungen. Nach Aufstellen des Impuls- und Drallsatzes für die  $i$  starren Körper nach Newton und Euler sowie der Anwendung des zweiten d'Alembert'schen Prinzips ergibt sich die Newton-Euler-Gleichung für mechanische Systeme in Baumstruktur zu

$$\sum_{i=1}^p [J_{Ti}^T \cdot (m_i \mathbf{a}_i - \mathbf{f}_i^e) + J_{Ri}^T \cdot (\mathbf{I}_i \boldsymbol{\alpha}_i + \tilde{\boldsymbol{\omega}}_i \mathbf{I}_i \boldsymbol{\omega}_i - \mathbf{l}_i^e)] = \mathbf{0} \quad (3.7)$$

mit der Masse  $m_i$  und dem Trägheitstensor  $\mathbf{I}_i$  des Körpers  $i$ , den eingprägten, am Schwerpunkt angreifenden Krften  $\mathbf{f}_i^e$  und Momenten  $\mathbf{l}_i^e$ , sowie der schiefsymmetrischen Matrix der Rotation  $\tilde{\boldsymbol{\omega}}_i$ . Die Tilde ist als Operator über einem Vektor  $\mathbf{w}, \mathbf{b} \in \mathbb{R}^3$  so definiert, dass  $\tilde{\boldsymbol{\omega}} \mathbf{b} = \mathbf{w} \times \mathbf{b}$  mit  $\tilde{\boldsymbol{\omega}} \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$  gilt. Unter Verwendung der kinematischen Beschreibungen (3.4) bis (3.6) ergibt sich die allgemeine Bewegungsgleichung für holonome Mehrkörpersysteme in Baumstruktur zu

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^p [J_{Ti}^T m_i J_{Ti} + J_{Ri}^T \mathbf{I}_i J_{Ri}] \ddot{\mathbf{y}}_m \\ + \sum_{i=1}^p [J_{Ti}^T m_i \bar{\mathbf{a}}_i + J_{Ri}^T \mathbf{I}_i \bar{\boldsymbol{\alpha}}_i + J_{Ri}^T \tilde{\boldsymbol{\omega}}_i \mathbf{I}_i \boldsymbol{\omega}_i] \\ = \sum_{i=1}^p [J_{Ti}^T \mathbf{f}_i^e + J_{Ri}^T \mathbf{l}_i^e]. \end{aligned} \quad (3.8)$$

Zusammengefasst kann die Formel (3.8) als Vektorgleichung

$$\mathbf{M}(\mathbf{y}_m, t) \ddot{\mathbf{y}}_m + \mathbf{k}(\mathbf{y}_m, \dot{\mathbf{y}}_m, t) = \mathbf{q}(\mathbf{y}_m, \dot{\mathbf{y}}_m, t) \quad (3.9)$$

mit der verallgemeinerten Massenmatrix  $\mathbf{M} \in \mathbb{R}^{n \times n}$ , dem Vektor der verallgemeinerten Zentrifugal-, Kreisel- und Corioliskräfte  $\mathbf{k} \in \mathbb{R}^n$ , und dem Vektor der verallgemeinerten eingprägten Kräfte  $\mathbf{q} \in \mathbb{R}^n$  dargestellt werden. Die Formel (3.9) beschreibt  $n$  gewöhnliche DGL zweiter Ordnung mit den Anfangsbedingungen  $\dot{\mathbf{y}}_m(0) = \dot{\mathbf{y}}_{m0}$  und  $\mathbf{y}_m(0) = \mathbf{y}_{m0}$ .

### 3.3 Mechanisches Ersatzmodell und Herleitung der parametrischen Bewegungsgleichungen für eine Fahrständerstruktur

Nachdem im vorhergehenden Unterkapitel die Herleitung der Bewegungsgleichung starrer MKS in Baumstruktur aufgezeigt wurde, wird nachfolgend das mechanische Ersatzmodell für das parametrische FS-Modell für eine Werkzeugmaschinenstruktur mit Fahrständerkinematik hergeleitet. Die Struktur einer Fahrständerwerkzeugmaschine setzt sich aus dem Fahrständer und der Pinole (auch als Schieber bezeichnet) zusammen. Bei

großen Werkzeugmaschinenstrukturen bewegt sich die Pinole vertikal und horizontal (hier als Y- und Z-Richtung bezeichnet). Der Fahrständer bewegt die gesamte Pinolenkonstruktion horizontal (X-Richtung). Die Nachgiebigkeiten beider Bauteile sollen durch das FS-Modell abgebildet werden. Die Anzahl der abzubildenden dominanten Eigenfrequenzen bestimmt die Diskretisierung der nachgiebigen Bauteile.

### 3.3.1 Mechanisches Ersatzmodell

Voruntersuchungen am zur Verfügung stehenden Laborprototyp einer Leichtbauwerkzeugmaschinenstruktur mit Fahrständerkinematik haben gezeigt, dass die ersten drei dominanten Eigenfrequenzen im Bereich der Bandbreite herkömmlicher Lageregler liegen (Apprich et al. 2015). Bei diesen Eigenfrequenzen handelt es sich um die beiden ersten Biegemoden sowie die Torsionsmode des Fahrständers. Um das später parametrisierte Strukturmodell für weiterführende Regelungsaufgaben, etwa zur Schwingungsreduktion, zu verwenden, ist es notwendig, mindestens diese drei Eigenfrequenzen abzubilden und die Funktionalität des in dieser Arbeit untersuchten Lösungsansatzes zu validieren. Auf die Abbildung weiterer Eigenfrequenzen wird für die Untersuchung der prinzipiellen Funktionsfähigkeit des Ansatzes bis auf weiteres verzichtet. Der Laborprototyp einer Leichtbauwerkzeugmaschinenstruktur wird verwendet, um die poseabhängigen, dynamischen Eigenschaften serieller Werkzeugmaschinenstrukturen unter Laborbedingungen zu untersuchen. Es wurde an einer Portalfräsmaschine nachgewiesen, dass das dynamische Verhalten großer, industriell eingesetzter Werkzeugmaschinen mit serieller Kinematik von der Pose im Arbeitsraum abhängt.

Das mechanische Ersatzmodell für eine Werkzeugmaschinenstruktur mit Fahrständerkinematik ist in Bild 3.2 aus verschiedenen Perspektiven dargestellt. Die Struktur wird über einen Finite-Segmente-Ansatz abgebildet, wobei die Nachgiebigkeit einzelner Strukturbauteile durch die Verbindungen starrer Körper durch zusätzliche Gelenke mit Feder- und Dämpferelementen modelliert wird. Je weiter die starren Körper durch Masse-Feder-Dämpfer-Elemente diskretisiert werden, desto mehr Eigenmoden des jeweiligen Bauteils können in der Regel abgebildet werden. Für die Modellierung der Fahrständerstruktur

werden zwei starre Körper gewählt. Der Körper mit der Masse  $m_1$  repräsentiert den Fahrständer, der mit der Masse  $m_2$  bildet die Pinole nach. Die flexible Anbindung des Fahrständers an ein als unendlich starr angenommenes Fundament erlaubt die Modellierung der Biegung des Fahrständers in X- und Z-Richtung sowie eine Torsion um die Y-Achse.

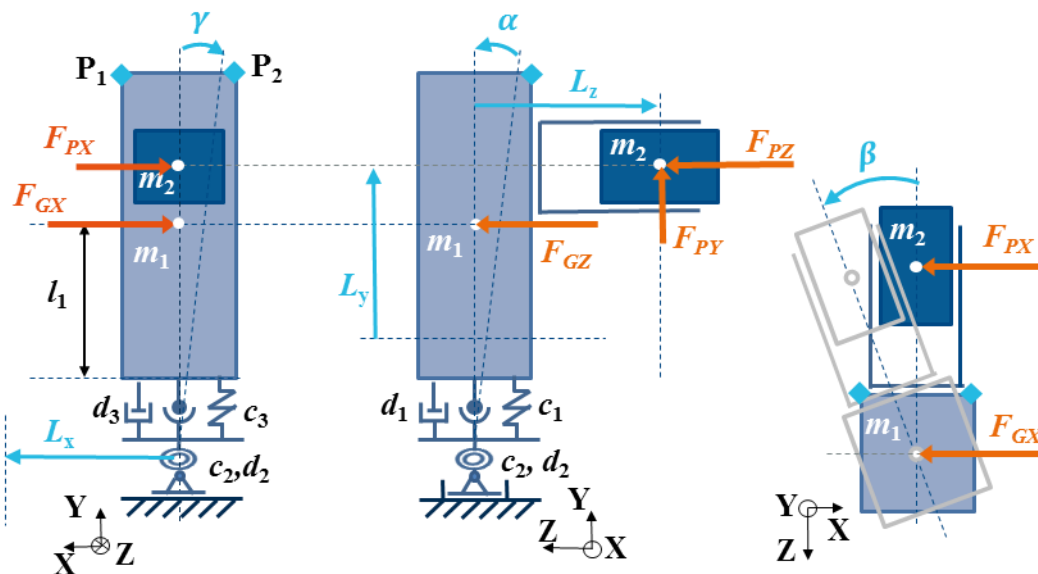


Bild 3.2: Mechanisches Ersatzmodell für den Laborprototyp (verschiedene Ansichten).

Die dynamischen Eigenschaften des Fahrständers sind dabei über die Feder- und Dämpferparameter  $\theta = [c_1, c_2, c_3, d_1, d_2, d_3]^T$  sowie über die Massen des Fahrständers selbst sowie der Pinole definiert. Die Pinole ist als starrer Körper modelliert. Sie besitzt jedoch zwei angetriebene translatorische Bewegungsfreiheitsgrade in Y- und Z-Richtung. Zusammen mit dem starren translatorischen Bewegungsfreiheitsgrad des Fahrständers in X-Richtung kann der Tool Center Point (TCP) der Maschine sich in alle drei kartesischen Achsrichtungen bewegen. Die extern angreifenden Kräfte  $F_{PX}, F_{PY}, F_{PZ}, F_{GX}$  können beispielsweise als externe Prozess- und Störkräfte sowie als Beschleunigungskräfte der Achsen interpretiert werden.

### 3.3.2 Bewegungsgleichung

Das mechanische Ersatzmodell der Fahrständerstruktur (siehe Bild 3.2) besitzt die drei flexiblen Freiheitsgrade  $\mathbf{y}_f = [\alpha, \beta, \gamma]^T$  sowie die drei aktuierten, starren Freiheitsgrade  $\mathbf{y}_s = [L_X, L_Y, L_Z]^T$ . Diese werden im Vektor der generalisierten Koordinaten

$$\mathbf{y}_g = [\mathbf{y}_f^T, \mathbf{y}_s^T]^T = [\alpha, \beta, \gamma, L_X, L_Y, L_Z]^T \in \mathbb{R}^6 \quad (3.10)$$

zusammengefasst. Die starren, translatorischen Freiheitsgrade  $\mathbf{y}_s$  sind die Achspositionen der Werkzeugmaschinenstruktur. Sie können der Steuerung entnommen werden. Die Zusammenhänge zwischen den Freiheitsgraden und den Schwingungseigenformen bzw. den Bewegungsrichtungen sind in Tabelle 3.2 dargestellt.

Tabelle 3.2: Zusammenhänge zwischen den Freiheitsgraden und den Schwingungseigenformen bzw. Bewegungsrichtungen.

Flexible FHG	Rotationsachse	Parameter	Eigenform
$\alpha$	X	$c_1, d_1$	1. Biegemode in Z-Richtung
$\beta$	Y	$c_2, d_2$	1. Torsionsmode um die Y-Achse
$\gamma$	Z	$c_3, d_3$	1. Biegemode in X-Richtung
Starre FHG	Translatorische Bewegungsrichtung	Parameter	Bewegte Strukturkomponente
$L_X$	X	-	Fahrständer
$L_Y$	Y	-	Pinole
$L_Z$	Z	-	Pinole

Die flexiblen Freiheitsgrade  $\mathbf{y}_f$  sind als rotatorische Freiheitsgrade definiert. Für die Annahme kleiner Winkel können  $\alpha$  und  $\gamma$  auch als Biegemoden interpretiert werden. Für die Annahmen kleiner Winkel sind auch die Drehfedern für  $\alpha$  und  $\gamma$  in Bild 3.2 als lineare Federn dargestellt.

Für die generalisierten Koordinaten nach Formel (3.10) wird die Newton-Euler-Gleichung nach Kapitel 3.2 und Formel (3.8) zu

$$\sum_{i=1}^2 [J_{Ti}^T m_i J_{Ti} + J_{Ri}^T I_i J_{Ri}] \ddot{\mathbf{y}}_g + \sum_{i=1}^2 [J_{Ti}^T m_i \bar{\mathbf{a}}_i + J_{Ri}^T I_i \bar{\boldsymbol{\alpha}}_i + J_{Ri}^T \tilde{\boldsymbol{\omega}}_i I_i \boldsymbol{\omega}_i] = \sum_{i=1}^2 [J_{Ti}^T \mathbf{f}_i^e + J_{Ri}^T \mathbf{l}_i^e]. \quad (3.11)$$

bestimmt und zu der Vektorgleichung

$$\mathbf{M}(\mathbf{y}_g) \ddot{\mathbf{y}}_g + \mathbf{k}(\mathbf{y}_g, \dot{\mathbf{y}}_g) = \mathbf{q}_e(\mathbf{y}_g, \dot{\mathbf{y}}_g) + \mathbf{g}(\mathbf{y}_g) + \mathbf{B}(\mathbf{y}_g) \mathbf{u}(t) \quad (3.12)$$

zusammengefasst. Für die Vektorgleichung setzen sich die verallgemeinerten Kräfte auf der rechten Seite aus dem Vektor der elastischen Kräfte  $\mathbf{q}_e \in \mathbb{R}^6$  aufgrund der Rückwirkung der Feder- und Dämpferelemente zusammen. Der Vektor  $\mathbf{g} \in \mathbb{R}^6$  umfasst alle Gewichtskräfte. Der Vektor  $\mathbf{B}\mathbf{u}$  beschreibt alle extern einwirkenden Kräfte auf das System mit der Verteilungsmatrix  $\mathbf{B} \in \mathbb{R}^{6 \times 5}$  und dem Vektor der extern angreifenden Kräfte  $\mathbf{u}(t) \in \mathbb{R}^5$ .

Im Vektor der elastischen Kräfte  $\mathbf{q}_e$  kommen die Feder- und Dämpferparameter  $\boldsymbol{\theta} = [c_1, c_2, c_3, d_1, d_2, d_3]^T$  als Linearkombination mit den Termen der generalisierten Koordinaten innerhalb des Vektors vor. Die Federsteifigkeit und die Dämpfung werden hier als linear mit  $F_F = cx$  und mit  $F_{d,vis} = d\dot{x}$  für die viskose Dämpfung angenommen. Sie müssen innerhalb der Online-Identifikation für jeden Zeitschritt bestimmt werden. Die extern einwirkenden Kräfte  $\mathbf{u}(t) = [F_{pX}(t), F_{pY}(t), F_{pZ}(t), F_{GX}(t)]^T$  wie Prozess-, Stör- und Antriebskräfte müssen gemessen oder aus bekannten Größen aus der Steuerung (z.B. Motorstrom) rekonstruiert werden. Der Vektor der extern angreifenden Kräfte ist zeitabhängig. Dadurch sind alle generalisierten Koordinaten zeitabhängig. Da alle Matrizen der Bewegungsgleichung posenabhängig sind, sind sie indirekt auch von der Zeit abhängig, da  $\mathbf{y}_g(t)$ . Für eine bessere Lesbarkeit der Gleichungen werden in dieser Arbeit nur die Abhängigkeiten von den Posen und deren Ableitungen explizit angegeben. Für die Formel (3.11) werden nachfolgend die Abhängigkeiten sowie bekannte und unbekannte Größen erläutert.

In Formel (3.11) kommen die Massen  $m_i \in \mathbb{R}$  und Trägheiten der Hauptachsen  $I_{i,xx}, I_{i,yy}, I_{i,zz} \in \mathbb{R}$  der Körper als Linearkombination vor. Die Trägheitstensoren  $\mathbf{I}_i \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$  sind aufgrund der Steineranteile der Trägheitsmomente und durch die eingepprägten Momente aufgrund des Hebelarms der Pinole posenabhängig. Sie sind beide, bis auf den Steineranteil, im Voraus aus den Geometriedaten der Maschinestrukturen bestimmbar. Die Steineranteile sind bei Kenntnis der Achspositionen berechenbar und damit bekannt. Die Jacobimatrizen der Translation  $\mathbf{J}_{Ti} \in \mathbb{R}^{3 \times 6}$  sowie die verallgemeinerten Beschleunigungen  $\bar{\mathbf{a}}_i \in \mathbb{R}^3$  beinhalten posenabhängige Terme aufgrund der Differentiation der translatorischen Ortsvektoren. Die Jacobimatrix der Rotation  $\mathbf{J}_{Ri} \in \mathbb{R}^{n \times n}$  beinhaltet nur die rotatorischen Freiheitsgrade, die von der Pinolenposition unabhängig sind. Alle weiteren rotatorischen Größen  $\bar{\boldsymbol{\alpha}}_i, \boldsymbol{\omega}_i, \tilde{\boldsymbol{\omega}}_i$  sind somit auch posenunabhängig. Die Winkelbeschleunigungen  $\ddot{\alpha}, \ddot{\beta}, \ddot{\gamma}$  im Vektor der generalisierten Beschleunigungen  $\dot{\mathbf{y}}_g = [\ddot{\alpha}, \ddot{\beta}, \ddot{\gamma}, \ddot{L}_x, \ddot{L}_y, \ddot{L}_z]^T \in \mathbb{R}^6$  werden für kleine Winkel direkt über Beschleunigungssensoren, die an der Werkzeugmaschinenstruktur verbaut sind, aufgenommen. Die Achsbeschleunigungen  $\ddot{L}_x, \ddot{L}_y, \ddot{L}_z$  können aus den Positionssignalen der Steuerung erzeugt werden.

Der Nachteil der Beschreibung von Systemen mit dem FS-Ansatz liegt in den Differentiationen und Multiplikationen der translatorischen Ortsvektoren und der Rotationsmatrizen. Durch diese Systematik entstehen sehr stark nichtlineare Terme in den generalisierten Koordinaten, was die gesamte Bewegungsgleichung hochgradig nichtlinear gestaltet (Shabana 2014). Das System muss sich jedoch in definierten Arbeitspunkten nicht zwingend hochgradig nichtlinear verhalten. Für die betrachtete Fahrständerstruktur wird angenommen, dass sie sich für kleine Bewegungen um die Ruhelage durch eine linearisierte Bewegungsgleichung beschreiben lässt. Das Vorgehen der Linearisierung sowie die Validierung der linearisierten Bewegungsgleichung werden im nächsten Kapitel erläutert.

### 3.3.3 Linearisierung der Bewegungsgleichung

Die Linearisierung einer nichtlinearen Bewegungsgleichung an einem Arbeitspunkt mit der Taylorreihenentwicklung erster Ordnung für alle Zustandsgrößen des Systems ist ein übliches Vorgehen. Als Arbeitspunkt wird die Ruhelage des Systems gewählt. Diese wird bestimmt, indem alle Ableitungen innerhalb der Bewegungsgleichung eines Systems zu Null gesetzt werden. Weiterhin wird für diese Anwendung der Eingang  $\mathbf{u}(t)$  zu  $\mathbf{u}_0 = \mathbf{0}$  gewählt. Die Ruhelage des Systems ergibt sich aus der Betrachtung von

$$\underbrace{\mathbf{M} \begin{pmatrix} \mathbf{y}_g \\ \mathbf{y}_{g0} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix}}_{\mathbf{0}} \underbrace{\ddot{\mathbf{y}}_g}_{\mathbf{0}} + \underbrace{\mathbf{k} \begin{pmatrix} \mathbf{y}_g \\ \mathbf{y}_{g0} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix}}_{\mathbf{0}} = \mathbf{q}_e \begin{pmatrix} \mathbf{y}_g \\ \mathbf{y}_{g0} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix} + \mathbf{g} \begin{pmatrix} \mathbf{y}_g \\ \mathbf{y}_{g0} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix} + \underbrace{\mathbf{B} \begin{pmatrix} \mathbf{y}_g \\ \mathbf{y}_{g0} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix}}_{\mathbf{0}} \mathbf{u}. \quad (3.13)$$

Für die flexiblen Freiheitsgrade  $\mathbf{y}_f = [\alpha, \beta, \gamma]^T$  wird die Ruhelage zu  $\ddot{\mathbf{y}}_{f0} = [\ddot{\alpha}_0, \ddot{\beta}_0, \ddot{\gamma}_0]^T = \mathbf{0}$ ,  $\dot{\mathbf{y}}_{f0} = [\dot{\alpha}_0, \dot{\beta}_0, \dot{\gamma}_0]^T = \mathbf{0}$ ,  $\mathbf{y}_{f0} = [\alpha_0, \beta_0, \gamma_0]^T = \mathbf{0}$  berechnet, wenn die Annahme  $\sin \alpha_0 \approx 0$ ,  $\sin \beta_0 \approx 0$ ,  $\sin \gamma_0 \approx 0$  und  $\cos \alpha_0 \approx 1$ ,  $\cos \beta_0 \approx 1$ ,  $\cos \gamma_0 \approx 1$  für kleine Winkel getroffen wird. Analog erfolgt die Berechnung der Ruhelage für alle generalisierten Koordinaten. Die statische Biegung aufgrund der exzentrischen Masse der Pinole wird konstruktiv verhindert und dadurch als sehr gering angenommen. Sie wird vernachlässigt. Eine dynamische Auslenkung der Fahrständerstruktur erfolgt maßgeblich durch hochdynamische Verfahrbewegungen sowie den Bearbeitungsprozess.

Die Bewegungsgleichung aus Formel (3.12) wird nach  $\ddot{\mathbf{y}}_g$  aufgelöst, so dass die rechte Seite eine Funktion der generalisierten Koordinaten und deren ersten zeitlichen Ableitungen sowie eine Funktion des Eingangs  $\mathbf{u}$  ist. Es folgt

$$\ddot{\mathbf{y}}_g = f(\mathbf{y}_g, \dot{\mathbf{y}}_g, \mathbf{u}) = \mathbf{M}^{-1}(\mathbf{y}_g) \cdot \left( \mathbf{q}_e(\mathbf{y}_g, \dot{\mathbf{y}}_g, \mathbf{u}) - \mathbf{k}(\mathbf{y}_g, \dot{\mathbf{y}}_g) \right). \quad (3.14)$$

Nach der Berechnungsvorschrift für die Taylorreihenentwicklung wird die Taylorreihe im Arbeitspunkt wie folgt entwickelt:

$$\begin{aligned}
 \Delta \ddot{\mathbf{y}}_g = & \underbrace{f(\mathbf{y}_{g0}, \dot{\mathbf{y}}_{g0}, \mathbf{u}_{g0})}_{=0} + \left. \frac{\partial f(\mathbf{y}_g, \dot{\mathbf{y}}_g, \mathbf{u})}{\partial \dot{\mathbf{y}}_g} \right|_{\substack{\mathbf{y}_g = \mathbf{y}_{g0} \\ \dot{\mathbf{y}}_g = \dot{\mathbf{y}}_{g0} \\ \mathbf{u} = \mathbf{u}_0}} \cdot \Delta \dot{\mathbf{y}}_g \\
 & + \left. \frac{\partial f(\mathbf{y}_g, \dot{\mathbf{y}}_g, \mathbf{u})}{\partial \mathbf{y}_g} \right|_{\substack{\mathbf{y}_g = \mathbf{y}_{g0} \\ \dot{\mathbf{y}}_g = \dot{\mathbf{y}}_{g0} \\ \mathbf{u} = \mathbf{u}_0}} \cdot \Delta \mathbf{y}_g + \left. \frac{\partial f(\mathbf{y}_g, \dot{\mathbf{y}}_g, \mathbf{u})}{\partial \mathbf{u}} \right|_{\substack{\mathbf{y}_g = \mathbf{y}_{g0} \\ \dot{\mathbf{y}}_g = \dot{\mathbf{y}}_{g0} \\ \mathbf{u} = \mathbf{u}_0}} \cdot \Delta \mathbf{u}.
 \end{aligned} \tag{3.15}$$

Die Vektoren  $\Delta \dot{\mathbf{y}}_g, \Delta \ddot{\mathbf{y}}_g, \Delta \mathbf{y}_g, \Delta \mathbf{u}$  können als neue, linearisierte Koordinaten im Ruhepunkt bzw. im Entwicklungspunkt der Taylorreihe interpretiert werden.

Die Linearisierung (Index "lin") ergibt für die Bewegungsgleichung Formel (3.12) mit nur flexiblen FHGs (Index „f“) für das Ersatzmodell aus Bild 3.2

$$\mathbf{M}_{\text{lin,f}} \ddot{\mathbf{y}}_f + \mathbf{k}_{\text{lin,f}} = \mathbf{q}_{\text{e,lin,f}} + \mathbf{g}_{\text{lin,f}} + \mathbf{f}_{\text{lin,f}} \tag{3.16}$$

mit

$$\mathbf{M}_{\text{lin,f}} = \begin{bmatrix} m_1 l_1^2 + m_2 L_Y^2 + m_2 L_Z^2 + I_{1xx} + I_{2xx} & 0 & 0 \\ 0 & m_2 L_Z^2 + I_{1yy} + I_{2yy} & -m_2 L_Y L_Z \\ 0 & -m_2 L_Y L_Z & m_1 l_1^2 + m_2 L_Y^2 + I_{1zz} + I_{2zz} \end{bmatrix},$$

$$\dot{\mathbf{y}}_f = [\ddot{\alpha}, \ddot{\beta}, \ddot{\gamma}]^T,$$

$$\mathbf{k}_{\text{lin,f}} = [0, 0, 0]^T,$$

$$\mathbf{q}_{\text{e,lin,f}} = \begin{bmatrix} -d_1 \dot{\alpha} - c_1 \alpha \\ -d_2 \dot{\beta} - c_2 \beta \\ -d_3 \dot{\gamma} - c_3 \gamma \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{g}_{\text{lin,f}} = \begin{bmatrix} g m_2 L_Y \alpha \\ 0 \\ g m_2 L_Y \gamma \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{f}_{\text{lin,f}} = \begin{bmatrix} l_1 F_{ZG} + L_Y F_{ZP} - L_3 F_{YP} \\ -L_3 F_{XP} \\ l_1 F_{XG} + L_2 F_{XP} \end{bmatrix}.$$

Die Berücksichtigung der flexiblen und starren FHGs führt zu

$$\mathbf{M}_{\text{lin,g}} \dot{\mathbf{y}}_g + \mathbf{k}_{\text{lin,g}} = \mathbf{q}_{\text{e,lin,g}} + \mathbf{g}_{\text{lin,g}} + \mathbf{f}_{\text{lin,g}} \quad (3.17)$$

mit

$$\mathbf{M}_{\text{lin,g}} = \begin{bmatrix} m_1 l_1^2 + m_2 L_Z^2 + I_{1,xx} + I_{2,xx} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_{1,yy} + I_{2,yy} & -m_2 L_Y L_Z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -m_2 L_Y L_Z & m_1 l_1^2 + I_{1,zz} + I_{2,zz} & -l_1 m_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -l_1 m_1 & m_1 + m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix},$$

$$\dot{\mathbf{y}}_g = [\ddot{\alpha}, \ddot{\beta}, \ddot{\gamma}]^T,$$

$$\mathbf{k}_{\text{lin,g}} = [0, 0, 0, 0, 0, 0]^T,$$

$$\mathbf{q}_{\text{e,lin,g}} = \begin{bmatrix} -d_1 \dot{\alpha} - c_1 \alpha \\ -d_2 \dot{\beta} - c_2 \beta \\ -d_3 \dot{\gamma} - c_3 \gamma \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{g}_{\text{lin,g}} = \begin{bmatrix} g m_2 L_Z \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ g m_2 \alpha \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{f}_{\text{lin,g}} = \begin{bmatrix} l_1 F_{ZG} \\ 0 \\ l_1 F_{XG} \\ -F_{XG} - F_{XP} \\ F_{YP} \\ F_{ZP} \end{bmatrix}.$$

Für beide Gleichungen sind die Formelzeichen bereits im mechanischen Ersatzmodell (Bild 3.2) visualisiert und in Kapitel 3.3.1 und 3.3.2 erläutert worden. In Formel (3.18) wird die Bewegungsgleichung für das mechanische Ersatzmodell allein für die drei flexiblen Freiheitsgrade aufgestellt und linearisiert. In diesem 3FHG-Modell wird keine Bewegung der Achsen abgebildet. Die Auswirkungen der veränderlichen Achspositionen

werden direkt in Form der zu identifizierenden Parameter geschätzt. Die Formel (3.19) stellt die linearisierte Bewegungsgleichung für das 6FHG-Modell dar. Innerhalb dieses Modells werden die translatorischen, starren Freiheitsgrade explizit berücksichtigt. Aufgrund der Linearisierung werden sowohl beim 3FHG- als auch beim 6FHG-Modell die Vektoren der verallgemeinerten Zentrifugal-, Kreisel- und Corioliskräfte gleich Null. Die einzelnen Freiheitsgrade bleiben nach der Linearisierung untereinander gekoppelt. Auch das poseabhängige Verhalten in den Parametern bleibt nach der Linearisierung erhalten. Für die weiteren Untersuchungen sowie für die Ableitung der Schätzgleichungen für die Parameteridentifikation wird das 3FHG-Modell betrachtet.

Das Bild 3.3 vergleicht die zweiten Ableitungen der generalisierten, flexiblen Koordinaten, welche einmal mit dem linearisierten und einmal mit dem originalen Modell simuliert wurden. Das Modell wurde mit Kraftimpulsen am Fahrständer in X- und Z-Richtung beaufschlagt. Die angenommenen Modellparameter sind im Anhang in Tabelle 6.1 zusammengefasst. Die Verläufe der generalisierten Koordinaten für das lineare und das nichtlineare Modell stimmen für  $\beta$  und  $\gamma$  sehr gut überein. Das liegt hauptsächlich daran, dass die Coriolis- und Kreiselkräfte, welche durch die Linearisierung weggefallen sind, keinen großen Einfluss auf die Fahrständerstruktur haben. Die Abweichungen in  $\alpha$  lassen sich durch die unterschiedliche Wirkung der Gewichtskraft der Pinole im linearen und nichtlinearen Modell erklären. Insgesamt sind die Unterschiede zwischen linearem und nichtlinearem Modell zum einen so gering und zum anderen akzeptierbar, so dass im weiteren Verlauf der Arbeit mit dem linearen Modell gearbeitet wird. Im nächsten Kapitel folgt die Untersuchung der linearisierten Bewegungsgleichung auf Steuer- und Beobachtbarkeit sowie auf Stabilität.

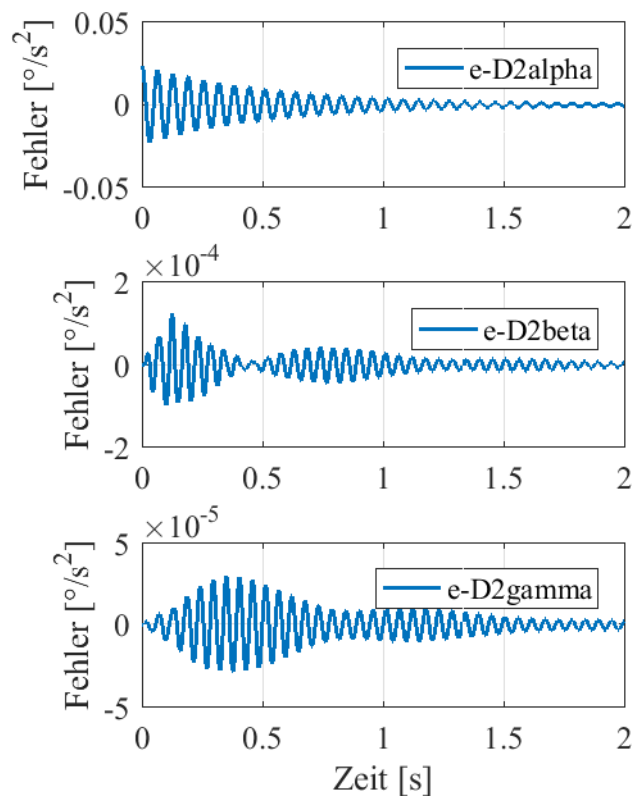


Bild 3.3: Fehler zwischen linearem und nichtlinearem Modell in den zweiten Ableitungen der generalisierten flexiblen Koordinaten.

### 3.3.4 Systemtheoretische Untersuchung des Modells

Sowohl für die Identifikation der Modellparameter als auch für den Reglerentwurf ist die Kenntnis systemtheoretischer Modelleigenschaften, wie die Stabilität sowie die Steuer- und Beobachtbarkeit, relevant. Nachfolgend wird das Modell mit den flexiblen Freiheitsgraden auf diese Eigenschaften hin untersucht.

Dafür wird zuerst die linearisierte Bewegungsgleichung in den Zustandsraum als Differentialgleichungssystem mit  $2n$  Differentialgleichungen erster Ordnung überführt. Zunächst muss jedoch die Bewegungsgleichung für Mehrkörpersysteme in Baumstruktur (Formel (3.9)) in die bei der FEM-Modellierung üblicherweise verwendete Form für lineare Mehrfreiheitsgradsysteme

$$\mathbf{M}_{\text{lin}}\dot{\mathbf{y}}_f + \mathbf{D}_{\text{lin}}\dot{\mathbf{y}}_f + \mathbf{K}_{\text{lin}}\mathbf{y}_f = \mathbf{u}(t) \quad (3.18)$$

überführt werden.  $\mathbf{M}_{\text{lin}}$  ist dabei die Massenmatrix,  $\mathbf{D}_{\text{lin}}$  und  $\mathbf{K}_{\text{lin}}$  sind die Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrizen,  $\mathbf{u}$  ist der Vektor der extern angreifenden Kräfte. Anschließend ist für den Zustandsvektor

$$\mathbf{x}_f = \begin{bmatrix} \mathbf{y}_f \\ \dot{\mathbf{y}}_f \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

die Transformation nach (Dresig et al. 2007) in die Zustandsraumdarstellung

$$\dot{\mathbf{x}}_f = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}_{\text{lin}}^{-1}\mathbf{K}_{\text{lin}} & -\mathbf{M}_{\text{lin}}^{-1}\mathbf{D}_{\text{lin}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{y}_f \\ \dot{\mathbf{y}}_f \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}_{\text{lin}}^{-1} \end{bmatrix} \mathbf{u}(t)$$

bzw. (3.20)

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

möglich. Bei  $\mathbf{A}$  handelt es sich um die Systemmatrix,  $\mathbf{B}$  wird als die Steuer- oder Eingangsmatrix bezeichnet. Sind einzelne Zustände messbar, so gilt für die Ausgangsgröße  $\mathbf{z}_f$  folgende Beziehung

$$\mathbf{z}_f = \mathbf{C}\mathbf{x}_f + \mathbf{D}\mathbf{u}(t) . \quad (3.21)$$

Die Matrix  $\mathbf{C}$  stellt dabei die Mess- oder auch Ausgangsmatrix dar und  $\mathbf{D}$  ist die Durchgangsmatrix.

Nach dem *Steuerbarkeitskriterium von Kalman* (Lunze 2006) ist ein System  $(\mathbf{A}, \mathbf{B})$  genau dann vollständig steuerbar, wenn die Steuerbarkeitsmatrix

$$\mathbf{S}_S = (\mathbf{B} \ \mathbf{A}\mathbf{B} \ \mathbf{A}^2\mathbf{B} \ \dots \ \mathbf{A}^{n-1}\mathbf{B}) \quad (3.22)$$

den Rang  $n$  hat:

$$\text{Rang } \mathbf{S}_S = n . \quad (3.23)$$

Nach dem *Beobachtbarkeitskriterium von Kalman* (Lunze 2006) ist ein System  $(\mathbf{A}, \mathbf{C})$  genau dann vollständig beobachtbar, wenn die Beobachtbarkeitsmatrix

$$\mathbf{S}_B = \begin{pmatrix} \mathbf{C} \\ \mathbf{CA} \\ \mathbf{CA}^2 \\ \vdots \\ \mathbf{CA}^{n-1} \end{pmatrix} \quad (3.24)$$

den Rang  $n$  hat:

$$\text{Rang } \mathbf{S}_B = n. \quad (3.25)$$

Die Berechnung der Zustandsstabilität bezieht sich auf lineare ungestörte Systeme (Formel (3.20) mit  $\mathbf{f}(t) = 0$  bzw.  $\mathbf{b}(t) = 0$ ) mit der Anfangsauslenkung  $\mathbf{x}(0) = \mathbf{x}_0$  und dem Gleichgewichtszustand (mit  $\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{0}$ )

$$\mathbf{x}_g = \mathbf{0}. \quad (3.26)$$

Nach (Lunze 2006) ist der Gleichgewichtszustand  $\mathbf{x}_g = \mathbf{0}$  des Systems dann stabil, wenn die Matrix  $\mathbf{A}$  diagonalähnlich ist und alle Eigenwerte der Matrix  $\mathbf{A}$  die Bedingung

$$\text{Re}\{\kappa_i\} \leq 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (3.27)$$

erfüllen. Wird das System als Übertragungsfunktion  $G(s)$  dargestellt, ist das System dann stabil, wenn alle Pole des charakteristischen Polynoms auf der linken  $s$ -Halbebene (links der imaginären Achse in der komplexen Ebene) liegen. Die Durchführung der Untersuchungen auf Steuerbarkeit, Beobachtbarkeit sowie auf Stabilität für die linearisierte Formel (3.16) mit den flexiblen FHG ergibt, dass das System steuerbar, beobachtbar sowie stabil ist.

Damit existiert eine parametrische Bewegungsgleichung für die Fahrständerstruktur. Aus dieser Bewegungsgleichung können die Schätzgleichungen für die Parameteridentifikation abgeleitet und anschließend die posesabhängige Parameteridentifikation durchgeführt werden. Allerdings wird davor der Laborprototyp einer Leichtbaufahrständerkinematik vorgestellt und dessen Dynamik untersucht. An Hand dieses Versuchsstands erfolgt die Verifikation des Modellansatzes und der Online-Parameteridentifikation.

### **3.4 Laborprototyp einer Leichtbaufahrständermaschine zur Verifikation des Lösungsansatzes**

Bevor die Online-Identifikation des parametrischen Fahrständermodells durchgeführt wird, wird der Versuchsstand zur Verifikation des Modellierungs- sowie des allgemeinen Lösungsansatzes vorgestellt und seine dynamischen Eigenschaften untersucht. Zuerst werden die technischen Eigenschaften des Versuchsaufbaus erläutert. Anschließend erfolgt die Zusammenfassung der Ergebnisse der Modalanalyse des Versuchsstands.

#### **3.4.1 Aufbau des Laborprototyps**

Eine Leichtbauwerkzeugmaschinenstruktur in Fahrständerbauweise aus drei seriellen, translatorischen Achsen mit rein werkzeugseitiger Bewegung wird für die Validierung des innerhalb dieser Arbeit vorgestellten Ansatzes verwendet. Zum einen stellt die Leichtbauweise von Strukturbauteilen eine zukünftige Entwicklungsmöglichkeit dar und zum anderen werden die Effekte der Posenabhängigkeit des dynamischen Maschinenverhaltens, das Übersprechen von Achsen sowie die ersten Eigenfrequenzen im Bereich der Reglerbandbreite unter Laborbedingungen verdeutlicht. Der Laborprototyp der Leichtbauwerkzeugmaschinenstruktur in Fahrständerbauweise ist in Bild 3.4 dargestellt.

Die Maschinenstruktur, d.h. das Maschinengestell, ist in Rahmenbauweise mit Aluminium-Strebenprofilen und zugehörigen Bolzenverbindern ausgeführt. Diese Bauweise wurde für eine hohe Steifigkeit bei geringer Masse gewählt. Bei dem Fahrständer handelt es sich um eine geteilte Konstruktion mit zwei Säulen, zwischen welchen sich die Pinolenbaugruppe aus Pinolenkäfig und Pinole vertikal (Y-Richtung), durch vier Führungsschienen geführt, bewegen kann. Die technischen Daten der Konstruktion sind im Anhang (Kapitel B) zusammengestellt. An der Pinole besteht die Möglichkeit der Anbringung einer Frässpindel oder eines Druckkopfes.

Die vertikale Bewegung der Pinolenbaugruppe ist durch eine Vorschubachse mit Riemtrieb ausgeführt. Deren Ansteuerung erfolgt über ein Computer Aided Control-

System (CACE-System) der Firma dSpace, welches Geschwindigkeits- und Positionswerte an den Antrieb übergibt. Die horizontale Position der Pinole kann manuell verändert werden. Diese Achse ist nicht automatisiert, da Voruntersuchungen gezeigt haben, dass die Position dieser Achse keinen maßgeblichen Einfluss auf das dynamische Verhalten des Gesamtsystems hat. In Bild 3.4a ist der Laborprototyp auf einem steifen Maschinenbett montiert. Daneben besteht auch die Möglichkeit, den gesamten Versuchsaufbau auf einer hochperformanten Vorschubachse mit Zahnstange-Ritzel-Antrieb (ZR-Antrieb) zu integrieren (Bild 3.4b). Damit ist eine horizontale Bewegung (X-Richtung) des Fahrständers möglich. Die Ansteuerung der Zahnstange-Ritzel-Vorschubachse kann ebenfalls über das CACE-System sowie die Steuerung des ZR-Antriebs erfolgen.

Weiterhin sind an der Leichtbaustruktur (siehe Bild 3.4) sechs eindimensionale, piezoelektrische Beschleunigungssensoren in X- und Z-Richtung angebracht. Ihre Messsignale sind neben den Sollwertvorgaben und gemessenen Istgrößen der Vorschubachsen die Eingangsgrößen der Parameteridentifikationsalgorithmen. Die Sensoren messen die Beschleunigung der Fahrständerstruktur auf dem obersten Rahmen der Leichtbaustruktur.

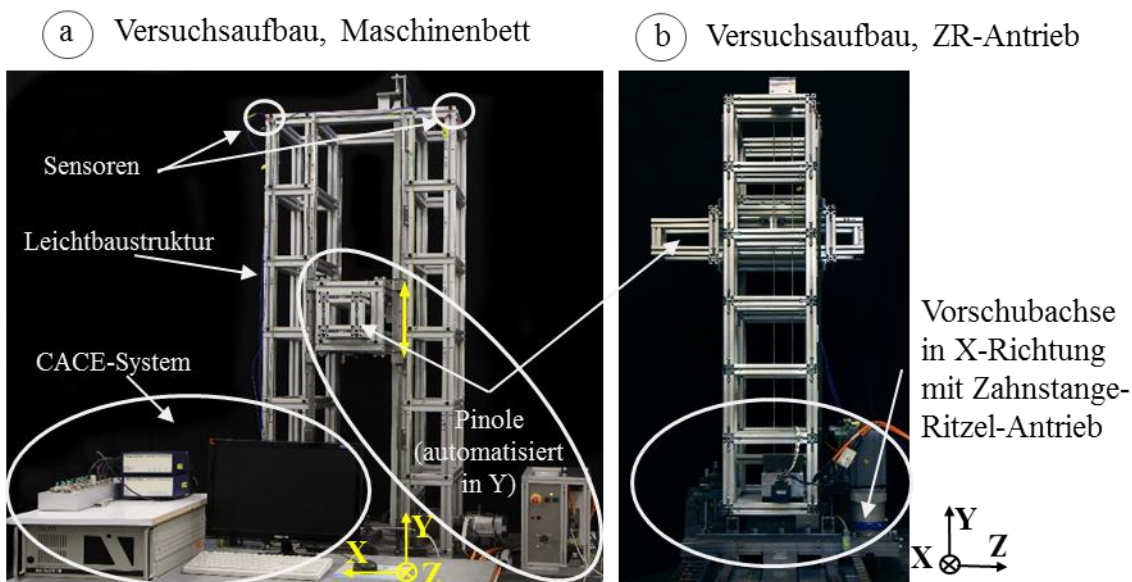


Bild 3.4: Laborprototyp einer Leichtbauwerkzeugmaschinenstruktur mit Fahrständerkinematik.

Die Beschleunigungen in X- und Z-Richtung werden direkt gemessen. Die Beschleunigung der Torsion des Fahrständers muss aus der Differenz der Signale berechnet werden. Neben der Ansteuerung der Vorschubachsen, dem Einlesen und Verarbeiten der Beschleunigungssignale findet die Berechnung der Identifikationsalgorithmen auf dem CACE-System statt. Dafür wird der in Matlab- und Matlab/Simulink erstellte Programmcode über das Realtime-Interface RTI 1005 als echtzeitfähiger Code kompiliert und auf dem CACE-System gerechnet. Das System verfügt über diverse analoge und digitale Ein- und Ausgänge sowie über Encoderschnittstellen. Alle technischen Daten zum CACE-System, den Antrieben und der verwendeten Messtechnik sind im Anhang (Kapitel B) zusammengefasst.

### **3.4.2 Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse am Laborprototyp**

Das dynamische Verhalten der Leichtbauwerkzeugmaschinenstruktur wurde über den Arbeitsraum mittels experimenteller Modalanalyse analysiert. Die Ergebnisse dieser Messung beweisen zum einen das posenabhängige dynamische Verhalten der Leichtbauwerkzeugmaschine und zum anderen stellen sie eine unabhängige Referenz zu dem innerhalb dieser Arbeit untersuchten Ansatz dar. Die Leichtbauwerkzeugmaschinenstruktur wurde in fünf diskreten Posen untersucht. Dabei wurden die vertikalen Positionen der Pinole nach Bild 3.5 eingestellt und jeweils eine experimentelle Modalanalyse der Struktur mit 64 Messpunkten durchgeführt.

Für jede Pose wurde das Antwortverhalten der Struktur auf eine Impulsanregung (angeregt in X- und Z-Richtung) in X- und Z-Richtung gemessen. Die horizontale Position der Pinole wurde dabei konstant gehalten. Sie hat nur geringen Einfluss auf das dynamische Verhalten der Gesamtstruktur. Weiterhin wurde nur das dynamische Verhalten der Struktur mit und ohne Einfluss der Antriebsregelung untersucht. Dafür war die Antriebsfreigabe für die Zahnriemenvorschubachse nicht gesetzt und die gesamte Fahrständerstruktur war, wie in Bild 3.4a dargestellt, auf einem sehr steifen Maschinenbett montiert. Diese Vereinfachungen sind gerechtfertigt, da die erste Eigenfrequenz des

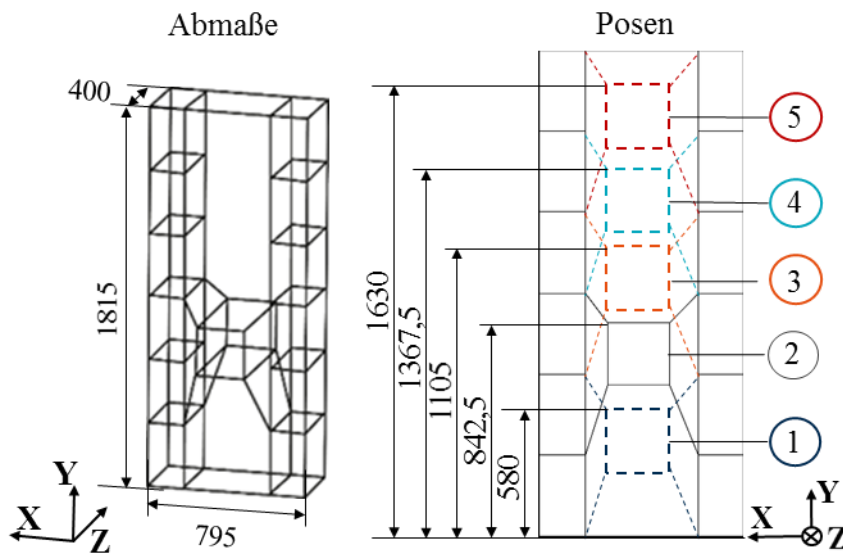


Bild 3.5: Abmaße des Laborprototyps und untersuchte Posen (alle Angaben in mm).

Zahnstange-Ritzelantriebs wesentlich höher als die ersten Eigenfrequenzen der Struktur liegt. Weiterhin wird die Bewegung der Struktur in X- und Z-Richtung vermessen. Der Einfluss der Antriebsregelung in Y-Richtung durch die Riementriebvorschubachse wird als sehr gering eingeschätzt und daher vernachlässigt. Die experimentelle Modalanalyse wurde mit einem Modalanalysesystem SCM-01 der Firma LMS durchgeführt. Die Einstellungen des Modalanalysesystems sind im Anhang (Kapitel B) zusammengefasst. Die Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse, d.h. die resultierenden Eigenfrequenzen und Eigenmoden in Abhängigkeit der dargestellten Posen, sind in Bild 3.6 sowie in Tabelle 3.3 zusammengefasst. Bei den ersten drei dominanten Eigenmoden handelt es sich um die Biegemoden in Z- und X-Richtung sowie um die Torsionsmode um die Y-Achse. Bei den nächsthöheren Eigenmoden handelt es sich um die zweiten Biegemoden in Z- und X-Richtung.

Die Ergebnisse der Modalanalyse zeigen deutlich, dass sich das dynamische Verhalten der Leichtbauwerkzeugmaschinenstruktur in Fahrständerbauweise in Abhängigkeit der Pose der Pinolenbaugruppe ändert. Die Reihenfolge der ersten dominanten Eigenmoden bleibt unverändert, allerdings verändern sich die zugehörigen Eigenfrequenzen von Pose 1 bis Pose 5 um bis zu 22% bezüglich Pose 1. Diese Veränderung muss durch die

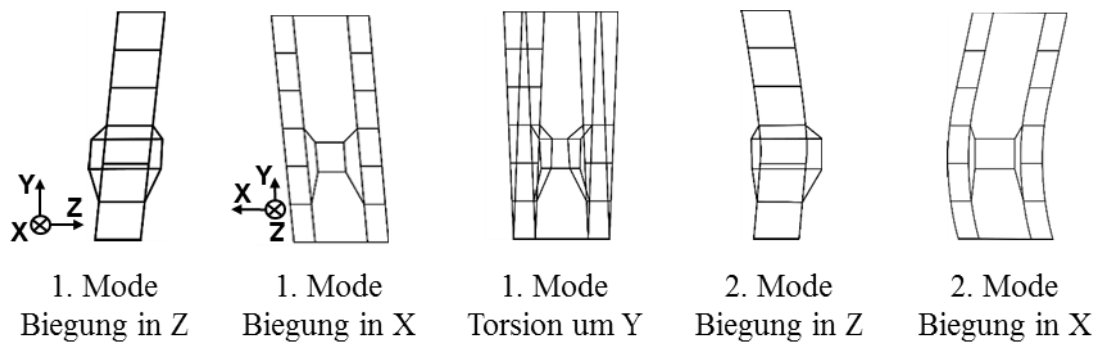


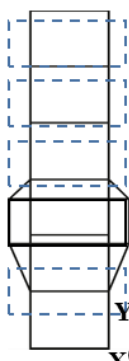
Bild 3.6: Drahtmodelle der ersten fünf Eigenmoden (dargestellt am Drahtmodell in Pose 2).

Anpassung der Parameter des Fahrständermodells abgebildet werden. Das posenabhängige Verhalten von seriellen Werkzeugmaschinen mit Kragbalkenkonstruktion wurde auch an einer industriellen Portalfräsmaschine mit Arbeitsraum (X-Y-Z [mm]: 2500-3000-1500) nachgewiesen.

Eine experimentelle Modalanalyse, d.h. die Vermessung des Antwortverhaltens einer Struktur mit Beschleunigungssensoren und die anschließende Auswertung, wird wie jede andere Messung von systematischen und zufälligen Fehlern beeinflusst. Die Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse wurden deshalb durch Frequenzanalysen abgesichert. Dafür wurden die Messsignale der an der Struktur verbauten Beschleunigungssensoren auf eine Impulsanregung der Struktur ausgewertet. Die dominanten Eigenfrequenzen in den generalisierten Koordinaten entsprechen für alle Posen den Ergebnissen aus der experimentellen Modalanalyse.

Innerhalb dieses Kapitels erfolgte die Auswahl des Modellierungsansatzes für das parametrische Modell einer Fahrständerwerkzeugmaschinenstruktur sowie die Erläuterung der Grundlagen der Modellierung von Mehrkörpersystemen in Baumstruktur. Auf Basis dieser Theorie wurde für das mechanische Ersatzmodell der Fahrständerstruktur die Bewegungsgleichung hergeleitet. Die stark nichtlineare Bewegungsgleichung wurde linearisiert, damit die Ableitung der Schätzgleichungen für die Online-Parameteridentifikation ermöglicht beziehungsweise vereinfacht wird. Die Untersuchung der

Tabelle 3.3: Posenabhängige Eigenfrequenzen des Laborprototyps.

	1. EM Z	2. EM X	1. EM Tors.	2. EM Z	2. EM X	
	Frequenz [Hz]/ Dämpfung %					
	Pose 5	12,8 / 0,66	15,1 / 0,89	19,2 / 0,78	62,7 / 0,75	65,0 / 0,93
	Pose 4	13,5 / 0,89	16,0 / 1,46	20,4 / 1,03	65,7 / 0,84	65,7 / 1,46
	Pose 3	14,5 / 1,12	17,0 / 1,74	21,8 / 1,44	55,7 / 0,92	59,1 / 1,02
	Pose 2	15,4 / 1,34	17,8 / 2,19	23,1 / 1,35	52,9 / 1,23	53,9 / 0,65
	Pose 1	16,4 / 1,25	18,5 / 2,18	24,0 / 0,97	56,5 / 1,14	60,4 / 1,13

Bewegungsgleichung auf Steuer- und Beobachtbarkeit sowie auf Stabilität bildet die Basis für spätere Untersuchungen der Identifizierbarkeit der Modellparameter. Weiterhin wurden die technischen und dynamischen Eigenschaften des Versuchsstands, an Hand dessen der Lösungsansatz verifiziert wird, vorgestellt. Mit Abschluss dieses Kapitels steht nun die linearisierte, parametrische Bewegungsgleichung mit 3 FHG für die flexiblen generalisierten Koordinaten sowie eine Zusammenfassung der dynamischen Eigenschaften des Versuchsstands zur Verfügung. Damit können im folgenden Kapitel die Algorithmen zur Online-Identifikation des parametrischen Maschinenmodells hergeleitet sowie die Identifikation auch praktisch am Versuchsstand durchgeführt und verifiziert werden.

---

## **4 Online-Identifikation des parametrischen Strukturmodells einer Fahrständerkinematik**

Der innerhalb dieser Arbeit betrachtete Laborprototyp einer Leichtbaufahrständerkinematik stellt ein klassisches mechatronisches System, wie es in der Produktion vorkommt, dar. Im vorangegangenen Kapitel wurde das poseabhängige, dynamische Verhalten der Fahrständerstruktur vorgestellt sowie ein parametrisches Modell dafür eingeführt. Bei dem Modell handelt es sich um ein starres Mehrkörpermodell. Die Bauteilsteifigkeiten sind in den Feder-Dämpfer-Elementen, welche die Körper verbinden, modelliert. Die Parameter der Feder- und Dämpferelemente sind zeitvariant und abhängig von der Pose der Leichtbaustruktur. Die zuverlässige und schnelle Identifikation der Modellparameter ist das Ziel. Es stellt sicher, dass das Modell zu jedem Zeitpunkt das real auftretende Verhalten der Leichtbauwerkzeugmaschinenstruktur wiedergibt. Zu jeder Pose im Arbeitsraum werden Parameter identifiziert, welche das aktuelle dynamische Verhalten widerspiegeln.

Die Parameteridentifikation wird online, d.h. während des Betriebs, auf Basis der steuerungsinternen Maschinensignale sowie an der Leichtbaustruktur gemessenen Beschleunigungssignale durchgeführt. Innerhalb dieses Kapitels werden zunächst die Grundlagen der Least-Squares-Parameteridentifikation eingeführt und anschließend die Anforderungen an die Parameteridentifikation zusammengefasst. Auf Basis der Analyse der Modellgleichung wird die Implementierung der Parameterschätzung mit der notwendigen Signalaufbereitung vorgenommen.

Die Validierung der Parameteridentifikation erfolgt am Leichtbaudemonstrator. Anschließend werden die Einflüsse auf das Ergebnis der Parameteridentifikation untersucht

und diskutiert. Das Ziel der Untersuchung ist Aussagen über die allgemeine Realisierbarkeit des Modellierungsansatzes zu erlangen. Die Eignung des Modellierungsansatzes hinsichtlich Genauigkeit für die Schwingungsreduktion wird im nachfolgenden Kapitel 5 am Beispiel des Input Shapings untersucht.

#### **4.1 Grundlagen der Rekursiven Least Squares Parameteridentifikation**

Die Anpassung des parametrischen Maschinenmodells an die Dynamik der realen Maschinenstruktur in jeder Pose erfordert die zuverlässige und schnelle Identifikation der Modellparameter. Aus dieser Forderung sowie aus der Einleitung und der Betrachtung des Stands der Technik ergeben sich folgende Anforderungen an die Parameteridentifikation:

- Online-Identifikation der Parameter während des Betriebs:
  - o Einfache Implementierung auf industrieller Steuerungstechnik
  - o Echtzeitrechenbarkeit im Takt steuerungstechnischer Anwendungen
- Die Identifikation liefert zuverlässige Modellparameter:
  - o Erwartungstreue Schätzwerte
  - o Schnelles Konvergieren der Parameter bei stehenden Achsen und während Verfahrbewegungen
  - o Fehlende Anregung und fehlender Energiegehalt des Anregungssignals müssen identifiziert und berücksichtigt werden können, beispielsweise indem die Identifikation gestoppt und unter veränderten äußeren Bedingungen wieder gestartet werden kann.

Für die Schätzung von Parametern mechatronischer Systeme und die Erfüllung oben genannter Anforderungen haben sich Least Squares-basierte Methoden gut bewährt. Sie können online und in Echtzeit arbeiten. Der Implementierungsaufwand ist begrenzt und

Erweiterungen sowie die Übertragbarkeit auf bestimmte Klassen von nichtlinearen Prozessen sind relativ einfach möglich (Bohn et al. 2016). Daher wird der Ansatz der kleinsten Quadrate zur Online-Schätzung der Parameter des Maschinenmodells verwendet. Die industrielle Steuerungstechnik von Werkzeugmaschinen sowie die CACE-Systeme von Versuchstischen stellen Abtastsysteme dar. Mit ihnen werden interne Signale sowie gemessene Signale digital verarbeitet. Aufgrund dessen erfolgt die Identifikation der Modellparameter mitsamt der Herleitung der Schätzgleichung im diskreten Bereich.

Die Rekursive Least Squares (RLS)-Parameterschätzung basiert auf der Methode der Least Squares (LS)-Parameterschätzung und wird im Folgenden nach (Isermann 1992) hergeleitet. Bild 4.1 zeigt den Zusammenhang des abgetasteten allgemeinen Modellausgangfehlers, welcher zwischen tatsächlichem System und dem Prozessmodell für dynamische Systeme erstellt werden kann. Für die LS-Parameterschätzung wird angenommen, dass der zu identifizierende Prozess stabil und zeitinvariant sei und durch folgende diskrete Übertragungsfunktion

$$G_P(z) = \frac{y_u(z)}{u(z)} = \frac{B(z^{-1})}{A(z^{-1})} = \frac{b_0 + b_1z^{-1} + \dots + b_mz^{-m}}{1 + a_1z^{-1} + \dots + a_mz^{-m}} \quad (4.1)$$

beschrieben werden kann.

Die Polynome der Modellübertragungsfunktion  $\hat{A}(z^{-1})$  und  $\hat{B}(z^{-1})$  werden durch die zu schätzenden Koeffizienten  $\hat{a}_i$  und  $\hat{b}_i$  dargestellt. Die Schätzung erfolgt auf Basis gemessener Ein- und Ausgangssignalen aus  $N$  Messungen. Mit den Polynomen kann der Gleichungsfehler  $e(z)$  zwischen Prozess und Modell nach

$$\hat{A}(z^{-1})y(z) - \hat{B}(z^{-1})u(z) = e(z) \quad (4.2)$$

berechnet werden. Das Ausgangssignal  $y_u(k)$  zum Zeitpunkt  $k$  des tatsächlichen Systems ist durch stochastische Störsignale  $n(k)$  überlagert. Das messbare Ausgangssignal  $y(k)$  ergibt sich dadurch zu

$$y(k) = y_u(k) + n(k). \quad (4.3)$$

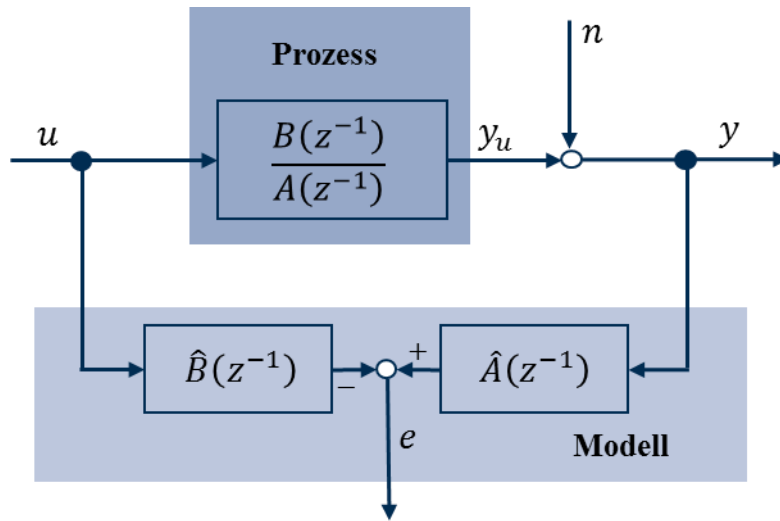


Bild 4.1: Definition zur Bildung des Modellausgangsfehlers für dynamische Systeme (ohne Totzeit) nach (Isermann 1992).

Die Transformation der Gleichung (4.2) in den Zeitbereich und das Einsetzen der gemessenen Signalwerte  $y(k)$  und  $u(k)$ , welche bis zum Zeitpunkt  $k$  gemessen werden sowie das Einsetzen der geschätzten Parameter bis zum Zeitpunkt  $(k - 1)$  liefert für die Vernachlässigung der Totzeit folgende Gleichung

$$y(k) + \hat{a}_1(k-1)y(k-1) + \dots + \hat{a}_m(k-1)y(k-m) - \hat{b}_1(k-1)u(k-1) - \dots - \hat{b}_m(k-1)u(k-m) = e(k). \quad (4.4)$$

Dabei kann der Term

$$\begin{aligned} \hat{y}(k|k-1) &= \hat{a}_1(k-1)y(k-1) + \dots + \hat{a}_m(k-1)y(k-m) \\ &\quad - \hat{b}_1(k-1)u(k-1) - \dots - \hat{b}_m(k-1)u(k-m) \\ &= \boldsymbol{\psi}^T(k)\hat{\boldsymbol{\theta}}(k-1) \end{aligned} \quad (4.5)$$

mit dem Datenvektor

$$\boldsymbol{\psi}^T(k) = [-y(k-1) \dots -y(k-m), u(k-1) \dots u(k-m)] \quad (4.6)$$

und dem Parametervektor

$$\hat{\boldsymbol{\theta}} = [\hat{a}_1 \dots \hat{a}_m, \hat{b}_1 \dots \hat{b}_m]^T \quad (4.7)$$

als Einschnitt-Vorhersage  $\hat{y}(k|k-1)$  des Ausgangssignals  $y(k)$  aufgrund von Messungen bis zum Zeitpunkt  $(k - 1)$  interpretiert werden.

Zur Bestimmung von  $2m$  unbekannter Parameter werden mindestens  $2m$  Gleichungen benötigt. Die Anzahl der Messungen muss daher mindestens  $N \geq 2m - 1$  betragen, zur Unterdrückung des Einflusses von Störsignalen vielmehr  $N \gg 2m - 1$ . In der Matrizen-darstellung für  $N + 1$  Gleichungen lässt sich Gleichung (4.4) ohne Totzeit wie folgt darstellen:

$$\mathbf{y}(m + N) = \boldsymbol{\Psi}(m + N)\hat{\boldsymbol{\theta}}(m + N - 1) + \mathbf{e}(m + N). \quad (4.8)$$

Die Minimierung der Verlustfunktion auf Basis der kleinsten Quadrate

$$V = \mathbf{e}^T(m + N)\mathbf{e}(m + N) \quad (4.9)$$

liefert als Lösung die Schätzgleichung der gesuchten Parameter für ein überbestimmtes Gleichungssystem für  $k = m + N$  zu

$$\hat{\boldsymbol{\theta}} = [\boldsymbol{\Psi}^T \boldsymbol{\Psi}]^{-1} \boldsymbol{\Psi}^T \mathbf{y} = \mathbf{P} \boldsymbol{\Psi}^T \mathbf{y} \quad (4.10)$$

mit  $\mathbf{P} = [\boldsymbol{\Psi}^T \boldsymbol{\Psi}]^{-1}$ . Nach (Isermann 1992) lässt sich die Methode der kleinsten Quadrate auf Korrelationsfunktionen zurückführen. Die Matrix

$$\boldsymbol{\Phi} = \frac{1}{N + 1} \boldsymbol{\Psi}^T \boldsymbol{\Psi} = \frac{1}{N + 1} \mathbf{P}^{-1} \quad (4.11)$$

kann als Korrelationsmatrix interpretiert werden, deren Elemente (sowie auch des Vektors  $(N + 1)^{-1} \boldsymbol{\Psi}^T \mathbf{y}$ ) Schätzwerte von Auto- und Kreuzkorrelationsfunktionen, allerdings mit unterschiedlichen Anfangs- und Endzeiten, sind. Diese können jedoch für große  $N$  vernachlässigt und  $\hat{\boldsymbol{\theta}}$  nach

$$\hat{\boldsymbol{\theta}} = \left[ \frac{1}{N + 1} \boldsymbol{\Psi}^T \boldsymbol{\Psi} \right]^{-1} \frac{1}{N + 1} \boldsymbol{\Psi}^T \mathbf{y} \quad (4.12)$$

berechnet werden. Die Elemente der „Korrelationsmatrix“ und des „Korrelationsvektors“ streben im Fall der Konvergenz gegen feste Werte der Korrelationsfunktionen (Isermann 1992, Seite 208). Für die Annahme großer Werte von  $N$  und eines Störsignals  $n(k)$ , welches ein mittelwertfreies, zeitdiskretes, weißes Rauschen darstellt und welches nicht mit dem Eingangssignal korreliert ist, wird  $\mathbf{P}$  in der Literatur als Kovarianzmatrix des Schätzfehlers interpretiert (Bohn et al. 2016). Diese Bezeichnung wird fortan auch innerhalb dieser Arbeit verwendet.

Die LS-Parameterschätzung setzt die Speicherung und Blockverarbeitung der Messdaten voraus. Dahingegen ermöglicht die RLS-Parameterschätzung die Online-Identifikation der Parameterschätzwerte während der Messung, ohne Speicherung aller Messdaten und ohne Inversion der Datenmatrix (Isermann 1992). Nach geeigneter Modifikation lassen sich auch zeitvariante Prozesse mit der rekursiven Methode schätzen (Isermann 1992). Ausgehend von Formel (4.10) (Schätzgleichung LS) wird die RLS-Schätzung im Folgenden hergeleitet. Dafür wird die Gleichung als Schätzgleichung zum Zeitpunkt  $(k + 1)$  geschrieben

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k + 1) = \mathbf{P}(k + 1)\boldsymbol{\Psi}^T(k + 1)\mathbf{y}(k + 1). \quad (4.13)$$

Durch Trennen alter Schätzwerte von neuen Messungen sowie vorhergesagter Messwerte aufgrund bereits geschätzter Parameter lässt sich Formel (4.13) zur rekursiven Schätzgleichung wie folgt umformen

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k + 1) = \hat{\boldsymbol{\theta}}(k) + \mathbf{P}(k + 1)\boldsymbol{\psi}(k + 1)[y(k + 1) - \boldsymbol{\psi}^T(k + 1)\hat{\boldsymbol{\theta}}(k)]. \quad (4.14)$$

Dabei beschreibt  $\hat{\boldsymbol{\theta}}(k + 1)$  den neuen und  $\hat{\boldsymbol{\theta}}(k)$  den alten Schätzwert. Bei dem Term  $\mathbf{P}(k + 1)\boldsymbol{\psi}(k + 1)$  handelt es sich um einen Korrekturfaktor,  $y(k + 1)$  stellt den neuen Messwert,  $\boldsymbol{\psi}^T(k + 1)\hat{\boldsymbol{\theta}}(k)$  den vorhergesagten Messwert aufgrund der geschätzten Parameter des letzten Zeitschritts dar. Der Ausdruck  $\mathbf{P}(k + 1)$  ist rekursiv zu berechnen, wofür eine Matrizeninversion durchgeführt werden müsste. Nach dem Satz zur Matrixinversion (siehe Kapitel C) gilt folgende Beziehung

$$\mathbf{P}(k + 1)\boldsymbol{\psi}(k + 1) = \frac{\mathbf{P}(k)\boldsymbol{\psi}(k + 1)}{\boldsymbol{\psi}^T(k + 1)\mathbf{P}(k)\boldsymbol{\psi}(k + 1) + 1}. \quad (4.15)$$

Mit dieser Vereinfachung ergibt sich die Schätzgleichung (Formel (4.14)) zu

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k + 1) = \hat{\boldsymbol{\theta}}(k) + \boldsymbol{\zeta}(k)[y(k + 1) - \boldsymbol{\psi}^T(k + 1)\hat{\boldsymbol{\theta}}(k)] \quad (4.16)$$

mit dem Korrekturvektor

$$\boldsymbol{\zeta}(k) = \mathbf{P}(k + 1)\boldsymbol{\psi}(k + 1) = \frac{\mathbf{P}(k)\boldsymbol{\psi}(k + 1)}{\boldsymbol{\psi}^T(k + 1)\mathbf{P}(k)\boldsymbol{\psi}(k + 1) + 1} \quad (4.17)$$

und der Berechnung

$$\mathbf{P}(k+1) = [\mathbf{I} - \boldsymbol{\zeta}(k)\boldsymbol{\psi}^T(k+1)]\mathbf{P}(k). \quad (4.18)$$

Zum Start der rekursiven Parameterschätzung müssen die Startwerte für  $\hat{\boldsymbol{\theta}}(k)$  und  $\mathbf{P}(k)$  bekannt sein. Um diese zu bestimmen, ist ein Start mit der nichtrekursiven Methode, die Verwendung von Apriori-Schätzwerten oder die Annahme geeigneter Schätzwerte möglich. Sind Startwerte festgelegt, so werden in jedem Zeitschritt die Formeln (4.17), (4.16), (4.18) (in dieser angegebenen Reihenfolge) berechnet.

Zeitvariante Prozesse können geschätzt werden, indem die Verlustfunktion gewichtet wird. Zurückliegende Gleichungsfehler haben umso geringeren Einfluss auf die aktuelle Parameterschätzung, je weiter die Fehler in der Vergangenheit liegen. Bei der rekursiven Methode mit exponentiell nachlassendem Gedächtnis nimmt das Gewicht mit dem Exponent  $(m+N-k)$  ab. Für die Verlustfunktion

$$V = \sum_{k=m}^{m+N} w(k) e^2(k) \quad (4.19)$$

mit dem Vergessensfaktor  $\lambda$  und folgender Berechnungsvorschrift

$$w(k) = \lambda^{(m+N)-k} \text{ mit } 0 < \lambda < 1 \quad (4.20)$$

ergeben sich die Schätzgleichungen für die rekursive Parameterschätzung mit exponentiellem Gedächtnis zu

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k+1) = \hat{\boldsymbol{\theta}}(k) + \boldsymbol{\zeta}_w(k)[y(k+1) - \boldsymbol{\psi}^T(k+1)\hat{\boldsymbol{\theta}}(k)], \quad (4.21)$$

$$\boldsymbol{\zeta}_w(k) = \frac{\mathbf{P}_w(k)\boldsymbol{\psi}(k+1)}{\boldsymbol{\psi}^T(k+1)\mathbf{P}_w(k)\boldsymbol{\psi}(k+1) + \lambda} \quad (4.22)$$

$$\mathbf{P}_w(k+1) = [\mathbf{I} - \boldsymbol{\zeta}_w(k)\boldsymbol{\psi}^T(k+1)]\mathbf{P}_w(k) \frac{1}{\lambda}. \quad (4.23)$$

Bei der Wahl von  $\lambda$  muss ein Kompromiss zwischen der Elimination von Störeinflüssen und dem Folgeverhalten der zeitveränderlichen Parameter gefunden werden.

Nach (Isermann 1992) werden die Parameter mit der Methode der kleinsten Quadrate für lineare, zeitinvariante Differenzgleichungen mit der Schätzgleichung (4.10) im quadratischen Mittel konsistent (die Schätzwerte  $\hat{\theta}$  konvergieren im quadratischen Mittel gegen die wahren Werte  $\theta$ , der Bias und die Varianz streben für  $N \rightarrow \infty$  gegen Null) geschätzt, wenn die folgenden notwendigen Bedingungen gelten:

1. Die Ordnung  $m$  und die Totzeit sind genau bekannt. (Die Totzeit wird innerhalb dieser Arbeit vernachlässigt.)
2. Das Eingangssignal  $u(k) = U(K) - U_{00}$  muss exakt messbar und der Gleichwert  $U_{00}$  muss bekannt sein.
3. Die Matrix  $\Phi$  muss positiv definit sein. Dafür müssen folgende notwendigen Bedingungen erfüllt sein:
  - Das Eingangssignal  $u(k)$  muss eine fortdauernde Anregung der Ordnung  $m$  aufweisen. (Eine zu geringe Dynamik im Eingangssignal würde in der Datenmatrix kaum zu Änderungen in den aufeinander folgenden Abtastzeitpunkten führen und damit die Forderung nach linear unabhängigen Zeilen verletzen. Bei zu klein gewählter Abtastzeit tritt der gleiche Effekt auf, da sich das Ausgangssignal zwischen zwei Abtastzeitpunkten nur unwesentlich verändert hätte.)
  - Der Prozess muss stabil, steuerbar und beobachtbar sein.
4. Das stochastische Störsignal  $n(k)$ , welches das Ausgangssignal  $y(k) = Y(k) - Y_{00}$  überlagert, muss stationär sein. Der Gleichwert des Ausgangssignals  $Y_{00}$  muss exakt bekannt sein und zu dem Gleichwert des Eingangssignals  $U_{00}$  gehören.
5. Das Fehlersignal  $e(k)$  darf nicht korreliert sein und es muss den Erwartungswert  $E\{e(k)\} = 0$  haben.

Nachfolgend wird die RLS-Methode für die poseabhängige Identifikation des parametrischen Fahrständermodells angewendet. Vor der Durchführung der eigentlichen Parameteridentifikation müssen zuerst die Schätzgleichungen hergeleitet und die Messsignale für die Identifikation aufbereitet werden. Weiterhin müssen die Zustände, in

welchen die Parameter zuverlässig geschätzt werden können, identifiziert und Startwerte für diverse Parameter festgelegt werden.

## **4.2 Grundlagen der Online RLS-Parameteridentifikation für das posenabhängige, parametrische Fahrständermodell**

Bild 4.2 zeigt das Vorgehen der RLS-Parameteridentifikation des Fahrständermodells und fasst alle relevanten Einflussfaktoren auf die Identifikation zusammen. Das Vorgehen ist in Aufgaben getrennt, die einmalig im Vorfeld der Identifikation (rechte Seite) und solche, die dauerhaft während des Betriebs der Maschine (linke Seite) durchgeführt werden.

Einmalig zur Vorbereitung der Online-Identifikation werden die Schätzgleichungen aufgestellt. Sie werden aus dem bereits linearisierten mathematischen Modell des mechanischen Ersatzsystems abgeleitet. In Abhängigkeit der Komplexität der Identifikation und der zur Verfügung stehenden Messsignale können für das Fahrständermodell entweder nur die flexiblen (Modell mit 3 FHG) oder die starren und flexiblen Freiheitsgrade (Modell mit 6 FHG) zusammen betrachtet werden. Für beide Modellvarianten stellt die Bewegungsgleichung ein Multiple Input Multiple Output (MIMO)-System dar. Mithilfe verschiedener Methoden zur Entkopplung können anstelle eines MIMO-System mehrere entkoppelte Single Input Single Output (SISO)-Systeme betrachtet werden. Die Art der Betrachtung wird bei der Erstellung der Schätzgleichung festgelegt.

Während des Betriebs der Maschine werden die Sensormesswerte sowie die steuerungsinternen Messwerte, welche das aktuelle dynamische Maschinenverhalten aufnehmen, dauerhaft für die Online-Parameteridentifikation benötigt. Diese Signale müssen im Vorfeld aufbereitet werden, indem der Offset entfernt wird und Filterungen sowie Integrationen und Differentiationen am Signal vorgenommen werden. Weiterhin muss eine Prüfung des Bearbeitungszustands der Maschine sowie des Anregungssignals, beispielsweise des Energiegehalts, stattfinden. Die letzteren zwei Punkte sind entscheidend dafür, ob eine Parameterschätzung für die aktuelle Pose stattfinden kann.

Schließlich können auf Basis der aufgestellten Schätzgleichungen die gesuchten Parameter ständig (wenn die Anforderungen an das Anregungssignal erfüllt sind) während des Betriebs der Werkzeugmaschine identifiziert werden. Grundlage dafür ist die passende Wahl von Startwerten und Vergessensfaktoren. Danach steht das parametrierte Strukturmodell der Fahrständerkinematik für die jeweilige aktuelle Pose zur Verfügung. Das Modell kann in verschiedenen mathematischen Formulierungen verwendet werden. Für die Nutzung zur Regelung von Werkzeugmaschinenstrukturen bietet sich beispielsweise die Zustandsraumdarstellung an.

In den nachfolgenden Unterkapiteln werden die einzelnen Einflussfaktoren auf das identifizierte, posenabhängige Modell der Werkzeugmaschinenstruktur zusammengestellt. Dazu gehören die Ableitung der Schätzgleichungen, die Signalaufbereitung, die Prüfung der Anregung der Eingangssignale sowie die Durchführung der Online-Parameteridentifikation mit der Implementierung der Schätzgleichungen und der Wahl der Startparameter und Vergessensfaktoren.

### **4.2.1 Ableitung der Schätzgleichung aus der Bewegungsgleichung**

Die Schätzgleichungen werden aus den linearisierten Bewegungsgleichungen (Formeln (3.16) und (3.17) des mechanischen Ersatzmodells) abgeleitet. Neben der Anzahl der zu berücksichtigenden Freiheitsgrade muss die Behandlung der Entkopplung des MIMO-Systems sowie die Behandlung der Diskretisierung festgelegt werden.

#### 4.2.1.1 Anzahl der berücksichtigten Freiheitsgrade

Für das Fahrständermodell können entweder nur die flexiblen (Modell mit 3 FHG), oder die starren und flexiblen Freiheitsgrade zusammen (Modell mit 6 FHG) betrachtet werden. Neben konstruktionsbedingter, örtlicher, posenabhängiger Eigenschaften (z.B. versteifende Führungsschienen, Lager etc. oder andere Nichtlinearitäten) rührt das posenabhängige, dynamische Verhalten hauptsächlich von der Veränderung der Massen- und Massenträgheitsverteilung der Vorschubachsen durch die Bewegung her. Das heißt,

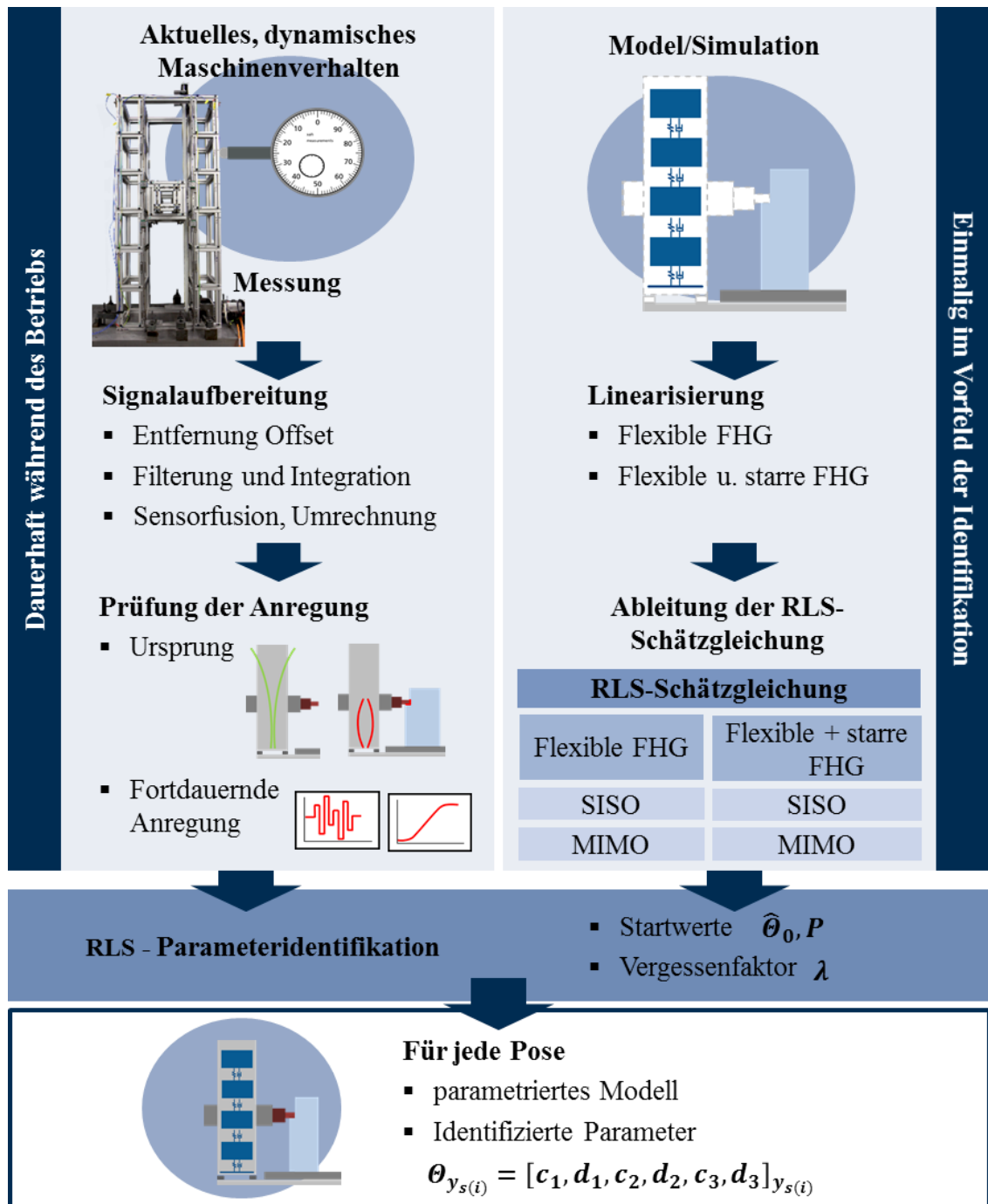


Bild 4.2: Ablauf der Online-Parameteridentifikation für den Leichtbauwerkzeugmaschinen-demonstrator.

um posenabhängiges dynamisches Verhalten modellieren zu können, muss in erster Linie die Massenmatrix in Abhängigkeit der Achspositionen bestimmt werden.

Für das Modell mit den ausschließlich flexiblen FHG (3 FHG) bleibt die Massenmatrix konstant, da die Position der Pinole keine generalisierte Koordinate darstellt und die Veränderung durch die elastischen FHG vernachlässigt werden kann. Das wiederum heißt, dass die Änderung der Massenverhältnisse, also die Aktualisierung der Massenmatrix, hauptsächlich in Form der Parameter  $c_i$  geschätzt wird. Alle weiteren oben genannten Effekte werden durch die posenabhängigen Parameter  $c_i$  und  $d_i$  abgebildet. Innerhalb des Modells mit den flexiblen und starren FHG (6FHG) wird die Massenmatrix in Abhängigkeit der Achspositionen verändert. Das heißt, die Veränderungen in den posenabhängigen Parametern resultieren nur aus örtlichen und zeitlichen posenabhängigen Eigenschaften, welche unabhängig von der veränderlichen Massenmatrix sind.

Die Untersuchungen innerhalb der vorliegenden Arbeit beschränken sich auf das übersichtlichere Modell mit ausschließlich flexiblen FHG (3 FHG), da die Schwierigkeiten der Online-Parameteridentifikation häufiger in der praktischen Durchführung der Schätzung gesehen werden, als in der Detaillierung der Schätzgleichung. Unter dem Aspekt der praktischen Durchführung werden in diesem Fall die Art und Kontinuität des Anregungssignals, die Güte der gemessenen Beschleunigungssignale sowie die richtige Wahl von Startparametern, Schwellwerten und Vergessensfaktoren in Abhängigkeit der aktuellen Bearbeitungssituation der Maschine gesehen. In weiterführenden Untersuchungen kann anschließend beleuchtet werden, inwiefern die Identifikation beschleunigt bzw. verbessert werden kann, indem das Vorwissen der sich ändernden Massenmatrix in die Schätzgleichungen mit einbezogen wird.

#### 4.2.1.2 Entkopplung der Schätzgleichung

Bei beiden Bewegungsgleichungen (Formeln (3.16) und (3.17)) handelt es sich um MIMO-Systeme, welche als drei (bei flexiblen FHG) bzw. sechs (flexible und starre FHG) SISO-Systeme entkoppelt beziehungsweise unter definierten Bedingungen als entkoppelte SISO-Systeme angenommen werden können. Die Schwierigkeit bei der Schätzung eines MIMO-Systems liegt darin, dass für jeden Teil des Mehrgrößensystems die Voraussetzungen für die Identifizierbarkeit gelten müssen (Bohn et al. 2016). Alle Teile des Mehrgrößensystems müssen durch geeignete Wahl der Testsignale ausreichend angeregt werden.

Die Leichtbaufahrständermaschine als Versuchsstand zeigt ein Übersprechen der Achsen, d.h. eine Kopplung der FHG. Allerdings sind diese Kopplungseffekte in Abhängigkeit der Anregung mehr oder weniger ausgeprägt. Wird der Laborprototyp in seinen kartesischen Achsrichtungen X und Z symmetrisch (auf dem Lot durch den Massenmittelpunkt von  $m_1$  oder  $m_2$  für die Z-Richtung) angeregt (vgl. Bild 3.4), antworten die jeweiligen flexiblen Freiheitsgrade  $\gamma$  und  $\alpha$  mit dominanten posenabhängigen Eigenschwingungen (vgl. Tabelle 3.3), während die Schwingungen in den übrigen FHG gering sind. Die Torsionsmode  $\beta$  zeigt dominante Eigenschwingungen, wenn die Fahrständerstruktur asymmetrisch (außerhalb des Lots durch die Massenmittelpunkte von  $m_1$  oder  $m_2$  für die Z-Richtung) angeregt wird. Diese Aussagen gelten, wenn die horizontale Position der Pinole, wie in Bild 3.4 und Kapitel 3.4.1 beschrieben, konstant gehalten wird. Je weiter die Pinole ausgefahren wird, desto mehr wird auch die Torsionsmode  $\beta$  durch symmetrische Anregung in X- und Z-Richtung angeregt.

Der TCP der Leichtbaufahrständermaschine kann automatisiert in X- und Y-Richtung bewegt werden. Die Bewegung in Y-Richtung dient der automatischen Veränderung der Pose, eine Anregung der Struktur über diese Achse ist weniger geeignet, da keine Longitudinalschwingungen des Fahrständers als Eigenmoden berücksichtigt werden. Die Bewegung in X-Richtung kann zur Anregung der Struktur verwendet werden. Hinsichtlich der MIMO-Betrachtung der Leichtbaufahrständerstruktur besteht die Schwierigkeit,

dass die Struktur nicht deterministisch in mehreren Achsen, vornehmlich in X- und Z-Richtung zusammen, angeregt werden kann. Der TCP kann automatisch in X- und Y-Richtung verfahren werden. Bei stehenden Achsen kann eine Impulsanregung der Leichtbauwerkzeugmaschinenstruktur mit Impulshammer in Z-Richtung erfolgen (siehe auch Kapitel 4.2.3.1). Eine Impulsanregung in Z-Richtung bei gleichzeitig verfahrenen Achsen in Y- und Z-Richtung ist einerseits sicherheitstechnisch bedenklich und andererseits nicht reproduzierbar für aussagekräftige Untersuchungen.

Aus diesen Gründen wird in der vorliegenden Arbeit das Modell mit den flexiblen FHG (Formel (3.16)) für jede generalisierte Koordinate entkoppelt betrachtet. Dafür werden die Einträge auf den Nebendiagonalen der generalisierten Massenmatrix  $\mathbf{M}_{\text{lin},f}$  vernachlässigt und dadurch die Kopplung der einzelnen generalisierten Koordinaten  $\beta$  und  $\gamma$  aufgehoben. Es werden allerdings nur Identifikationsszenarien verwendet, in denen vornehmlich die einzelnen dominanten Eigenmoden angeregt werden (siehe auch Kapitel 4.2.3.1).

#### 4.2.1.3 Diskretisierung der Schätzgleichung

Werkzeugmaschinen mit Steuerungen, egal ob industrielle Steuerung oder CACE-System, stellen Abtastsysteme dar. Die Berechnung von Systemgleichungen unter der Nutzung realer Sensorsignale muss im diskreten Raum erfolgen. Dafür werden die Schätzgleichungen für jeden flexiblen Freiheitsgrad mittels expliziter Euler Integration berechnet.

Die Grundlage der diskreten Schätzgleichungen ist die linearisierte Bewegungsgleichung (Formel (3.16)) unter Vernachlässigung der Einträge auf den Nebendiagonalen in  $\mathbf{M}_{\text{lin},f}$

$$\mathbf{M}_{\text{lin},f,nk} \dot{\mathbf{y}}_f + \mathbf{k}_{\text{lin},f} = \mathbf{q}_{e,\text{lin},f} + \mathbf{g}_{\text{lin},f,nk} + \mathbf{f}_{\text{lin},f} \quad (4.24)$$

mit

$$\mathbf{M}_{\text{lin,f,nk}} = \begin{bmatrix} m_1 l_1^2 + m_2 L_Y^2 + m_2 L_Z^2 + I_{1xx} + I_{2xx} & 0 & 0 \\ 0 & m_2 L_Z^2 + I_{1yy} + I_{2yy} & 0 \\ 0 & 0 & m_1 l_1^2 + m_2 L_Y^2 + I_{1zz} + I_{2zz} \end{bmatrix},$$

$$\dot{\mathbf{y}}_f = [\ddot{\alpha}, \ddot{\beta}, \ddot{\gamma}]^T,$$

$$\mathbf{k}_{\text{lin,f}} = [0, 0, 0]^T,$$

$$\mathbf{q}_{e,\text{lin,f}} = \begin{bmatrix} -d_1 \dot{\alpha} - c_1 \alpha \\ -d_2 \dot{\beta} - c_2 \beta \\ -d_3 \dot{\gamma} - c_3 \gamma \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{g}_{\text{lin,f,nk}} = [0, 0, 0]^T,$$

$$\mathbf{f}_{\text{lin,f}} = \begin{bmatrix} l_1 F_{ZG} + L_Y F_{ZP} - L_3 F_{YP} \\ -L_3 F_{XP} \\ l_1 F_{XG} + L_2 F_{XP} \end{bmatrix}.$$

Weiterhin werden die Gewichtskräfte im Vektor  $\mathbf{g}_{\text{lin,f,nk}}$  vernachlässigt, da sie aufgrund der Auslenkung um kleine Winkel im Vergleich zu den extern angreifenden Kräften in  $\mathbf{f}_{\text{lin,f}}$  sehr gering sind. Die Transformation der Bewegungsgleichung (3.16) in die Struktur der Gleichung (3.18) mit anschließender Massennormalisierung und Laplacetransformation ergibt

$$\mathbf{y}_f s^2 + \mathbf{M}_{\text{lin,f,nk}}^{-1} \mathbf{D}_{\text{lin,f}} \mathbf{y}_f s + \mathbf{M}_{\text{lin,f,nk}}^{-1} \mathbf{K}_{\text{lin,f}} \mathbf{y}_f = \mathbf{B}_{\text{lin,f}} u(s). \quad (4.25)$$

Dabei sind  $\mathbf{D}_{\text{lin,f}}$  die linearisierte Dämpfungsmatrix,  $\mathbf{K}_{\text{lin,f}}$  die linearisierte Steifigkeitsmatrix und  $\mathbf{B}_{\text{lin,f}}$  die linearisierte Eingangsmatrix für die flexiblen Freiheitsgrade.  $u(s)$  fasst die einwirkenden Kräfte als Eingangsgrößen der DGL zusammen. Zur übersichtlicheren Darstellung wird im Folgenden die Aufstellung der Schätzgleichung für einen flexiblen Freiheitsgrad dargestellt.

Ausgehend von Gleichung (4.25) wird für den flexiblen Freiheitsgrad  $\alpha$  aus der laplacetransformierten Bewegungsgleichung

$$A(s) s^2 + \frac{d_1}{I_{\alpha,\text{ges}}} A(s) s + \frac{c_1}{I_{\alpha,\text{ges}}} A(s) = \frac{l_{\alpha}^e}{I_{\alpha,\text{ges}}} \quad (4.26)$$

mit  $I_{\alpha, \text{ges}} = m_1 l_1^2 + m_2 L_Y^2 + m_2 L_Z^2 + I_{1, \text{xx}} + I_{2, \text{xx}}$

und  $l_\alpha^e = l_1 F_{ZG} + L_Y F_{ZP} - L_3 F_{YP}$

die Übertragungsfunktion zu

$$G_\alpha(s) = \frac{A(s)}{L_\alpha^e(s)} = \frac{I_{\alpha, \text{ges}}}{s^2 + \frac{d_1}{I_{\alpha, \text{ges}}} s + \frac{c_1}{I_{\alpha, \text{ges}}}} \quad (4.27)$$

bestimmt. Die Gleichung wird in den zeitdiskreten  $z$ -Bereich mit Hilfe expliziter Euler Integration mit  $s = \frac{z-1}{T_a}$  wie folgt

$$G_\alpha(z) = \frac{A(z)}{L_\alpha^e(z)} = \frac{T_a^2 I_{\alpha, \text{ges}} z^{-2}}{1 + \left( \frac{d_1}{I_{\alpha, \text{ges}}} T_a - 2 \right) z^{-1} + \left( \frac{c_1}{I_{\alpha, \text{ges}}} T_a^2 - \frac{d_1}{I_{\alpha, \text{ges}}} T_a + 1 \right) z^{-2}} \quad (4.28)$$

transformiert und zu

$$G_\alpha(z) = \frac{A(z)}{L_\alpha^e(z)} = \frac{\hat{b}_{0, \alpha} z^{-2}}{1 + \hat{a}_{1, \alpha} z^{-1} + \hat{a}_{2, \alpha} z^{-2}} \quad (4.29)$$

zusammengefasst. Die Rücktransformation in den Zeitbereich ergibt in Vektorschreibweise

$$\alpha(k) = [l_\alpha^e(k-2), \quad -\alpha(k-1) \quad -\alpha(k-2)] \underbrace{\begin{bmatrix} \hat{b}_{0, \alpha} \\ \hat{a}_{1, \alpha} \\ \hat{a}_{2, \alpha} \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{\theta}_\alpha}. \quad (4.30)$$

Mit dieser Schätzgleichung für den flexiblen Freiheitsgrad  $\alpha$  kann die RLS-Parameteridentifikation mit den Gleichungen (4.15), (4.16) und (4.17) oder mit (4.21), (4.22) und (4.23), sofern ein Vergessensfaktor berücksichtigt wird, durchgeführt werden. Die Herleitung der Schätzgleichungen für die flexiblen Freiheitsgrade  $\beta$  und  $\gamma$  erfolgt analog zu

$$\beta(k) = [l_{\beta}^e(k-2), \quad -\beta(k-1) \quad -\beta(k-2)] \underbrace{\begin{bmatrix} \hat{b}_{0,\beta} \\ \hat{a}_{1,\beta} \\ \hat{a}_{2,\beta} \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{\theta}_{\beta}} \quad (4.31)$$

und

$$\gamma(k) = [l_{\gamma}^e(k-2), \quad -\gamma(k-1) \quad -\gamma(k-2)] \underbrace{\begin{bmatrix} \hat{b}_{0,\gamma} \\ \hat{a}_{1,\gamma} \\ \hat{a}_{2,\gamma} \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{\theta}_{\gamma}}. \quad (4.32)$$

#### 4.2.2 Signalaufbereitung

Nachfolgend wird in Kürze die Aufbereitung der gemessenen Signale für die Parameteridentifikation beschrieben. Das dient vor allem der Nachvollziehbarkeit der Experimentalergebnisse. Für die Durchführung der Online-Parameteridentifikation in Abhängigkeit der gewählten Schätzgleichung werden wie bereits aufgezeigt Messdaten für die Bewegung der Werkzeugmaschinenstruktur (Beschleunigung, Geschwindigkeit, Position) sowie der zugehörigen Anregungskräfte benötigt. Alle diese Messsignale sind meist von Rauschen überlagert und weisen Offset und Drift auf. Innerhalb dieser Arbeit werden die Messsignale für die Parameteridentifikation nach Bild 4.3 aufbereitet. Die Rohsignale werden skaliert und in physikalische Größen umgerechnet. Danach erfolgt die Entfernung des Offsets, eine Bandpassfilterung, die Integration der Beschleunigungssignale und abschließend die Umrechnung in generalisierte Koordinaten.

Die Offsetentfernung, vor allem aus den Beschleunigungssignalen bewirkt, dass sich die gemessenen Schwingungssignale um eine konstante Ruhelage bewegen. Ein Offset in der Beschleunigung würde fälschlicherweise bei der Integration eine konstante Geschwindigkeit und eine quadratische Auslenkung der Werkzeugmaschinenstruktur bewirken. Durch die Entfernung des Offsets aus den Signalen wird die Annahme getroffen, dass die Gleichanteile  $Y_{00}$  und  $U_{00}$  der Ein- und Ausgangssignale gleich Null und damit bekannt sind.

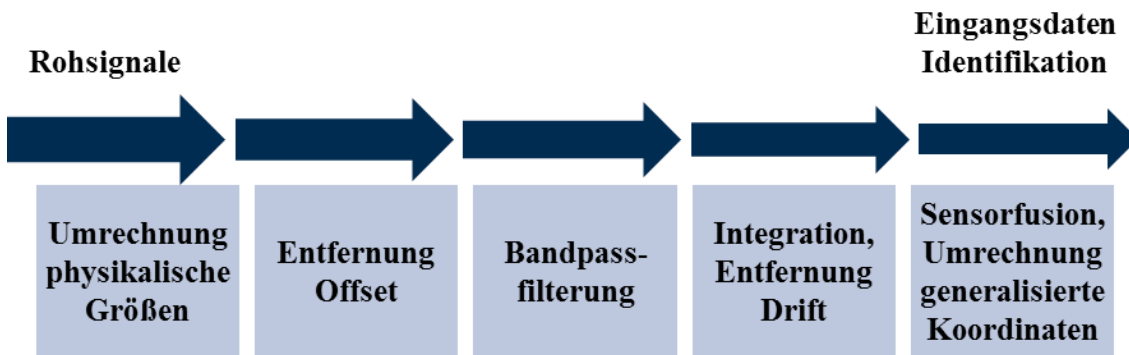


Bild 4.3: Ablauf Signalverarbeitung Sensorsignale.

Die Bandpassfilterung entfernt zum einen Messrauschen und hochfrequente Störungen. Weiterhin werden die höheren Frequenzbereiche abgeschnitten, welche weit höher als die relevanten Frequenzen liegen, die durch das Modell abgebildet werden sollen. Die Filterung sehr tiefer Frequenzen ist notwendig, um die Integration des Beschleunigungssignals zu Geschwindigkeiten und Positionen zu ermöglichen, ohne dass diese künstlich erzeugten Signale eine Drift aufweisen. Für die Bandpassfilterung wird ein Butterworthfilter 4. Ordnung verwendet. Die gefilterten Knickfrequenzen liegen bei 5 Hz und 50 Hz.

Die numerische Integration der gemessenen Beschleunigungen zu Geschwindigkeiten und Positionen wird über eine Trapezintegration durchgeführt. Abschließend erfolgt die Umrechnung in generalisierte Koordinaten über geometrische Beziehungen. Für diese Umrechnung wird die Annahme kleiner Winkel getroffen. Es stehen für die Bestimmung der drei generalisierten Koordinaten  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\gamma$  sechs Sensorsignale zur Verfügung. Die Größen  $\alpha$  und  $\gamma$  werden jeweils aus der Mittelung der Signale in Z- und X-Richtung bestimmt. Die Rotation der Fahrständerstruktur (generalisierte Koordinate  $\beta$ ) wird allein durch die Sensordaten in Z-Richtung berechnet. Ohne Verwendung von Beobachtern sind drei Sensorsignale für die Identifikation der flexiblen Freiheitsgrade ausreichend. Alle weiteren, redundanten Sensoren sind allein zur Verifikation der Messungen angebracht.

### 4.2.3 Prüfung der Ein- und Ausgangssignale

LS- und RLS-Schätzalgorithmen berechnen Werte für die zu schätzenden Parameter, egal, ob diese für den Anwendungsfall des Modells plausibel sind oder nicht. Eine Werkzeugmaschine weist in Abhängigkeit ihres Bearbeitungszustandes unterschiedliches dynamisches Strukturverhalten auf. Bezugnehmend auf Bild 2.6 können selbsterregte Schwingungen an Werkzeugmaschinen in Bereichen der Eigenfrequenz aufgrund des Regenerativeffekts auftreten. Fremderregte Schwingungen werden durch den Bearbeitungsprozess hervorgerufen. Sie weisen dominante Frequenzen bestimmt durch die Zähneanzahl des Werkzeugs und der Spindeldrehzahl auf. Freie Schwingungen entstehen beispielsweise aufgrund hochdynamischer Positionierbewegungen.

Für die Identifikation der posenabhängigen Modellparameter bedeutet dies, dass die Parameteridentifikation nicht in jedem Zustand der Maschine sinnvoll ist. Das resultierende parametrisierte Modell würde einen flüchtigen, vorübergehenden Zustand der Werkzeugmaschine, inklusive der Dynamik des Bearbeitungsprozesses, und nicht das inhärente dynamische Verhalten der Maschine widerspiegeln. Nur im Fall fremderregter Schwingungen mit impulsförmiger Anregung (siehe Bild 2.6) führt die Werkzeugmaschine freie Schwingungen mit der Eigenfrequenz aus. Damit wird die homogene Lösung der Schwingungsgleichung identifiziert. Im Fall periodischer Anregung wird im stationären Zustand die partikuläre Lösung geschätzt, welche allein von der Anregung (bspw. Bearbeitungsprozess) und nicht von der Strukturdynamik abhängig ist.

Eine ähnliche Problematik gilt auch für Anregungssignale, welche nicht die relevanten Frequenzbereiche des Systems anregen. RLS-Schätzmethoden sind, genau wie die nicht-rekursiven LS-Schätzer, für Eingangssignale mit sehr kleiner Anregung nicht geeignet. Wird während des Betriebs oder unter Versuchsbedingungen identifiziert, wenn keine fortdauernde Anregung herrscht, muss die Identifikation unterbrochen werden, da ansonsten die geschätzten Parameter nicht die Dynamik des Systems, sondern irgendeines flüchtigen Zustands abbilden. Die RLS-Parameterschätzung kann bei Eingangssignalen mit ausreichender Anregung wieder aufgenommen werden. Daher müssen Regeln und

Schwellwerte für das Stoppen und Wiederanlaufen der Parameteridentifikation festgelegt werden. Weiterhin werden Anforderungen an das Ausgangssignal bezüglich der Überlagerung von Störsignalen gestellt. Für eine konsistente Parameterschätzung müssen die Ein- und Ausgangssignale die Forderungen aus Kapitel 4.1 erfüllen.

Nachfolgend werden die zur Identifikation der posenabhängigen Eigenfrequenzen am Leichtbaudemonstrator verwendeten Eingangssignale zusammengestellt und exemplarisch die darin enthaltenen Frequenzen untersucht. Im Anschluss daran wird das Vorgehen zur Prüfung der fortdauernden Anregung sowie die Regeln für das Stoppen und Wiederanlaufen der Parameterschätzung vorgestellt. Die Darstellung der Analyseergebnisse der Ausgangssignale hinsichtlich der enthaltenen Frequenzanteile sowie der Korrelation von Störsignalen bildet den Abschluss dieses Unterkapitels.

### 4.2.3.1 Eigenschaften der Ein- und Ausgangssignale

Das posenabhängige Strukturmodell soll allein die Dynamik der Strukturbauteile widerspiegeln. Daher werden innerhalb dieser Arbeit die posenabhängigen Modellparameter nur im Betrieb der Werkzeugmaschine ohne Bearbeitungsprozess identifiziert. Die relevanten Betriebszustände sind Verfahrbewegungen ohne Bearbeitungsprozess, beispielsweise das Positionieren im Eilgang, und stehende Achsen mit impulsförmig einwirkenden Störkräften oder Anregungen. Die Betriebszeiten ohne Bearbeitungsprozess lassen sich einfach aus dem Teileprogramm (G-Code des zu bearbeitenden Bauteils) extrahieren. Das Bild 4.4 zeigt die für die Parameteridentifikation am Leichtbaudemonstrator verwendeten Eingangssignale sowie Versuchsszenarien der Identifikation.

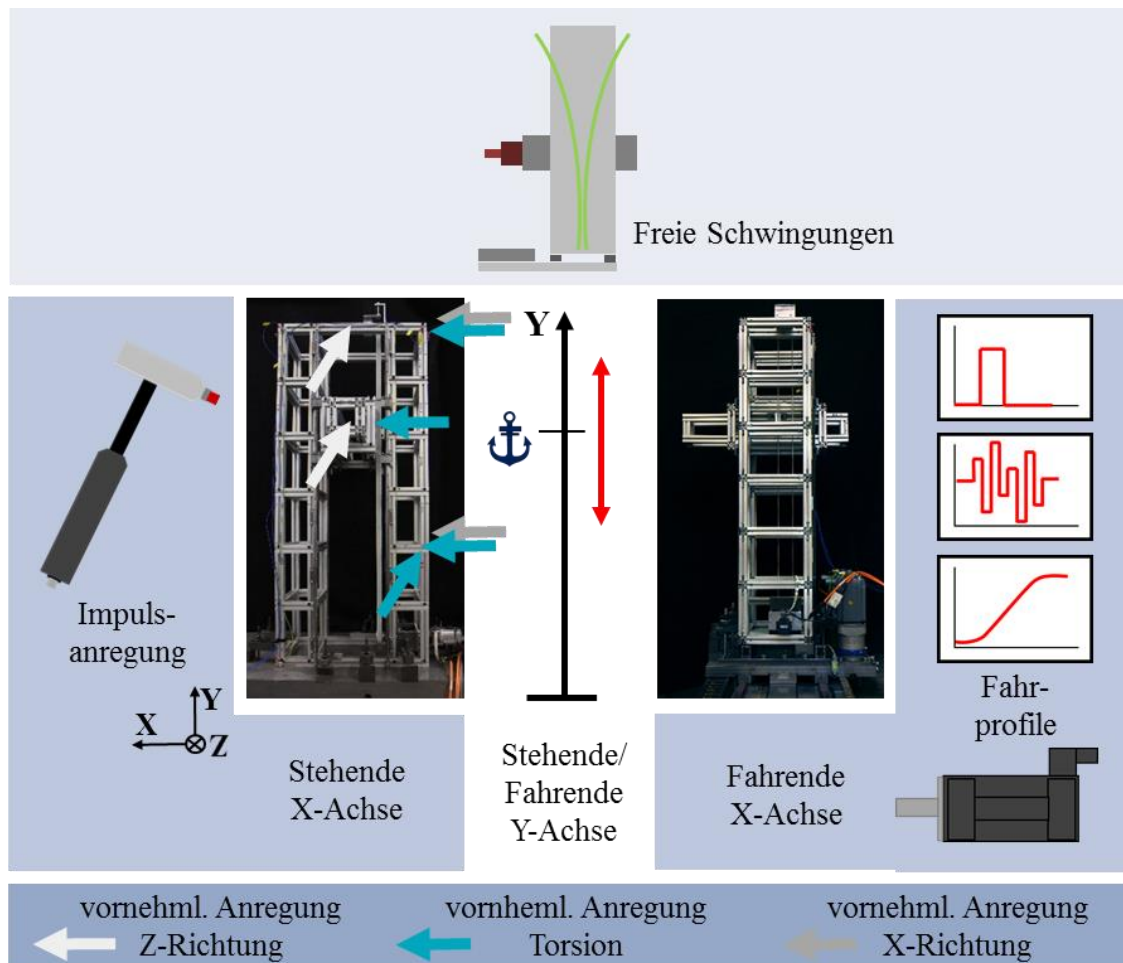


Bild 4.4: Eingangssignale und Szenarien für die Identifikation am Leichtbaudemonstrator.

Die Parameteridentifikation am Leichtbaudemonstrator lässt sich in Versuche mit fahrenden und stehenden X- und Y-Achsen einteilen. Die Verfahrbewegung der Y-Achse dient allein zur automatischen Veränderung der Pose und damit zur Veränderung des aktuellen dynamischen Verhaltens der Werkzeugmaschinenstruktur. Eine Anregung der Struktur über die Y-Achse ist wenig zielführend. Zum einen ist der Energiegehalt des Anregungssignals nicht für alle generalisierten Koordinaten ausreichend, da die Anregungsrichtung orthogonal zu den Bewegungsrichtungen (X, Z) der generalisierten Koordinaten und damit auch senkrecht zu der Beschleunigungsmessung liegt. Zum anderen spiegeln die Schätzergebnisse überwiegend die Dynamik der Eingangssignale und nicht die der Struktur wider.

In X-Richtung kann die gesamte Werkzeugmaschinenstruktur über einen Zahnstange-Ritzel-Antrieb bewegt werden (siehe Bild 4.4 rechts und Kapitel 3.4.1). Mögliche Fahrprofile der Achse sind dabei Sprunganregungen bzw. approximierte Impulsanregungen (Sprünge mit sehr klein gewählten Zeitschritten), Rauschsignale oder Siebenphasenprofile. Bei stehender X-Achse (siehe Bild 4.4 links und Kapitel 3.4.1) kann die Struktur über einen Impulshammer angeregt werden. Dabei sind Anregungen in X- und Z-Richtung am Fahrständer sowie an der Pinole (siehe Markierungen Bild 4.4 links) möglich. Insgesamt sind folgende Versuche durchführbar:

- Externe Impulsanregung an Pinole und Fahrständer in X- oder Z-Richtung bei stehender Y-Achse. Je nach Position (symmetrisch oder asymmetrisch, vgl. Kapitel 4.2.1.2) der Krafteinleitung werden die dominanten Eigenmoden weitestgehend ent- oder gekoppelt angeregt.
- Impulsanregung/Sprunganregung/Anregung mit Siebenphasenprofil durch X-Achse bei stehender Y-Achse;
- kontinuierliche Anregung (Rauschen) durch X-Achse bei stehender Y-Achse;
- Impulsanregung/Sprunganregung/Anregung mit Siebenphasenprofil durch X-Achse bei fahrender Y-Achse;
- kontinuierliche Anregung durch X-Achse bei fahrender Y-Achse.

Die Anregung einer Werkzeugmaschinenstruktur aufgrund der Beschleunigung der Achsen mit unterlagertem Siebenphasenprofil kommt im Betrieb von Werkzeugmaschinen häufig vor. Bei sehr hohen Grenzwerten für maximale Rücke und Beschleunigungen in den Antrieben der einzelnen Achsen kann sich dieser Belastungsfall als sprung- bzw. impulsförmige Anregung approximieren lassen. Die Krafteinleitung in die Struktur erfolgt dabei an der Anflanschung der Vorschubachse (im Fall der X-Achse am Fuß der Fahrständerstruktur). Bei der Krafteinleitung auf die Struktur mit dem Impulshammer (siehe Markierungen Bild 4.4 links) wird daher ein Fehler begangen. Für Machbarkeitsanalysen ist das Versuchsszenario jedoch ausreichend. Die eingeleiteten Impulse an der Pinole können im weitesten Sinn als Anregung infolge von Prozesskräften interpretiert werden.

Neben den genannten Anregungssignalen, die im Betrieb einer Werkzeugmaschine vorkommen, wird die Werkzeugmaschinenstruktur zum Vergleich mit einem Rauschsignal (Pseudo-Rausch-Binärsignal, PRBS) angeregt. Dies stellt ein Versuchsszenario außerhalb der regulären Betriebsbedingungen von Werkzeugmaschinen dar, allerdings hat sich bei Korrelationsmethoden und Parameterschätzmethoden für lineare Prozesse das PRBS bewährt (Isermann 1992). Die Versuche mit dem PRBS sind als Referenz zu sehen.

Nachfolgend werden die Anregungssignale dargestellt und auf die enthaltenen Frequenzen hin analysiert. Die Abtastzeit im Zusammenhang mit dem Leichtbaudemonstrator ist aufgrund der Steuerung und des Auslesens steuerungsinterner Signale auf 1 ms unveränderlich festgelegt. Das Bild 4.5 zeigt die Anregungssignale ‚Sprung in der Verfahrbewegung der X-Achse‘, ‚Impuls durch Impulshammer in Z-Richtung‘ und ein ‚Pseudo -Binäres Rauschsignal (X-Achse)‘ sowie deren Frequenzspektrum und das Antwortsignal eines Beschleunigungssensors in der jeweiligen Vorzugsrichtung. An ihnen ist zu erkennen, dass alle Anregungssignale in der Lage sind, den relevanten Frequenzbereich bis 30 Hz anzuregen. Jedoch kann nur das Rauschsignal die Struktur dauerhaft zum Schwingen anregen. Das Antwortverhalten der Leichtbauwerkzeugmaschinenstruktur auf die Sprung- oder Impulsanregung ist relativ schnell, nach circa 0.5 s bis 1 s, abgeklungen. Der Umgang damit wird nachfolgend erläutert.

### 4.2.3.2 Prüfung der fort dauernden Anregung

Die Anregungssignale von Werkzeugmaschinen während des Betriebs, welche die Identifikation freier Schwingungen erlauben, regen die Werkzeugmaschinenstruktur nicht dauerhaft an. Das Antwortverhalten der Struktur klingt mit der Zeit ab. Aus diesem Grund darf die Parameteridentifikation nicht dauerhaft aktiv sein, sondern muss situationsbedingt gestartet und gestoppt werden.

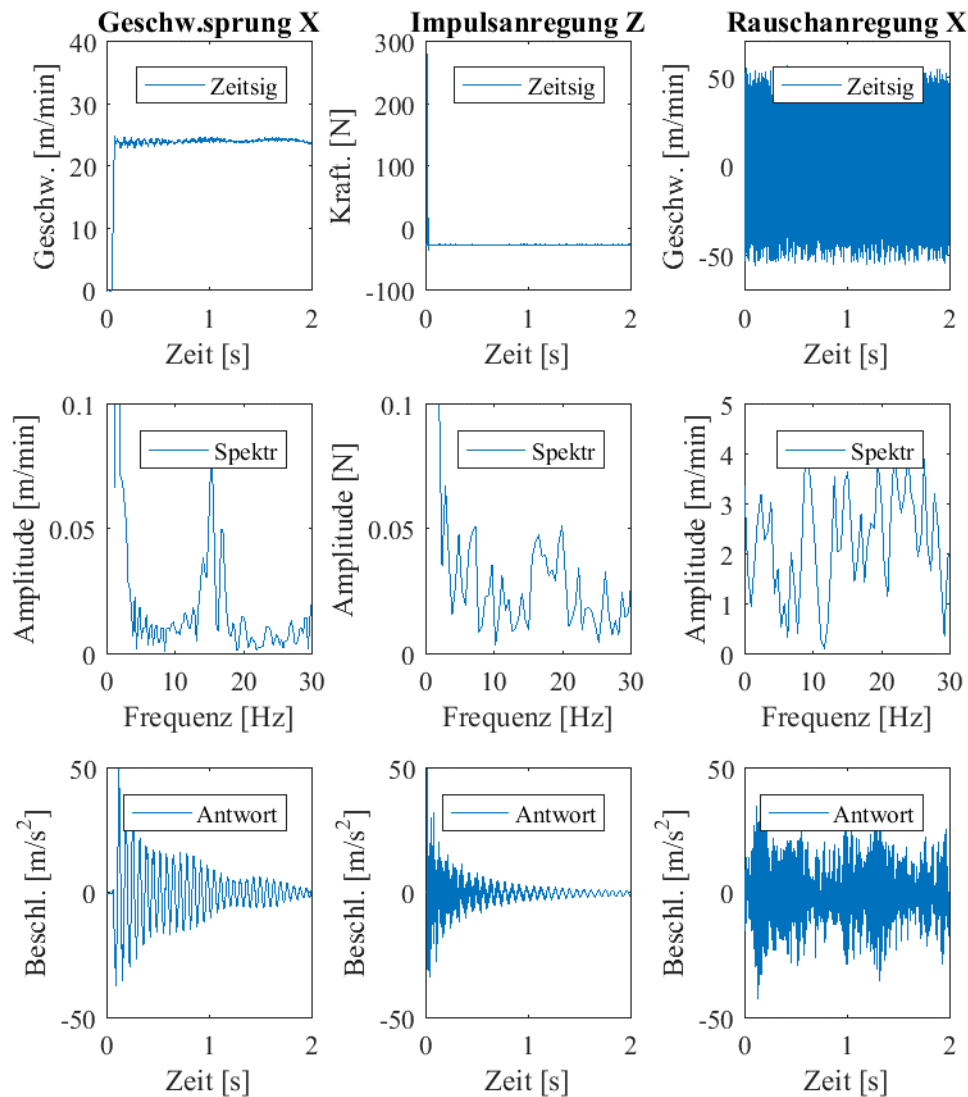


Bild 4.5: Anregungssignale für die Parameteridentifikation (Rechts: Geschwindigkeitssprung in X (oben) mit Frequenzspektrum (Mitte) und Antwortsignal in X (unten). Entsprechend die Impulsanregung in Z (Mitte) und die Rauschanregung in X (links)).

Für die situationsbedingte Aktivierung der Online-Parameteridentifikation werden die aufgenommenen Signale der Beschleunigungssensoren  $a_x$  herangezogen und damit zwei Bedingungen formuliert. Wird eine der beiden Bedingungen erfüllt, kann die Online-

Identifikation stattfinden, andernfalls werden die zuletzt identifizierten Werte für die Parameter gehalten. Für die erste Bedingung gilt, dass der Betrag der Schwingungsamplitude  $|a_x|$  über einem Schwellwert  $T_{a\_abs}$  liegen muss. Die zweite Bedingung lautet, dass der Betrag der Schwinggeschwindigkeit der aufgenommenen Schwingung sich über einem zweiten Schwellwert  $T_{a\_diff}$  befinden muss. Die situationsbedingte Aktivierung Online-Identifikation lässt sich durch

$$E_{en} = \begin{cases} = 1 & \text{für } |a_x| \geq T_{a\_abs} \vee \left| \frac{d}{dt}(a_x) \right| \geq T_{a\_diff} \\ = 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (4.33)$$

mathematisch beschreiben. Die genannten Schwellwerte  $T_{a\_abs}$  und  $T_{a\_diff}$  wurden für die verschiedenen flexiblen Freiheitsgrade iterativ im Verlauf der Arbeit und mit der zunehmenden Erfahrung eingestellt.

Generell gilt weiterhin, dass für eine konsistente Parameterschätzung unter anderem die positive Definitheit der Matrix  $\Phi$  gefordert (siehe Kapitel 4.1) wird. Dies wird erreicht, indem das Eingangssignal das System fortdauernd anregt und die Abtastzeit nicht zu klein gewählt wird. Weiterhin ist es notwendig, dass das betrachtete System stabil, steuer- und beobachtbar ist. Diese Systemeigenschaften wurden für das mechanische Ersatzmodell der Fahrständerstruktur bereits in Kapitel 3.3.4 nachgewiesen. Somit wird nachfolgend davon ausgegangen, dass, wenn die Matrix  $\Phi(k)$  für jeden Zeitschritt  $k$  positiv definit ist, das System dauerhaft angeregt ist. Dieser Aspekt wird zusammen mit den Ergebnissen der Parameteridentifikation in Kapitel 4.3 für die unterschiedlichen Identifikationsszenarien untersucht.

#### 4.2.3.3 Eigenschaften der Störsignale

Für eine konsistente Parameterschätzung müssen weiterhin die stochastischen Störsignale  $n(k)$  stationär sein. Weiterhin darf das Fehlersignal  $e(k)$  nicht korreliert sein und es muss den Erwartungswert  $E\{e(k)\} = 0$  haben. Störsignale, welche aufgrund vieler unterschiedlicher Faktoren (z.B. EMV, Störsender in naher Umgebung, etc.) entstehen, können

in ihrem vollen Umfang nicht unabhängig vom Nutzsignal gemessen werden. Das Messrauschen auf den Beschleunigungssensoren, dem Impulshammer sowie auf den steuerungsinternen Signalen wird im Zusammenhang dieser Arbeit als größtes Störsignal wahrgenommen. Eine Untersuchung des Messrauschens auf den Beschleunigungssensoren und dem Impulshammer zeigt, dass das Störsignal stationär ist, keine Korrelation im Fehlersignal vorliegt und dass der Erwartungswert des Fehlers nahezu bei Null liegt.

Können die Ein- und Ausgangssignale die gestellten, hinreichenden Bedingungen nicht erfüllen, ist mit einer Abweichung der geschätzten Parameter von den wahren Parametern zu rechnen. Dann muss für den jeweiligen Anwendungsfall untersucht werden, ob die Güte der geschätzten Parameter für die geplante Anwendung ausreichend ist.

### **4.2.4 Durchführung der Online-Parameteridentifikation**

Die Durchführung der Online-Parameteridentifikation am Leichtbaudemonsrator erfolgt mithilfe eines CACE-Systems (siehe Kapitel 3.4.1). Darin müssen die Algorithmen zur Signalaufbereitung sowie die Schätzgleichungen implementiert werden. Weiterhin wird die Festlegung einer Vielzahl an Parametern, unter anderem die Startparameter sowie der Vergessensfaktor, benötigt.

#### **4.2.4.1 Implementierung**

Die Schätzgleichungen werden als Matlab C-Function in einem Simulinkmodell implementiert. Die Schätzgleichung wird zyklisch im Takt von 1 ms aufgerufen, womit die Parameter identifiziert werden. Die Ein- und Ausgangssignale werden wie beschrieben aufbereitet und zu jedem Zeitschritt den RLS-Identifikationsalgorithmen zugeführt. Eine Aufzeichnung der Messwerte sowie der geschätzten Parameter erfolgt über Control Desk von dSpace. Die identifizierten Parameter können beispielsweise innerhalb einer integrierten Simulation mit einem Zustandsraummodell des mechanischen Ersatzmodells, simuliert werden.

#### 4.2.4.2 Wahl der Startparameter

Für die Durchführung der RLS-Parameteridentifikation müssen Startwerte  $\widehat{\boldsymbol{\theta}}_0$  und  $\mathbf{P}_0$  für die zu schätzenden Parameter  $\widehat{\boldsymbol{\theta}}$  sowie für die als Korrelationsmatrix interpretierbare Matrix  $\mathbf{P}$  bzw.  $\mathbf{P}_W$  bestimmt werden. In Abhängigkeit der Wahl dieser Startwerte ändert sich das Ergebnis der Identifikation, da die zu identifizierenden Parameter eine längere oder kürzere Zeit benötigen, bis sie gegen ihren Endwert konvergieren.

Generell können die Startwerte  $\widehat{\boldsymbol{\theta}}_0$  angenommen werden oder durch eine vorher durchgeführte LS-Parameteridentifikation bestimmt werden. Für die Identifikation der posenabhängigen Modellparameter ist es sinnvoll, auch posenabhängige Startwerte vorzugeben. Für den Leichtbaudemonstrator wurden LS-Parameteridentifikationen bei stehender Achse vorgenommen. Außerdem können die Ergebnisse der Modalanalyse unter der Annahme entkoppelter Achsen über die richtungsabhängigen Massenträgheiten  $\Theta_f$  in physikalische Steifigkeiten und Dämpfungen nach

$$c_{0,f,Pos} = \omega_{f,Pos}^2 \cdot \Theta_f \quad (4.34)$$

und

$$d_{0,f,Pos} = 2 \cdot D_{f,Pos} \cdot \sqrt{c_{0,f,Pos} \cdot \Theta_f} \quad (4.35)$$

umgerechnet werden. Bei  $c_{0,f,Pos}$  und  $d_{0,f,Pos}$  handelt es sich um die posenabhängigen Startwerte für die Steifigkeit und die Dämpfung. Sie müssen für jede flexible Koordinate, also für  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\gamma$ , berechnet werden. Die posenabhängigen und richtungsabhängigen Eigenfrequenzen  $\omega_{f,Pos}$  und Lehr'sche Dämpfungsmaße  $D_{f,Pos}$  resultieren aus der experimentellen Modalanalyse (siehe Kapitel 3.4.2). Bei dem zweiten Vorgehen handelt es sich um eine Approximation der Startwerte, allerdings wird kein Aufwand für eine vorausgehende LS-Parameteridentifikation benötigt. Die posenabhängigen Startwerte können zwischen den fünf gemessenen diskreten Posen interpoliert werden.

Die Startwerte für  $\mathbf{P}_0$  bzw.  $\mathbf{P}_{W0}$  können entweder aus einer vorausgehenden LS-Parameterschätzung resultieren oder nach (Isermann 1992) zu

$$\mathbf{P}_0 = \zeta \mathbf{I}, \quad (4.36)$$

beziehungsweise

$$\mathbf{P}_{W0} = \zeta \mathbf{I} \quad (4.37)$$

mit  $\zeta = 100 \dots 1000$  und der Einheitsmatrix  $\mathbf{I}$  bestimmt werden.

#### 4.2.4.3 Wahl des Vergessensfaktors

Für die RLS-Parameterschätzung mit exponentiell nachlassendem Gedächtnis werden die Messwerte mit einer Gewichtung  $\lambda$  versehen, um deren Einfluss auf das Schätzergebnis, je weiter sie in der Vergangenheit liegen, zu reduzieren (siehe Kapitel 4.1). Für die Identifikation der posenabhängigen Modellparameter bei fahrender Pinole (Bewegung in Y-Richtung) muss  $\lambda$  in Abhängigkeit der Verfahrgeschwindigkeit der Y-Achse, d.h. in Abhängigkeit der posenabhängigen Änderung der Modellparameter, gewählt werden.

Tabelle 4.1 verdeutlicht den Zusammenhang zwischen der Wahl des Vergessensfaktors und dem prozentualen Einfluss zurückliegender Messwerte auf das Ergebnis der Parameteridentifikation. Exemplarisch ist die Anzahl der Abtastschritte mit  $n = [10, 20, 100, 250]$  gewählt. Der Vergessensfaktor  $\lambda$  variiert in dem üblichen Bereich zwischen  $\lambda = 0.95 \dots 0.99$ . Für die Berechnung der Werte in Tabelle 4.1 und Tabelle 4.2 wird jeweils die Abtastzeit  $T_a = 0.001\text{s}$  verwendet.

Tabelle 4.2 stellt die Beziehung zwischen der Verfahrgeschwindigkeit der Y-Achse und der damit zurückgelegten vertikalen Distanz der Pinole während der Zeitdauer von  $n$  Abtastschritten dar. Die Y-Achsgeschwindigkeiten sind exemplarisch gewählt. Um die Bedeutung der Tabelle 4.1 und Tabelle 4.2 deutlicher in gegenseitigen Bezug zu setzen, wird in Bild 4.6 der Verlauf der Eigenfrequenzen der ersten drei dominanten Eigenmoden in Abhängigkeit der Position der Y-Achse dargestellt. Es wird deutlich, dass sich für alle drei Eigenmoden die Eigenfrequenzen auf einem Bereich von circa 220 mm um circa 1 Hz absenken. Um das dynamische Verhalten der realen Fahrständerstruktur hinreichend genau mit dem identifizierten Modell abbilden zu können, wird innerhalb dieser Arbeit festgelegt, dass spätestens alle 50 mm der Einfluss zurückliegender Messwerte auf das

Tabelle 4.1: Zusammenhänge zwischen der Wahl des Vergessensfaktors und dem prozentualen Einfluss zurückliegender Messwerte auf das Ergebnis.

<b><i>n</i> Anzahl zurückliegender Abtastschritte</b>	<b><math>\lambda</math></b>	<b>Prozentualer Einfluss des Messwertes des zurückliegenden <i>n</i>. Abtastschrittes [%]</b>
10	0,99	90,4
50		60,5
100		36,6
250		8,1
10	0,98	81,7
50		36,4
100		13,3
250		6,4
10	0,97	73,7
50		21,8
100		4,8
250		0,5
10	0,96	66,5
50		13
100		1,7
250		0
10	0,95	59,9
50		7,7
100		0,6
250		0

Ergebnis der Identifikation abgeklungen sein sollte Mit Blick auf Tabelle 4.1 und Tabelle 4.2 bedeutet dies, dass beispielsweise bei einer Y-Achsgeschwindigkeit von 80 U/min nach circa 150 Abtastschritten die festgelegte maximale Distanz von 50 mm erreicht ist. Für diesen Fall darf  $\lambda$  maximal auf  $\lambda = 0,97$  festgelegt werden. Der Einfluss von Störungen im aktuellen Abtastschritt steigt durch diesen relativ niedrigen Wert für  $\lambda$ .

Tabelle 4.2: Zurückgelegte Distanz in Y-Richtung in Abhängigkeit der Y-Achsgeschwindigkeit und Zeitdauer der Anzahl an Abtastschritten.

<b><i>n</i> Anzahl Abtastschritte</b>	<b>Y-Achsgeschwindigkeit [U/min]</b>	<b>Y-Achsgeschwindigkeit [m/min]</b>	<b>Zurückgelegte Distanz in Y während der <i>n</i> Abtastschritte [mm]</b>
10	10	2,7	0,5
50			2,3
100			4,5
250			11,3
10	30	8,1	1,4
50			6,8
100			13,5
250			33,8
10	80	21,6	3,6
50			18,0
100			36,0
250			90,0

Mit der Einstellung der Startwerte und dem Vergessensfaktor sind alle Grundlagen und Voraussetzungen für die Durchführung der Online-Identifikation des parametrischen Fahrständermodells erläutert. Im Folgenden werden die Ergebnisse der Online-Identifikation in verschiedenen Versuchsszenarien vorgestellt.

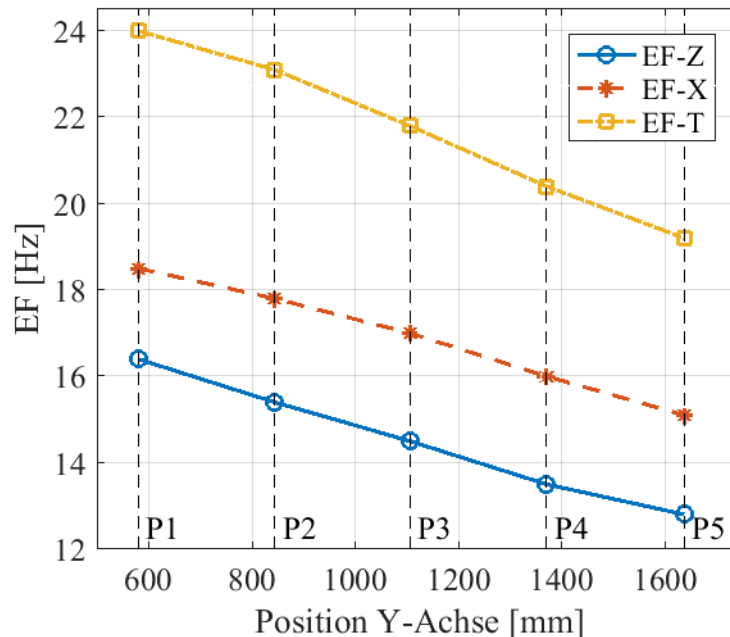


Bild 4.6: Verlauf der Eigenfrequenzen (EF) der ersten drei dominanten Eigenmoden in Abhängigkeit der Pose (EF-Z: Eigenfrequenzen der 1. Biegemode in Z-Richtung; EF-X: Eigenfrequenzen der 1. Biegemode in X-Richtung; EF-T: Eigenfrequenzen der 1. Torsionsmode um Y).

### 4.3 Verifikation der Online-Parameteridentifikation am Laborprototyp einer Leichtbaufahrständermaschine

Die Verifikation der Online-Identifikation des parametrischen Modells der Fahrständerstruktur wird nachfolgend an verschiedenen Identifikationsszenarien durchgeführt. Dafür wurden in den vorausgehenden Unterkapiteln die theoretischen Grundlagen der RLS-Parameteridentifikation sowie die notwendigen Vorarbeiten und Festlegungen zur Anwendung der RLS-Parameteridentifikation am Leichtbaudemonstrator erläutert. In einem ersten Schritt werden Versuche mit stehender Y-Achse durchgeführt. Diese Ergebnisse zählen mitunter als Maßstab für die Versuche bei fahrender Achse, die im Anschluss daran vorgestellt werden.

Die Ergebnisse der Identifikation werden verifiziert, indem das identifizierte Modell bzw. daraus extrahierte Werte mit den posenabhängigen Eigenfrequenzen aus der experimentellen Modalanalyse bzw. aus den Fourieranalysen der Beschleunigungssensorsignale verglichen werden. Der Fokus des nachfolgenden Unterkapitels liegt auf der Analyse der prinzipiellen Machbarkeit der Online-Identifikation der Modellparameter. Weiterhin werden die mit dem Modell simulierten Beschleunigungssignale den gemessenen Signalen gegenübergestellt. Anschließend erfolgt die Diskussion der in Kapitel 4.2 vorgestellten Einflussfaktoren und festgelegten Parameter. Zum Abschluss des Kapitels werden die sich aus der RLS-Parameteridentifikation ergebenden Fragestellungen erörtert.

### 4.3.1 Ergebnisse bei stehender Achse

Für die Untersuchung bei stehender Achse werden die Ergebnisse exemplarisch für die Fahrständermaschine in Pose 5 gezeigt. Dafür ist die Fahrständerstruktur auf den Zahnstange-Ritzel-Vorschubantrieb montiert (vgl. Bild 3.4). Alle Auswertungen für die übrigen Posen entsprechen diesen Ergebnissen. Für die Identifikation der ersten Biegeschwingung in X-Richtung werden die erzielbaren Ergebnisse mit den verschiedenen Anregungsarten Rauschen, Sprung- und Impulsanregung verglichen. Die Parameter der restlichen generalisierten Koordinaten werden mit einer Impulsanregung identifiziert. Die Ergebnisse der Untersuchungen sind in Bild 4.7 bis Bild 4.10 dargestellt. Bild 4.7 zeigt die Ergebnisse der Identifikation der zu  $\alpha$  gehörenden Parameter  $c_1$  und  $d_1$  mit Impulsanregung in Z-Richtung. Dafür wurde die Fahrständerstruktur mittig am oberen Rahmen mit dem Impulshammer in Z-Richtung angeschlagen.

Links in Bild 4.7 ist das extrahierte, bandpassgefilterte Beschleunigungssignal in Z-Richtung der Leichtbaustruktur sowie das zugehörige Frequenzspektrum auf die Anregung mit dem Impulshammer zu erkennen. Zur Anregung erfolgten zwei Schläge in Z-Richtung (symmetrisch platziert, um die Torsionsmode so wenig wie möglich anzuregen) im Abstand von circa 2,5 s. Das Antwortsignal zeigt deutlich eine dominante Eigenfrequenz

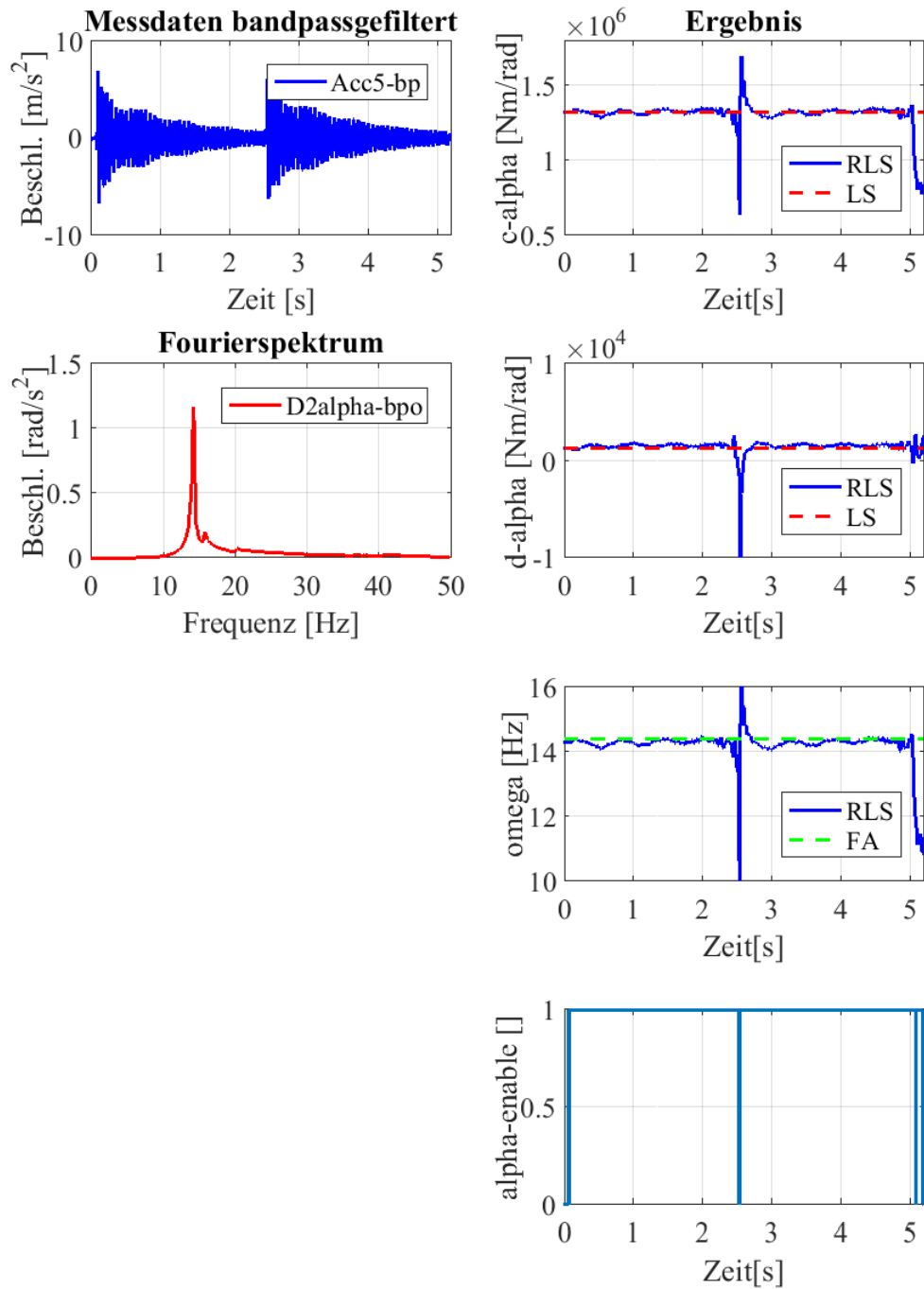


Bild 4.7: Ergebnisse der Identifikation der Parameter von  $\alpha$  mit Impulsanregung in Z-Richtung (RLS: Rekursiv Least Squares, LS: Least Squares, FA: Frequenzanalyse).

bei 14,28 Hz und eine weniger deutliche bei 16 Hz. Bei der ersten Eigenfrequenz handelt es sich um die erste Biegemode der Leichtbaustruktur in Z-Richtung, bei der zweiten um die erste Biegemode in X-Richtung.

Rechts in Bild 4.7 sind die Ergebnisse der RLS-Parameteridentifikation aufgezeigt. Von oben nach unten sind die identifizierten Verläufe für die Steifigkeit  $c_1$ , die Dämpfung  $d_1$ , die resultierende dominante Eigenfrequenz für  $\alpha$  sowie die Aktivierung der Online-Identifikation dargestellt. Die Verläufe der identifizierten Steifigkeit und Dämpfung werden mit dem Ergebnis aus der Offline-Least-Squares-Parameteridentifikation (LS in der Legende) für die Gesamtdauer des Anregungssignals verglichen. Die resultierende dominante Eigenfrequenz wird der gemessenen Eigenfrequenz der Frequenz- bzw. Modalanalyse gegenübergestellt. Die Aktivierung zeigt den Zustand der Online-Identifikation auf Basis der fort dauernden Anregung des Eingangssignals. Die Identifikation findet nur dann statt, wenn eine fort dauernde Anregung durch das Anregungssignal (Kapitel 4.2.3.2) gewährleistet ist. Steht das Signal auf einer logischen Eins, so findet die Identifikation zum aktuellen Zeitschritt statt. Bei einer logischen Null ist die Identifikation dementsprechend ausgeschaltet und das Ergebnis der zuletzt durchgeführten Identifikation wird gehalten.

Die Verläufe der identifizierten Steifigkeit und Dämpfung für  $\alpha$  bewegen sich sehr eng um die identifizierten Parameter aus der LS-Parameteridentifikation. Am Übergang zwischen erstem und zweitem Impuls bei ca. 2,6 s divergieren die Parameter kurzzeitig. Die Aktivierung schaltet die Identifikation dann ab, jedoch können die Signalspitzen in den geschätzten Parametern dadurch nicht verhindert werden. Ähnliches Verhalten zeigt sich am Ende des Abklingvorgangs des zweiten Impulses. Das Verhalten lässt sich dadurch erklären, dass keine hinreichende Anregung zu diesen Zeiten gewährleistet ist und dadurch ungenaue bzw. falsche Parameter geschätzt werden. Jedoch ist die Anregung in einzelnen Zeitschritten noch so hoch, dass die definierten Schranken aus Kapitel 4.2.3.2 übersprungen werden und die identifizierten Parameter als nutzbares Ergebnis gewertet werden. In diesem Fall könnten die Schranken leicht erhöht werden, allerdings wird dadurch die Dauer der Identifikation verkürzt, was in diesem Beispielfall nicht erwünscht

war. Das beschriebene Verhalten der identifizierten Parameter über der Zeit zeigt sich auch in der resultierenden dominanten Eigenfrequenz von  $\alpha$  bzw. der ersten Biegemode in Z-Richtung. Abgesehen von den beschriebenen Störungen, welche sich zwischen 9 Hz und 17 Hz bewegen, oszilliert die resultierende Eigenfrequenz mit einer Periodendauer von ca. 0.8 s zwischen 14,1 Hz und 14,4 Hz. Die in der Frequenzanalyse gemessene Eigenfrequenz der Leichtbaustruktur in Pose 5 in Z-Richtung beträgt 14,4 Hz.

Bild 4.8 zeigt die Ergebnisse der Identifikation der Parameter von  $\beta$  mit Impulsanregung der Torsionsmode. Dafür wurde die Pinole am äußeren Rahmen mit dem Impulshammer in X-Richtung einmalig angeschlagen. Die Beschleunigungssignale zur Berechnung der Torsionsbewegung sind oben links dargestellt. Das Frequenzspektrum der Beschleunigung der generalisierten Koordinate  $\beta$  ist darunter aufgezeichnet. Das Spektrum zeigt eine deutliche Signalspitze bei 20,25 Hz, welche die Eigenfrequenz der Torsionsmode darstellt. Die Beschleunigungsamplitude bei der dominanten Eigenmode ist ca. fünffach so hoch wie bei  $\alpha$ . Die anderen Biegemoden sind sehr schwach in den niedrigeren Frequenzen erkennbar. Wie in Bild 4.7 sind rechts die Ergebnisse der RLS-Parameteridentifikation für die Identifikation der Steifigkeit  $c_2$  und die Dämpfung  $d_2$  sowie die resultierende dominante Eigenfrequenz für  $\beta$  und die Aktivierung der Online-Identifikation dargestellt.

Die identifizierte Steifigkeit und Dämpfung für  $\beta$  aus der RLS-Identifikation bewegen sich in den Zeitbereichen mit ausreichender Anregung um die Ergebnisse aus der LS-Identifikation. Allerdings sind die Abweichungen größer als bei der Identifikation für  $\alpha$  und am Ende des Abklingvorgangs, bei ca. 2,8 s, fallen die Parameter wie bei  $\alpha$  ab. In diesem Bereich alterniert das Aktivierungssignal zwischen Aktivierung und Deaktivierung der Schätzung. Das Anregungssignal befindet sich dabei im Bereich der gesetzten Schranken. Wie auch bei  $\alpha$  werden willkürlich für manche Zeitschritte die gesetzten Schranken überschritten, für manche wiederum nicht. In diesem Bereich divergieren die Schätzwerte, da aufgrund der niedrigen Anregung die Kovarianzmatrix steigt. Immer wenn die Aktivierungsschranke überschritten wird, wird ein divergierender Schätzwert als gültiges Schätzergebnis gewertet und der Verlauf der Schätzwerte fällt allgemein ab.

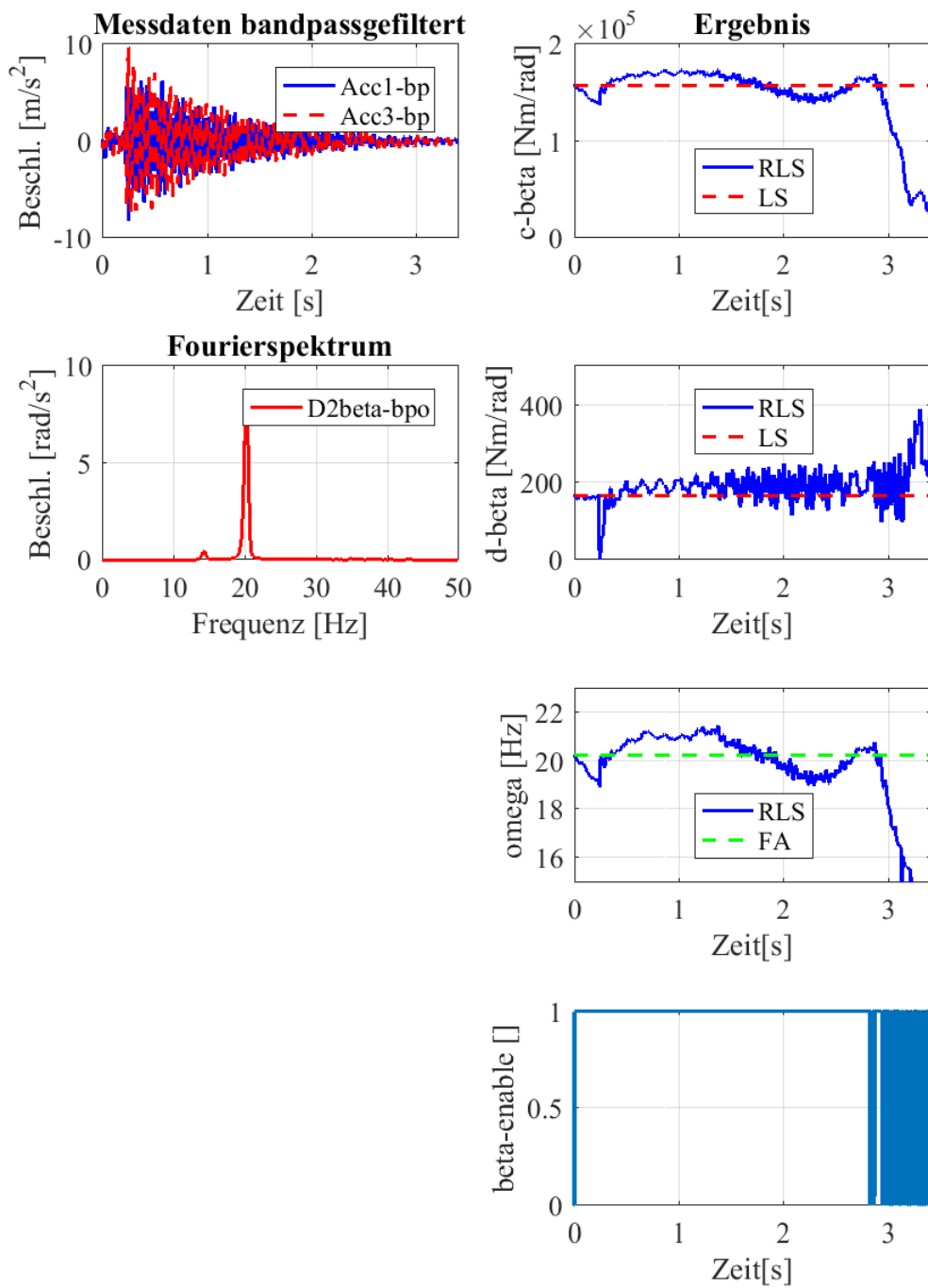


Bild 4.8: Ergebnisse der Identifikation der Parameter von  $\beta$  mit Impulsanregung der Torsion des Fahrständers (RLS: Rekursiv Least Squares, LS: Least Squares, FA: Frequenzanalyse).

Für diese Bereiche, in denen das Aktivierungssignal alterniert (auch bei der Identifikation in anderen flexiblen Koordinaten), könnte der Aktivierungsalgorithmus zukünftig um die Detektion des alternierenden Verhaltens erweitert werden. Dies würde eine Alternative zur Erhöhung der Schranken des Aktivierungssignals darstellen.

Das alternierende Verhalten des Aktivierungssignals ist auch zu Beginn der Identifikation zu beobachten. Die Anregung der Struktur aus vorausgegangenen Experimenten ist vorhanden, jedoch nicht mehr so groß, dass die Parameter zuverlässig geschätzt werden. Erst als die neue Impulsanregung einwirkt, konvergieren die Werte für  $c_2$  erneut. Im Verlauf der Schätzwerte für  $c_2$  ist eine sehr niederfrequente Schwingung ersichtlich. Im Gegensatz dazu sind im Verlauf für  $d_2$  höherfrequente Oszillationen zu erkennen, welche zum Ende des Identifikationszeitraums in ein Rauschen übergehen und in der Amplitude leicht ansteigen. Der Verlauf der dominanten Eigenfrequenz für  $\beta$  (Bild 4.8 rechts, dritte Zeile) wird maßgeblich vom Verlauf für  $c_2$  bestimmt. Bis auf das Abfallen der Werte am Ende des Identifikationszeitraums bewegen sich die geschätzten Eigenfrequenzen zwischen 19 Hz und 21,3 Hz. Die Referenz aus der Frequenzanalyse der Leichtbaustruktur in Pose 5 liegt bei 20,25 Hz für die Torsionsmode.

Die Identifikation der Parameter der generalisierten Koordinate  $\gamma$  bei stehender Y-Achse kann mit verschiedenen Formen für das Anregungssignal durchgeführt werden. Neben der Impulsanregung, wie bei der Identifikation von  $\alpha$  und  $\beta$ , wird die Struktur in X-Richtung mit dem Zahnstange-Ritzelantrieb mittels Sprung- und Rauschsignalen angeregt. Bild 4.9 zeigt die gemessenen Beschleunigungssignale der Fahrständerstruktur in X-Richtung auf die verwendeten Anregungssignale. Jeweils unter dem Beschleunigungssignal sind die zugehörigen Frequenzspektren dargestellt.

Durch die Anregung mit dem Zahnstange-Ritzelantrieb wird die Leichtbaustruktur stärker beschleunigt als durch die Anregung mit dem Impulshammer. In den Zeitsignalen der Beschleunigung durch Sprung- und Rauschanregung sind höhere Amplituden als durch die Impulsanregung ersichtlich. Im Frequenzspektrum zeigt sich dieser Effekt beim Rauschsignal sehr deutlich, allerdings haben die dominanten Frequenzen von Impuls- und

Sprungsignal ähnlich hohe Amplituden. Die dominanten Eigenfrequenzen im Beschleunigungssignal nach Impulsanregung liegen bei 14,4 Hz und 16,11 Hz, nach Sprunganregung bei 14,28 Hz und 15,62 Hz. In beiden Fällen werden die dominanten Eigenfrequenzen sowohl in X- als auch in Z-Richtung angeregt. Im Vergleich zu der Identifikation der Parameter in  $\alpha$  und  $\beta$  (Bild 4.7 und Bild 4.8) liegen die Amplituden der Spektren des Beschleunigungssignals in X-Richtung weit unter denen der Beschleunigungssignale in Z-Richtung und der Torsion. Allein durch das Rauschsignal werden ähnlich hohe Amplituden wie in Bild 4.7 und Bild 4.8 erreicht. Allerdings ist das Frequenzspektrum des Rauschsignals um die dominante Eigenfrequenz sehr breit und verwaschen. Es ist eine deutliche Signalspitze bei 15,44 Hz erkennbar, jedoch werden im Umfeld darum Frequenzen von circa 12 Hz bis 20 Hz durch das Rauschsignal angeregt.

Bild 4.10 zeigt die Ergebnisse der Identifikation der Parameter der generalisierten Koordinate  $\gamma$ . Die Ergebnisse sind spaltenweise den Beschleunigungssignalen aus Bild 4.9 zugeordnet. Von oben nach unten sind je Spalte die identifizierte Steifigkeit  $c_3$ , die identifizierte Dämpfung  $d_3$ , die aus dem identifizierten Modell resultierende Eigenfrequenz für  $\gamma$  sowie das Aktivierungssignal der Identifikation zu sehen. Die Ergebnisse aus der RLS-Schätzung werden mit dem Ergebnis aus der LS-Schätzung für das Gesamtsignal sowie mit den Ergebnissen der Modal- bzw. Fourieranalyse am Versuchsstand verglichen.

Die identifizierten Parameter für die Steifigkeit  $c_3$  und Dämpfung  $d_3$  schwanken jeweils um die Ergebnisse aus der LS-Identifikation, welche innerhalb der drei Identifikations-szenarien zwischen 1,225e6 Nm/rad und 1,622e6 Nm/rad geschätzt wurden. Das identifizierte Steifigkeitssignal bei Impuls- und Rauschanregung variiert zwischen 1,532e6 Nm/rad und 1,863e6 Nm/rad bzw. zwischen 1,223e6 Nm/rad und 1,694 Nm/rad. Beim Rauschsignal hingegen ist die Varianz sehr hoch. Die identifizierte Steifigkeit bewegt sich zwischen 1,324e5 Nm/rad im Minimum und 1,875 Nm/rad im Maximum. Der quadratische Mittelwert der geschätzten Dämpfung  $d_3$  zeigt zwischen den Identifikations-szenarien weniger Abweichungen (zwischen 1374 Nm/rad und 1493 Nm/rad) und scheint damit weniger vom Anregungssignal beeinflusst zu sein. Bei der Identifikation

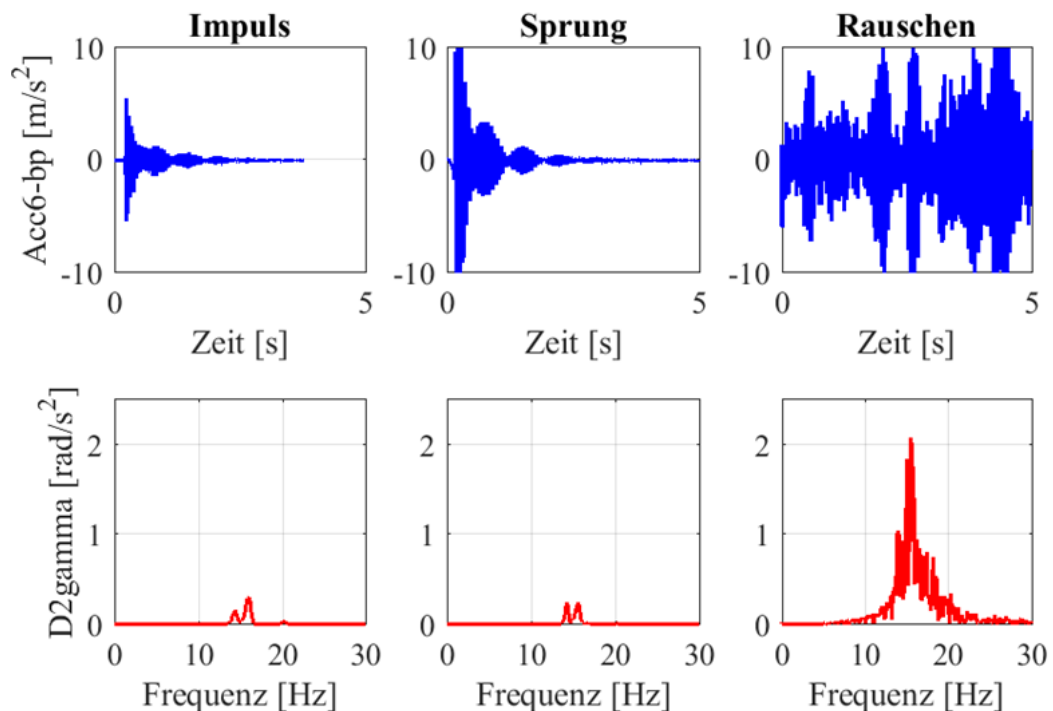


Bild 4.9: Beschleunigungssignale in X-Richtung auf Impuls-, Sprung- und Rauschanregung in X-Richtung.

mit Anregung durch Rauschen ist eine deutliche Varianz des identifizierten Dämpfungssignals ersichtlich. Bei der Impuls- und Sprunganregung sind Oszillationen mit jeweils konstanter, aber unterschiedlicher Frequenz erkennbar.

Die Verläufe für die identifizierte Eigenfrequenz spiegeln die Eigenschaften der identifizierten Steifigkeiten  $c_3$  wider. Für die Impulsanregung bewegt sich die aus dem identifizierten Modell resultierende Eigenfrequenz zwischen 14,77 Hz und 15,81 Hz und für die Sprunganregung im Extremfall zwischen 13,15 Hz und 15,3 Hz. Für das Rauschsignal ergibt sich ein ähnlicher Frequenzverlauf wie für die Sprunganregung, allerdings ist der Verlauf mit großen Ausschlägen überlagert. Insgesamt wird die dominante Eigenfrequenz der generalisierten Koordinate  $\gamma$  durch das Modell zu niedrig abgebildet. In der Modalanalyse wurde die Eigenfrequenz der Leichtbaufahrständerstruktur in Pose 5 in X-Richtung experimentell zu 16 Hz bestimmt. Dieser Sachverhalt lässt sich damit erklären, dass

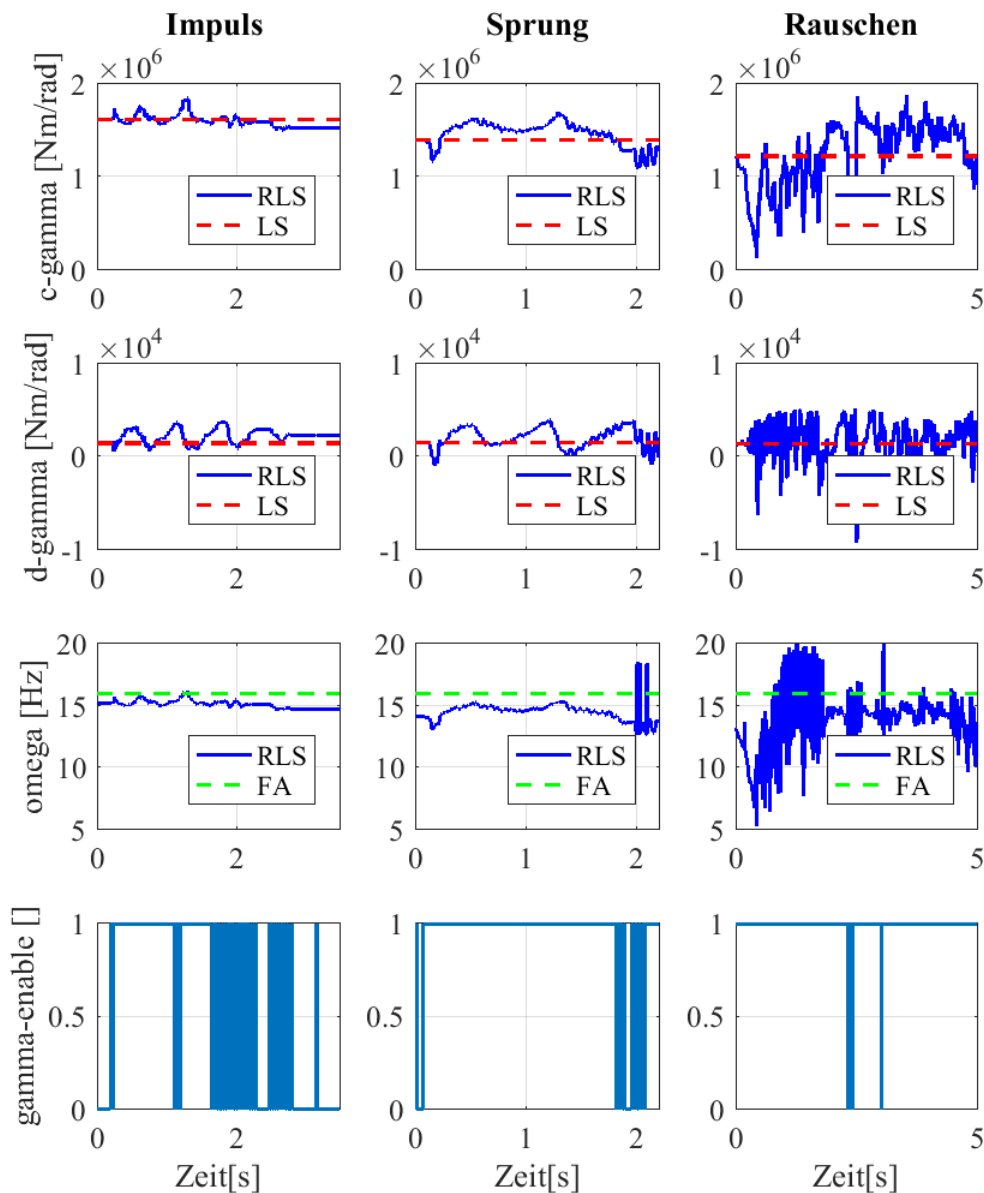


Bild 4.10: Vergleich der Ergebnisse der Identifikation der Parameter von  $\gamma$  mit Impuls-, Sprung- und Rauschanregung in X-Richtung (RLS: Rekursiv Least Squares, LS: Least Squares, FA: Frequenzanalyse).

die Leichtbaustruktur bei expliziter Anregung in X-Richtung gleichzeitig und nicht vernachlässigbar in Z-Richtung angeregt wird. Bei der Sprunganregung werden die dominante Eigenfrequenz in X- und Z-Richtung nahezu gleich stark angeregt. Dies führt dazu, dass der Identifikationsalgorithmus das Modell auf die Frequenz zwischen beiden

dominanten Eigenfrequenzen anpasst. Im Vergleich der Parameteridentifikation aller drei generalisierten Koordinaten (Bild 4.7, Bild 4.8 und Bild 4.10) wird zudem deutlich, dass die Torsionsmode eindeutig am wenigsten gedämpft ist. Die Biegemoden in X- und Z-Richtung sind sich bezüglich des Dämpfungsverhaltens ähnlich.

In diesem Abschnitt wurde bisher nur die aus dem Modell extrahierte Eigenfrequenz der jeweilig generalisierten Koordinate diskutiert. In Bild 4.11 wird das gesamte Zeitverhalten des identifizierten Modells mit den realen Messwerten verglichen. Dabei wird das aufgenommene Beschleunigungssignal auf die jeweilige generalisierte Koordinate umgerechnet und integriert. Das Bild 4.11 zeigt spaltenweise für jede generalisierte Koordinate das Zeitverhalten von Messung und Simulation sowie die zugehörigen Frequenzspektren. Sowohl für das Verhalten im Zeit- als auch im Frequenzbereich sind der komplette, relevante Zeit- bzw. Frequenzbereich sowie ein gezoomter Ausschnitt darunter dargestellt. Für die Auswertung wurden jeweils die Modellparameter aus den bisher gezeigten Identifikationsszenarien verwendet.

Das Zeit- und Frequenzverhalten für alle drei generalisierten Koordinaten zeigt, dass die Amplituden der Schwingungen im Modell unterschätzt werden. Während die Phase der gemessenen und simulierten Signale keinen bzw. einen sehr geringen Phasenversatz zeigen, sind die Amplituden der aus dem Modell extrahierten Signale um den Faktor 2 bis 40 (im Extremfall von  $\beta$ ) zu klein. Aufgrund des Unterschieds in den Amplituden der Signale aus der Messung und der Simulation ist es schwierig, eine quantitative Aussage über die Übereinstimmung des Dämpfungsverhaltens zwischen Modell und Realität zu treffen. Bei Betrachtung der zeitlichen Verläufe von  $\alpha$  und  $\gamma$  sowie einer hypothetischen Anpassung der Amplituden von Messung und Simulation scheint die Dämpfung im Modell gut abgebildet zu sein.

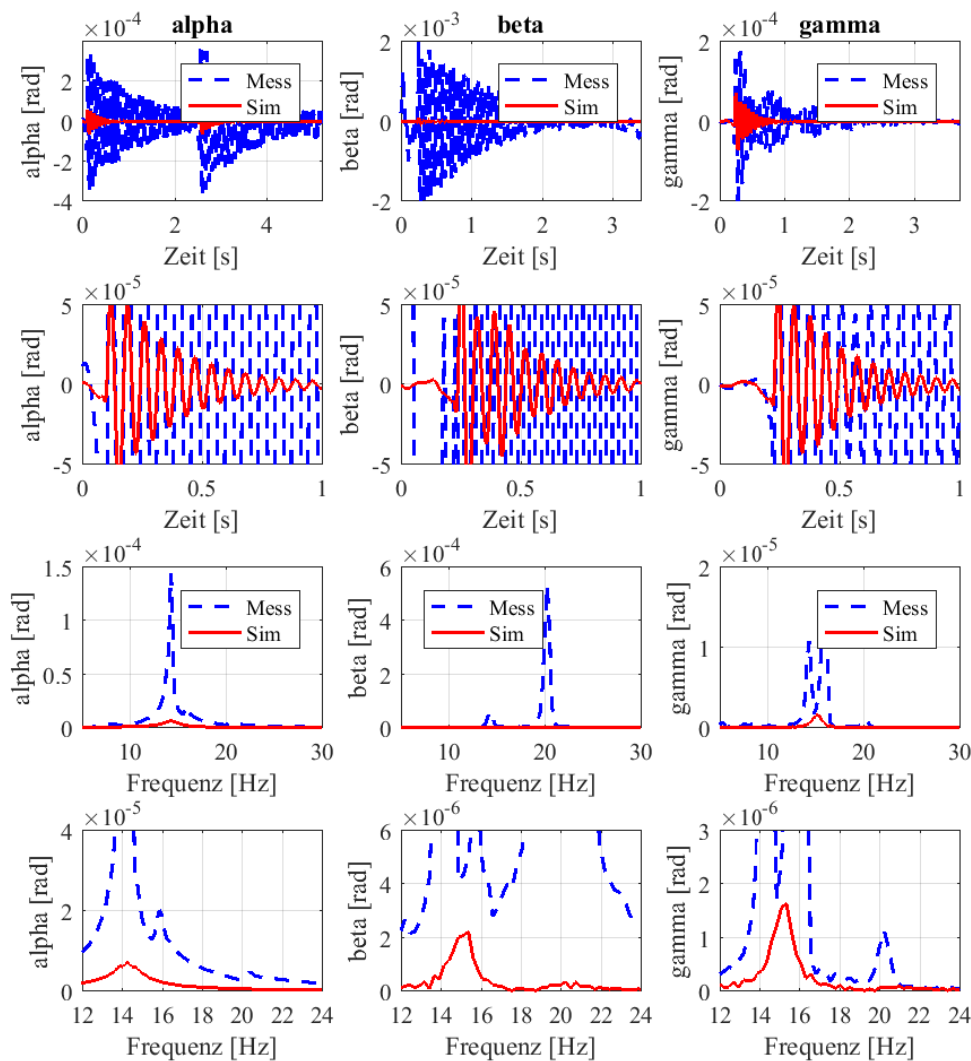


Bild 4.11: Vergleich des zeitlichen Verhaltens des identifizierten Modells mit den realen Messwerten aus den vorausgehenden Versuchen.

In den Frequenzspektren ist zum einen nochmals der Unterschied in den Amplituden zwischen Modell und Realität ersichtlich. Zum anderen wird der bereits in Bild 4.7 bis Bild 4.10 diskutierte Einfluss der gleichzeitigen Anregung in mehreren Achsen deutlich. In der Simulation von  $\gamma$  (Bild 4.11, rechts) zeigt sich im Frequenzspektrum der Messung sowohl die dominante Eigenfrequenz in X- als auch in Z-Richtung. Das Modell hingegen bildet eine dominante Eigenfrequenz für  $\gamma$  zwischen den beiden gemessenen Eigenfrequenzen ab. In der Messung für  $\alpha$  wird hauptsächlich die dominante Eigenfrequenz in

Z-Richtung angeregt. Das Modell bildet diese Frequenz exakt ab. Obwohl für  $\beta$  die gleichen Voraussetzungen gelten, wird im Modell die Torsionseigenmode nur sehr gering abgebildet, dafür jedoch die Biegung in X-Richtung. Diese allgemeine Problematik lässt darauf schließen, dass im Modell die Einflüsse der Achsen aufeinander nicht ausreichend genau modelliert sind bzw. nicht ausreichend genau die Realität widerspiegeln. Auf diese Problematik wird innerhalb der Diskussion in Kapitel 4.3.3 eingegangen.

Damit ist die Verifikation der Online-Parameteridentifikation für die stehende Y-Achse am Laborprototyp einer Leichtbaufahrständermaschine abgeschlossen. Im nachfolgenden Unterkapitel werden die Ergebnisse der Online-Parameteridentifikation bei fahrender Achse beleuchtet.

#### **4.3.2 Ergebnisse bei fahrender Achse**

Für die Untersuchung der Online-Parameteridentifikation bei fahrender Achse ist die Leichtbaufahrständerstruktur auf dem Maschinenbett montiert. Die Y-Achse wird mit konstanter Drehzahl über den Tippbetrieb der Achse zwischen den beiden Softwareendschaltern hin und her bewegt. Die Softwareendschalter liegen circa 5 cm unter- und oberhalb von Pose 1 und Pose 5. Die Anregung der Struktur erfolgt, indem die Bewegung unregelmäßig gestartet und gestoppt wird. Gleichzeitig sind in der Achsregelung hohe Grenzwerte für den maximalen Ruck und die maximale Beschleunigung eingestellt. Das Versuchsszenario regt die Struktur über die Dauer der Verfahrbewegung an, ohne gleichzeitig die Eigenfrequenzen aller generalisierten Koordinaten anzuregen. Ein kontinuierliches Rauschsignal in Y- oder in X-Richtung sowie eine Impulsanregung führen nicht zur gewünschten Anregung der Struktur.

Bild 4.12 zeigt die Ergebnisse der Online-Parameteridentifikation der generalisierten Koordinate  $\gamma$  für die beschriebene Anregung. Die linke Spalte zeigt die Ergebnisse für eine Verfahrgeschwindigkeit der Y-Achse von 80 U/min (entspricht 21,6 m/min), die rechte für 200 U/min (54 m/min). Für beide Fälle wurde ein Vergessensfaktor von  $\lambda = 0,97$

verwendet. Tabelle 4.3 fasst die Auswirkungen des Vergessensfaktors auf die Gewichtung der zurückliegenden Messwerte zusammen.

Tabelle 4.3: Eigenschaften des Vergessensfaktors für die Versuche bei fahrender Y-Achse.

<b><i>n</i> Anzahl zurückliegender Abtast-schritte</b>	<b><math>\lambda</math></b>	<b>Prozentualer Einfluss des zurückliegenden <i>n</i>. Abtast-schrit-tes [%]</b>	<b>Zurückgelegte Dis-tanz in Y während der <i>n</i> Abtast-schritte [mm] mit 80U/min</b>	<b>Zurückgelegte Dis-tanz in Y während der <i>n</i> Abtast-schritte [mm] mit 200 U/min</b>
10	0,97	73,7	3,6	9
50		21,8	18,0	45
100		4,8	36,0	90
250		0,5	90,0	225

In jeder Spalte in Bild 4.12 werden das Beschleunigungssignal, die Position der Y-Achse, die geschätzte Steifigkeit und Dämpfung sowie das Aktivierungssignal der Identifikation gezeigt. In den Beschleunigungssignalen der generalisierten Koordinate  $\gamma$  sind in beiden Fällen Ausschläge zu erkennen, die durch den beliebigen, kurzzeitigen Stopp und Start der Tippbewegung der Y-Achse ausgelöst werden (Bild 4.12, 1. Zeile). Bei dem Versuch mit 80 U/min findet bis auf kleine Bereiche die Identifikation der Modellparameter immer statt. Bei der höheren Verfahrensgeschwindigkeit sind mehrfach inaktive Bereiche der Parameteridentifikation erkennbar. In diesem Fall hätte der Start und Stopp der Tippbewegung öfter erfolgen können.

Die Verfahrensbewegung mit konstanter Geschwindigkeit (links: 80 U/min, rechts: 200 U/min) führt zu der in der zweiten Zeile dargestellten Positionsänderung der Y-Achse. Das Positionssignal ist ein analoges Ausgangssignal des Antriebs der Y-Achse und aufgrund von EMV-Störungen qualitativ nicht sehr gut. Die Ausschläge stellen keine Positionsänderungen, sondern Signalstörungen dar.

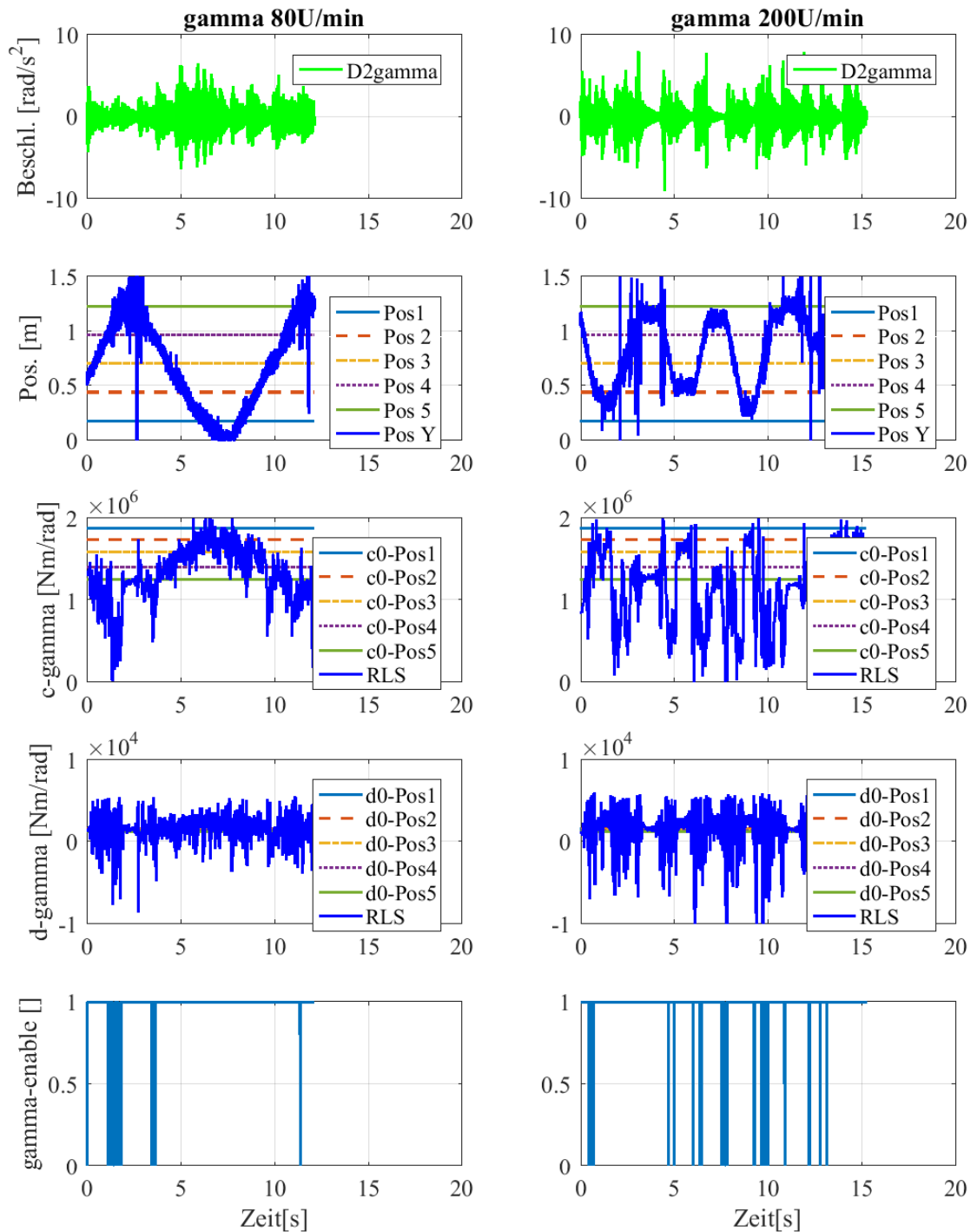


Bild 4.12: Ergebnisse der Identifikation der Parameter bei fahrender Y-Achse mit 80 U/min und 200 U/min und  $\lambda = 0,97$ .

Das Positionssignal wird hier allein zur Visualisierung der Positionsänderung der Pinole verwendet. Es hat keinen Einfluss auf die Qualität des Identifikationsergebnisses. Neben der veränderlichen Position der Y-Achse sind die konstanten Posen 1 bis 5 in das Schaubild eingezeichnet. Bei der langsameren Verfahrbewegung ist zu erkennen, dass jede Pose bis zum Softwareendschalter überfahren wird. Bei der schnellen Verfahrbewegung wurde darauf verzichtet, in den Endschalter zu fahren und dementsprechend wurde vor Erreichen des Endschalters die Richtung gewechselt. Das erklärt, warum im Positionssignal Pose 1 und Pose 5 nicht immer überfahren werden.

Die jeweils dritte und vierte Zeile zeigen die identifizierten Steifigkeiten und Dämpfungen für das jeweilige Profil. In beiden Schaubildern sind die Startwerte für die Steifigkeit und Dämpfung der einzelnen Posen eingezeichnet. Sie berechnen sich nach den Gleichungen (4.34) und (4.35). Für die langsamere Verfahrbewegung (Bild 4.12, links) ändert sich die identifizierte Steifigkeit plausibel in Abhängigkeit der Position der Y-Achse. Je tiefer die Pinole steht, desto höher ist die Steifigkeit. Je näher sich die Pinole am oberen Endschalter befindet, desto niedriger ist die Steifigkeit. Der Verlauf der identifizierten Steifigkeit ist deutlich verrauscht und mehrfach von größeren Ausschlägen überlagert. Teilweise stammen die Ausschläge vom Abfall des Anregungssignals, in einzelnen Fällen könnte die unzureichende EMV Störungen verursachen. Insgesamt ist erkennbar, dass bei genügender Anregung plausible Werte für die Steifigkeit identifiziert werden. Tendenziell wird die Steifigkeit etwas zu niedrig geschätzt, da neben der dominanten Eigenfrequenz der generalisierten Koordinate  $\gamma$  auch die von  $\alpha$  angeregt wird (vgl. Analyse von Bild 4.10 und Bild 4.11). Der identifizierte Verlauf der Dämpfung zeigt in diesem Versuch kein posenabhängiges Verhalten. Der Verlauf sieht auf makroskopischer Ebene konstant und sehr verrauscht aus.

Für die schnellere Verfahrbewegung (Bild 4.12, rechts) ist lediglich abschnittsweise ein plausibles Verhalten im Verlauf der identifizierten Steifigkeit zu erkennen. In den Umkehrpunkten der Position werden richtige Steifigkeiten identifiziert – hohe Steifigkeit bei tief stehender Pinole, niedrige Steifigkeit in den oberen Posen. Ansonsten ist der Verlauf

stark von Störungen überlagert. Prinzipiell kann durch Wahl eines höheren Vergessensfaktors die Störanfälligkeit der Identifikation verringert werden. Allerdings würde der örtliche Einfluss zurückliegender Messwerte auf das aktuelle Schätzergebnis steigen. Bei der Verfahrgeschwindigkeit von 200 U/min und  $\lambda = 0,97$  hat der seit 100 Abtastschritten zurückliegende Messwert auf das aktuelle Schätzergebnis einen Einfluss von 4,8%. Jedoch hat die Pinole innerhalb dieser Zeit eine Distanz von 90 mm zurückgelegt und das aktuelle dynamische Verhalten der Leichtbauwerkzeugmaschinenstruktur hat sich entsprechend verändert (vgl. Tabelle 4.3). Der Verlauf für die Dämpfung entspricht dem Verlauf bei 80 U/min. Die Störungen wirken sich jedoch stärker aus und weiterhin ist eine Korrelation zum Beschleunigungssignal erkennbar. Im nachfolgenden Unterkapitel erfolgt die Diskussion der Ergebnisse im gesamten Kontext.

### 4.3.3 Bewertung der Ergebnisse

Innerhalb der zwei letzten Unterkapitel wurden die Ergebnisse für die Modellierung und Identifikation des posenabhängigen dynamischen Strukturverhaltens großer Werkzeugmaschinen mit serieller, werkzeugseitiger Bewegung für die stehende und fahrende Y-Achse vorgestellt. Die Position der Y-Achse bestimmt dabei maßgeblich das dynamische Verhalten der Fahrständerstruktur.

Die prinzipielle Machbarkeit der Anpassung eines parametrischen Fahrständermodells bzw. der Anpassung von Modelleigenschaften an das reale dynamische Verhalten der Werkzeugmaschinenstruktur wurde gezeigt. Allerdings mussten und müssen dafür weiterhin Einschränkungen gemacht werden.

Die Identifikation der Modellparameter für die generalisierte Koordinate  $\alpha$  bei stehender Y-Achse liefert sehr zufriedenstellende Ergebnisse. Die identifizierte Eigenfrequenz weicht im Vergleich zur gemessenen Eigenfrequenz im betrachteten Ausschnitt maximal um 2,12 % ab. Das Ergebnis wird begünstigt, da sich zum einen die Leichtbaustruktur in Z-Richtung gut anregen lässt und zum anderen dabei nahezu kein Übersprechen auf die

anderen Achsen vorkommt. Das heißt, die Biegemode in X-Richtung sowie die Torsionsmode werden nur sehr wenig angeregt.

Ähnliche Verhältnisse bezüglich der Anregung herrschen auch bei der Identifikation der Parameter von  $\beta$ . Die Torsionsmode lässt sich sehr leicht anregen, die Amplitude der Torsionsmode im Frequenzspektrum ist circa fünffach höher als die der Biegemode in Z-Richtung. Die identifizierten Eigenfrequenzen bewegen sich zwischen 19 Hz und 21,3 Hz bei einer gemessenen Torsionseigenfrequenz der Leichtbaufahrständerstruktur in Pose 5 von 20,25 Hz. Daraus errechnet sich eine maximale Abweichung im betrachteten Ausschnitt von 6,2 %. Ein Grund für das schlechtere Identifikationsergebnis im Vergleich zu  $\alpha$  könnte der größere Einfluss der asymmetrischen Schwingform der Torsionsmode sein. Dieses Verhalten ist konstruktionsbedingt, da die elektromechanischen Antriebskomponenten außermittig an der rechten Rahmenkonstruktion angebracht sind. Die ungleiche Massenverteilung der Komponenten sowie die Vorspannung des Riemens verformen die Schwingbewegung der Torsionsmode leicht.

Die Identifikation der Modellparameter der generalisierten Koordinate  $\gamma$  gestaltet sich schwieriger, da zum einen neben der X-Richtung gleichzeitig auch die Z-Richtung angeregt wird und zum anderen die Anregung in X-Richtung weniger stark ist. Bei der Impulsanregung stellen die Amplituden im Frequenzspektrum von  $\gamma$  nur einen Bruchteil der Amplituden von  $\alpha$  und  $\beta$  dar. Die mit Impulsanregung identifizierte Eigenfrequenz liegt zwischen 14,77 Hz und 15,81 Hz, für die Sprunganregung zwischen 13,15 Hz und 15,3 Hz. Bezüglich der Referenzmessung von 16 Hz mittels Modalanalyse ergeben sich Abweichungen zwischen identifizierter und gemessener Eigenfrequenz für den betrachteten Ausschnitt von maximal 7,7 % für die Impulsanregung und 18,8 % für die Sprunganregung.

Aus den Experimenten für die stehende Y-Achse lässt sich das Fazit ziehen, dass zum einen nicht alle generalisierten Koordinaten gleich gut anzuregen sind, was sich auf die unterschiedlichen Trägheiten auf der Hauptachse des Trägheitstensors zurückführen lässt. Zum anderen wird deutlich, dass für die generalisierten Koordinaten unterschiedlich

große Fehler bei der entkoppelten Betrachtung der Bewegungsfreiheitsgrade gemacht werden. Während sich die Bewegung in Z-Richtung sowie die Torsion mit der entsprechenden Anregung noch unabhängig von den restlichen Bewegungsfreiheitsgraden berücksichtigen und identifizieren lassen, gelangt die Annahme der entkoppelten Betrachtung bei der Biegemode in die X-Richtung an ihre Grenzen. Die Abweichungen von 7,7 % bzw. 18,8 % zwischen identifizierter und gemessener Eigenfrequenz können für nachfolgende Anwendungen, die auf dem identifizierten Modell basieren, zu groß sein. Das ist jedoch für den jeweiligen Anwendungsfall einzeln zu entscheiden. Der Fehler rührt daher, dass die Biegung in X-Richtung, auch bei gezielter Anregung, nicht mehr losgelöst von der Z-Richtung betrachtet werden kann. Diese Erscheinung wird bei Werkzeugmaschinen mit kartesischen Achsen als Übersprechen der Achsen bezeichnet. Das heißt, obwohl die Bewegungsrichtungen der kartesischen Achsen bei Vernachlässigung von Montageungenauigkeiten voneinander entkoppelt sind, regt die Bewegung einer Achse auch die Ausgänge der übrigen Achsen an.

Wenn das Übersprechen der Achsen bei der Identifikation der Modellparameter berücksichtigt werden soll, dann muss das System als Multiple Input Multiple Output (MIMO)-System betrachtet werden. Dies ist mit dem parametrischen Fahrständermodell möglich. Eine Voraussetzung für die Anwendung und Validierung der Methode ist jedoch, dass für jeden Teil des Mehrgrößensystems die Annahmen für die Identifizierbarkeit erfüllt sind (Bohn et al. 2016). Für die Fahrständerstruktur heißt das, dass alle generalisierten Koordinaten gleichzeitig angeregt werden müssen. Hier stößt der Laborprototyp der Leichtbaufahrständermaschine aktuell an seine Grenzen. Durch die fehlende Automatisierung der Z-Achse ist eine gleichzeitige, deterministische und fortdauernde Anregung aller Bewegungsrichtungen nicht möglich. Nach der Automatisierung der horizontalen Bewegungsachse der Pinole könnten die Versuche jedoch entsprechend durchgeführt werden.

Das parametrisierte Modell der Leichtbauwerkzeugmaschinenstruktur ist prinzipiell in der Lage, die identifizierten Eigenfrequenzen im Rahmen der Genauigkeit der Identifikation abzubilden (Bild 4.11). Allerdings können zum aktuellen Stand die Zeitsignale nur mäßig

gut mit dem Modell simuliert werden. Hauptsächlich werden die Amplituden zu klein dargestellt und das im Experiment auftretende Übersprechen wird unzureichend abgebildet. Im Modell können vermehrt Kopplungen modelliert werden, indem die Kraftangriffspunkte außerhalb der Schwerpunkte der Massen für den Fahrständer und die Pinole angreifen. Mit dieser Maßnahme erweitert sich jedoch die Anzahl der zu bestimmenden bzw. je nach Vorgehen auch der zu identifizierenden Modellparameter, da die Längen der Hebelarme der Kraftangriffspunkte auf die Massenschwerpunkte bestimmt werden müssen. Je weiter die Kräfte außermittig angreifen, desto mehr werden alle Bewegungsrichtungen von der angreifenden Kraft beeinflusst. Mit Abbildung des Einflusses aller Achsen aufeinander, d.h. dem Übersprechen der Achsen, werden vermutlich die Amplituden in den Zeitsignalen größer und entsprechen damit eher dem realen dynamischen Verhalten der Struktur.

Die Versuche mit fahrender Y-Achse zeigen, dass eine Änderung der Modellparameter durch die Online-Identifikation erkannt wird und dass die Änderung der Parameter plausibel geschätzt wird. Allerdings können auf Basis dieser Ergebnisse keine quantitativ belastbaren Aussagen, beispielsweise über die Güte der Schätzung, mögliche Verfahrgeschwindigkeiten, den Einfluss von Vergessensfaktoren und Startbedingungen etc. gemacht werden. Die Verfahrbewegung verursacht Störungen durch Übersprechen, die aktuell nicht berücksichtigt werden können.

Zusammenfassend wird festgestellt, dass es prinzipiell möglich ist, die Parameter eines parametrischen Maschinenmodells einer seriellen Werkzeugmaschinenstruktur mit ausschließlich werkzeugseitiger Bewegung online in Abhängigkeit der Pose der Werkzeugmaschine zu identifizieren. Die Güte der Schätzung ist dabei maßgeblich von der fortdauernden Anregung sowie von der Abbildung des Einflusses der Achsen aufeinander im Modell und in der Schätzgleichung abhängig. Je nachgiebiger die Werkzeugmaschinenstruktur ist, desto mehr Einfluss hat vermutlich das Übersprechen. Im nachfolgenden Kapitel wird am Beispiel des Input Shapings zur Erzeugung schwingungsarmer Trajektorien untersucht, ob die notwendige Genauigkeit des Modells bzw. Güte der Parameteridentifikation für weiterführende Regelungsaufgaben ausreichend ist.

Zuvor werden bislang vernachlässigte Einflüsse auf den Ansatz der posenabhängigen Modellbildung innerhalb dieser Arbeit erörtert.

#### **4.3.4 Weitere Einflussfaktoren**

Neben den bereits diskutierten, primären Einflussfaktoren auf die Ergebnisse der Parameterschätzung finden sich noch weitere Faktoren, welche bislang nicht betrachtet wurden. Im Folgenden werden kurz der Einfluss der Antriebsregelung auf das Identifikationsergebnis, die Problematik der Langzeitidentifikation sowie die Überlegungen zur Archivierung von Schätzwerten diskutiert.

##### 4.3.4.1 Einfluss der Antriebsregelung

In (Weck 2006, S. 146) zeigt Weck anschaulich, dass bei der Modellierung von Werkzeugmaschinenstrukturen die Wechselwirkungen zwischen Struktur und Antrieb nicht vernachlässigt werden dürfen. Die Antriebsregelkreise haben einen erheblichen Einfluss auf das dynamische Maschinenverhalten. Die Nachgiebigkeit der Antriebe kann die Lage und Höhe der Resonanzstellen der Maschinenstruktur sowie die zugehörigen Schwingungsformen beeinflussen. Diese Problematik wurde auch für die vorliegende Fahrständerstruktur analysiert.

Die Dynamik gut eingestellter elektromechanischer Vorschubachsen kann als PT2-Glied approximiert werden (Zirn et al. 2006). Somit kann für jede Vorschubachse (in Y- und X-Richtung), die der Versuchsstand aufweist, ein zusätzliches PT2-Übertragungsglied in das Modell und die Schätzgleichung integriert und dessen Parameter mitgeschätzt werden. Die Modellerweiterung ist jedoch für den vorliegenden Versuchsstand nicht geeignet. In den flexiblen generalisierten Koordinaten ist die Dynamik der Y-Achse, beispielsweise durch dominante Frequenzen im Frequenzspektrum der Struktur, nicht sichtbar. Diese werden vermutlich nicht durch die Verfahrbewegung der Pinole angeregt. Weiterhin liegen die dominanten Eigenfrequenzen des Zahnstange-Ritzel-Antriebs in

X-Richtung außerhalb der betrachteten posenabhängigen Eigenfrequenzen der Fahrständerstruktur. In Versuchen mit stehenden Achsen ist kein Einfluss geregelter Antriebe im Vergleich zu unregelten auf das Identifikationsergebnis erkennbar.

#### 4.3.4.2 Dauerhafte Schätzung

Die Funktionsfähigkeit der Online-Parameteridentifikation für das Maschinenmodell wurde auf Basis kurzer Messzeiten (Bereich: Sekunden) verifiziert. Eine dauerhafte Schätzung (Bereich: Stunden, Tage, Jahre) bereitet weitere Schwierigkeiten und bietet Untersuchungspotentiale, die über den Umfang dieser Arbeit hinausgehen.

Der Verlauf der RLS-Parameterschätzung, vor allem über lange Zeiten, ist abhängig von der Entwicklung der Kovarianzmatrix  $\mathbf{P}$  bzw.  $\mathbf{P}_W$ . Zur besseren Interpretation der Bedeutung der Kovarianzmatrix werden die Formeln (4.16) und (4.17) zu folgender Gleichung zusammengefasst und textuell interpretiert:

$$\underbrace{\hat{\boldsymbol{\theta}}(k+1)}_{\text{neuer Schätzwert}} = \underbrace{\hat{\boldsymbol{\theta}}(k)}_{\text{alter Schätzwert}} + \underbrace{\mathbf{P}(k+1)\boldsymbol{\psi}(k+1)}_{\substack{\text{neue Kovarianzmatrix} \\ \text{Korrekturvektor}}} \left[ \underbrace{y(k+1)}_{\text{neuer Ausgang}} - \underbrace{\boldsymbol{\psi}^T(k+1)\hat{\boldsymbol{\theta}}(k)}_{\substack{\text{vorhergesagter Ausgang aufgrund des} \\ \text{Parameters des letzten Schritts}}} \right]. \quad (4.38)$$

Gleichungsfehler  $e(k)$ , verallgemeinerter Fehler zw. Prozess und Modell

Weiterhin wird die Formel (4.18) ausmultipliziert wie folgt dargestellt

$$\underbrace{\mathbf{P}(k+1)}_{\text{neue Kovarianzmatrix}} = \underbrace{\mathbf{P}(k)}_{\text{alte Kovarianzmatrix}} - \underbrace{\boldsymbol{\zeta}(k)}_{\substack{\text{Korrekturvektor auf Basis} \\ \text{alter Kovarianz und neuer} \\ \text{Messung}}} \underbrace{\boldsymbol{\psi}^T(k+1)}_{\text{neue Regressormatrix}} \mathbf{P}(k). \quad (4.39)$$

Änderung der Kovarianzmatrix zu jedem Abtastzeitpunkt

Die Kovarianzmatrix  $\mathbf{P}(k+1)$  beeinflusst in Abhängigkeit der Messungen in der Regressormatrix  $\boldsymbol{\psi}(k+1)$  sowie des Gleichungsfehlers  $e(k+1)$  die Änderung von  $\hat{\boldsymbol{\theta}}(k+1)$ . Stehen für jeden neuen Zeitschritt die Regressor- und Kovarianzmatrix

( $\boldsymbol{\psi}(k+1)$  und  $\mathbf{P}(k+1)$ ) in richtigem Zusammenhang, kann sich der Parametervektor  $\hat{\boldsymbol{\theta}}(k+1)$  ändern, falls dieser noch nicht konvergiert ist. Für eine konsistente Parameterschätzung wird gefordert, dass die Kovarianzmatrix  $\mathbf{P}$  positiv definit ist. Dies hat zur Folge, dass innerhalb der Schätzgleichungen (Formeln (4.18) und (4.23)) in jedem Abtastschritt ein positiver Wert von  $\mathbf{P}(k+1)$  abgezogen wird. Dies bedingt eine kontinuierliche Abnahme der Kovarianzmatrix, bis sie gegen die Nullmatrix konvergiert. Dies hat wiederum zur Folge, dass der Parametervektor  $\hat{\boldsymbol{\theta}}(k+1)$  unabhängig vom Fehler  $e(k+1)$  (siehe textuelle Schätzgleichung ((4.38)) näherungsweise konstant bleibt. Dieser Effekt wird als Einschlafen des Schätzalgorithmus bezeichnet (Bohn et al. 2016). Bei der herkömmlichen RLS-Parameterschätzung mit exponentiellem Vergessen tritt der Effekt des Einschlafens des Algorithmus weniger auf (Bohn et al. 2016, S. 96), da zurückliegende Messwerte weniger gewichtet werden und ihr Einfluss auf das Schätzergebnis verloren geht. Wenn allerdings viel länger als unter herkömmlichen Umständen geschätzt wird (mehrere Stunden, Tage, Wochen), bleibt das Problem des Einschlafens des Schätzalgorithmus trotzdem bestehen.

Bei RLS-Parameterschätzung mit exponentiellem Vergessen bzw. exponentiellem Gedächtnis besteht das weitere Problem des Estimator-Windups bei geringer Anregung. Geringe Anregung durch die Eingangsgröße führt dazu, dass die Elemente des Datenvektors sich nur wenig von Null unterscheiden, was zu der Beziehung

$$\mathbf{P}(k+1) \approx \frac{1}{\lambda} \mathbf{P}(k) \quad (4.40)$$

und damit zu einem exponentiellen Anwachsen der Kovarianzmatrix führt. Dies wiederum führt zu einer großen Varianz der geschätzten Parameter bzw. zu Instabilitäten. Ein Estimator-Windup kann ebenfalls bei nicht plausiblen Werten für  $\boldsymbol{\psi}(k+1)$ , beispielsweise aufgrund sehr störbehafteter Messungen, entstehen. Bei der Parameteridentifikation über lange Zeiträume ist das Estimator-Windup zu unterdrücken.

### 4.3.4.3 Archivierung der Schätzwerte

Der innerhalb dieser Arbeit verfolgte Lösungsansatz sieht vor, dass das posenabhängige Modell der Fahrständerstruktur online identifiziert wird und als linear parametervariantes System für nachgelagerte Schwingungsreduktionsmaßnahmen zur Verfügung steht. Dies hat jedoch den Nachteil, dass Maßnahmen zur Schwingungsreduktion, welche auf der Vermeidung von Schwingungen durch Vorsteuerung oder Trajektorienplanung basieren, nicht mit dem online veränderlichen LPV-Modell durchführbar sind. Ein möglicher Lösungsansatz liegt in der Speicherung der identifizierten Parameter über der Position in einer Look-up-Tabelle, was den Lösungsansatz dieser Arbeit in die Richtung der Variantengenerierung (siehe Kapitel 2.1.3.1) lenkt.

Die Schwierigkeit bei der Speicherung der identifizierten Parameter liegt zum einen in der Datenhaltung und zum anderen in der Entscheidung, wann welche identifizierten Parameter abgespeichert werden dürfen. In (Fleischer et al. 2012) gehen die Autoren auf eine Schwierigkeit bei der Parameterschätzung und -optimierung eines Roboters in verschiedenen Posen ein. Die Parameter großer MKS- oder FMKS-Modelle, welche über Optimierer in verschiedenen Posen identifiziert werden, unterscheiden sich bei kleinen Änderungen der Pose teilweise immens, wobei das physikalisch nicht sein dürfte. Für alle Posen müssen die identifizierten Parameter daher gespeichert werden, wodurch ein hoher Aufwand für die Datenhaltung der Modellvarianten entsteht. Darüber hinausgehend ergibt sich Untersuchungspotential für den Fall, dass Parameter in einer Pose wiederholt geschätzt werden und diese Werte sich vom bereits gespeicherten Schätzwert unterscheiden. Es muss dann entschieden werden, welcher Wert für den Parameter in der jeweiligen Pose abgespeichert wird. Dies ist abhängig davon, ob die Veränderung des Parameters von Ungenauigkeiten oder Störungen in der Messung bzw. Schätzung herrühren oder ob sich das Schätzergebnis aufgrund dynamischer Veränderungen an der Maschine verändert hat. Weiterhin müssen kontinuierliche bzw. glatte Kennfelder für die Simulation des Modells verwendet werden. Das Einsetzen bereits identifizierter, ortsdiskreter, posenabhängiger Parameter in das Modell bei simulierten, kontinuierlichen Verfahrbewegungen darf keine künstlichen Sprünge verursachen.

Die Diskussion der Ergebnisse und Einflussfaktoren der Parameteridentifikation bei stehender und fahrender Achse für das posenabhängige parametrische Fahrständermodell beendet das Kapitel 4 der Online-Identifikation des parametrischen Strukturmodells einer Fahrständerkinematik. Innerhalb des Kapitels wurden die Grundlagen der LS- und RLS-Parameteridentifikation hergeleitet sowie die Theorie auf das parametrische Fahrständermodell angewendet, um die Schätzgleichungen dafür abzuleiten. Anschließend wurden die notwendigen Vorarbeiten zur Durchführung der Identifikation wie Signalfilterung, Festlegung von Grenz- und Schwellwerten, Untersuchung der Anregungssignale sowie die Wahl der Startparameter erläutert. Innerhalb diverser Versuche wurde die Online-Identifikation der Modellparameter für diskrete Posen im Arbeitsraum sowie für eine kontinuierliche vertikale Bewegung der Pinole verifiziert.

Mit den Schätzgleichungen, welche aus der entkoppelten Bewegungsgleichung für jede generalisierte Koordinate aufgestellt wurden, konnten innerhalb von Versuchen mit stehender Achse zufriedenstellende Ergebnisse erzielt werden. Für die generalisierten Koordinaten  $\alpha$  und  $\beta$  beträgt die prozentuale Abweichung der aus dem parametrisierten Modell abgeleiteten und der am realen Versuchsstand gemessenen Eigenfrequenzen 2,12 % bzw. 6,2 %. Für  $\gamma$  ergab sich je nach verwendetem Anregungssignal ein Wert zwischen 7,7 % und 18,8 %. Diese größeren Abweichungen liegen daran, dass eine Bewegung des Laborprototyps in X-Richtung nur sehr schwer losgelöst von der Z-Richtung angeregt werden konnte. Die Versuche mit fahrender Y-Achse zeigen, dass eine Änderung der Modellparameter durch die Online-Identifikation erkannt und die Änderung der Parameter plausibel geschätzt wird. Insgesamt ist die Güte der Parameteridentifikation maßgeblich von der fortdauernden Anregung sowie von der Berücksichtigung des Übersprechens der Achsen am realen Prototyp abhängig.

In Kapitel 4 wird die Frage der prinzipiellen technischen Machbarkeit der Parametrierung des posenabhängigen Fahrständermodells betrachtet. Die Frage nach der notwendigen Genauigkeit des Modells bzw. der Güte der Schätzung wird im nachfolgenden Kapitel 5 auf Basis der Anwendung des parametrisierten Fahrständermodells validiert. Es wird eine

posenabhängige Anregungsvermeidung, welche auf das parametrisierte Modell ausgelegt wird, durchgeführt.

---

## 5 Validierung des parametrisierten Strukturmodells

In den vorangegangenen Kapiteln wurde das parametrische Modell einer Fahrständermaschine modelliert sowie die Modellparameter in Abhängigkeit der Pose des Tool Center Points im Arbeitsraum der Werkzeugmaschinenstruktur identifiziert. Auf Grund von Identifikationsszenarien bei stehender und fahrender Achse wurde die prinzipielle Machbarkeit des Ansatzes mit den erörterten Einschränkungen gezeigt. Innerhalb dieses Kapitels wird die Modellgenauigkeit basierend auf der Anwendung des identifizierten Modells validiert.

Die Motivation für die Modellierung und Identifikation des posenabhängigen dynamischen Strukturverhaltens großer Werkzeugmaschinen mit serieller, werkzeugseitiger Bewegung liegt in der Regelung dieser Werkzeugmaschinenstrukturen auf Basis von Modellen, die dem realen dynamischen Verhalten in jeder Pose im Arbeitsraum entsprechen. Für die Ausnutzung der vollen Antriebsdynamik, vor allem bei Leichtbau- und großen Werkzeugmaschinenstrukturen, sind zusätzliche Schwingungsreduktionsmaßnahmen sinnvoll. Für eine effiziente aktive Schwingungsreduktion ist jedoch die genaue Kenntnis der realen Dynamik des Systems notwendig. Ansonsten verbleiben residuale Schwingungen oder die Maßnahmen sind über den Arbeitsraum unterschiedlich effizient.

Maßnahmen zur aktiven Schwingungsreduktion lassen sich in Verfahren zur Anregungsvermeidung oder zur Regelung im klassischen Sinn unterteilen. Der zweite Fall kann weiter in Verfahren mit und ohne zusätzliche Aktorik unterteilt werden. Bei Verfahren ohne zusätzliche Aktorik wird von antriebsbasierter Schwingungsreduktion gesprochen. Zur Validierung des vorliegenden Ansatzes wird auf die Anregungsvermeidung zurückgegriffen, da diese Verfahren für die Betrachtung entkoppelter Achsen geeignet sind.

Unter der Anregungsvermeidung lassen sich Verfahren zusammenfassen, welche das System bei der Ausführung von Bewegungen mit einer geeigneten Trajektorienplanung nicht zum Schwingen anregen. Innerhalb dieser Arbeit wird dafür das Input Shaping verwendet, dessen Grundlagen im nachfolgenden Kapitel erläutert werden. Im Anschluss daran erfolgt die posenabhängige Trajektorienplanung am Leichtbaudemonstrator. Die Diskussion der Ergebnisse des Input Shapings sowie der Abgleich des gesamten Ansatzes an den im Stand der Technik aufgestellten Lösungsanforderungen sowie die inhaltliche Diskussion der Arbeit beenden dieses Kapitel.

### **5.1 Posenabhängige Trajektorienplanung am Leichtbaudemonstrator**

Input Shaping ist eine Methode aus der Schwingungsvermeidung, bei welcher aus der Bewegungstrajektorie gezielt jene Frequenzanteile entfernt bzw. herausgefiltert werden, welche ein System bei einer Verfahrbewegung zu Schwingungen anregen würden. Die dominanten Eigenfrequenzen des Systems müssen zu diesem Zweck bekannt sein. Jede Art von Input Shaping bzw. Filterung verändert die Form der Trajektorie, da Dynamik aus der Verfahrbewegung genommen wird. Im Bereich des Input Shapings sind verschiedene Ansätze zur Formung der Solltrajektorien vorhanden (Singhose 2009). In dieser Arbeit wird zur Validierung des Modells auf den einfachen ZV-Shaper zurückgegriffen, da dieser am wenigsten Dynamik aus der geformten Trajektorie nimmt. Die Dynamik von geformter und ungeformter Trajektorie bleibt am vergleichbarsten.

Die grundlegende Idee des Input Shapings wird in Bild 5.1 nach (Singhose 2009) gezeigt. Ein Impuls A-1 (Bild 5.1, oben) regt ein flexibles System zu Schwingungen in seiner gedämpften Eigenfrequenz an. Ein zweiter Impuls A-2 kann diese Schwingungen durch die Erzeugung von Gegenschwingungen auslöschen (Bild 5.1, unten). Dafür muss der Impuls A-2 entsprechend verzögert und in der Amplitude angepasst erzeugt werden. Beim Input Shaping werden zwei solche Impulse, deren erzeugte Schwingungen selbst auslöschend sind, mit der Solltrajektorie gefaltet. Dabei löscht das verzögerte Signal diejenigen Schwingungen aus, die durch das nicht verzögerte Signal erzeugt werden.

Die Wirkung des Input Shapings hängt maßgeblich von der Kenntnis der Eigenfrequenz des flexiblen Systems ab, welche bei Verfahrbewegungen nicht angeregt werden soll. Aus dieser Systemeigenfrequenz wird die Verzögerungsdauer des zweiten Impulses

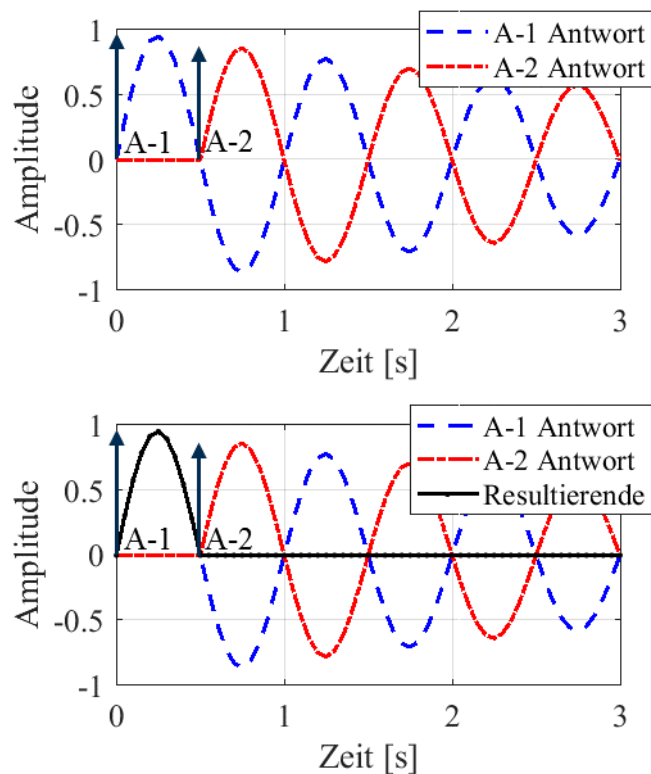


Bild 5.1: Prinzip Input-Shaping mit ZV-Shaper.

berechnet. Für den ZV-Shaper ist die Sensitivitätskurve in Bild 5.2 dargestellt. Sie setzt die prozentualen Restschwingungen in Bezug zu den normalisierten Frequenzen, d. h. zu der Eigenfrequenz des flexiblen Systems (Systemeigenfrequenz) über der für das Input Shaping gewählten Frequenz (Modellfrequenz).

Entspricht die Modellfrequenz der Eigenfrequenz des flexiblen Systems, so kann das System ohne das Auftreten von Restschwingungen bewegt werden. Bewegt sich das Verhältnis von Modellfrequenz zu Systemeigenfrequenz in einem Bereich von 0,97 bis 1,03, so sind maximal 5 % Restschwingungen zu erwarten. Je weiter die normalisierte

Frequenz außerhalb dieses Bereichs liegt, desto stärker bleiben die residualen Schwingungen nach Verfahrbewegungen. Bei einer normalisierten Frequenz von 0,7 bzw. 1,3 ist die Wirkung des Input Shapings nahezu nicht mehr vorhanden. Neben dem ZV-Shaper gibt es weitere, robuste Ansätze für Input Shaper, welche weniger empfindlich auf

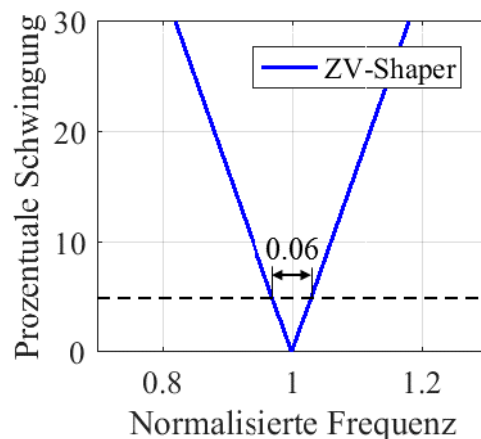


Bild 5.2: Sensitivität ZV-Shaper nach (Singhose 2009).

Schwankungen in der zu filternden Frequenz reagieren. Allerdings nehmen diese Filter mehr Dynamik aus dem System und machen die Verfahrbewegung dadurch langsamer. Dies ist für das Ziel, die Dynamik von Verfahrbewegung mit Hilfe weniger bewegter Massen und zusätzlichen Regelstrategien zu steigern, kontraproduktiv. Diese Methoden werden daher nicht weiter verfolgt.

Wird für den Leichtbaudemonstrator ein Input Shaping-Filter auf die in Pose 1 bzw. in Pose 5 auftretende Eigenfrequenz in einer generalisierten Koordinate (z.B.  $\gamma$ ) ausgelegt, so variieren die posenabhängigen Eigenfrequenzen so stark, dass normalisierte Frequenzen von circa 0,83 bis 1,2 auftreten. Je nach aktueller Pose des Systems wäre das Input Shaping damit nahezu wirkungslos. Für den Leichtbauwerkzeugmaschinendemonstrator muss deshalb ein adaptives Input Shaping-Filter ausgelegt werden, wofür die posenabhängigen dynamischen Eigenfrequenzen des Systems bekannt sein müssen. Die Bestimmung der posenabhängigen Eigenfrequenzen des Systems unterliegt jedoch Fehlern. Diese können von der Modellannahme bis hin zur Identifikation auftreten.

Auf Basis des Input Shapings wird der Modellierungsansatz des posenabhängigen parametrisierten Fahrständermodells validiert. Dafür werden exemplarisch Geschwindigkeits-solltrajektorien (Punkt-zu-Punkt-Verfahrbewegung mit Siebenphasenbewegungsprofil) für die translatorische Bewegung des TCPs der Fahrständerstruktur in X-Richtung<sup>1</sup> mittels Input Shaping geformt, am Versuchsstand ausgeführt und untereinander verglichen. Zur Ausführung der Trajektorien wird der Zahnstange-Ritzel-Antrieb (vgl. Kapitel 3.4.1) verwendet. Bild 5.3 zeigt die für die Versuche verwendeten Trajektorien. Oben sind die gesamten Trajektorien dargestellt, unten sind die Ausschnitte der Beschleunigungsphasen zu sehen. Die ungeformte Trajektorie hat eine Verfahrstrecke von  $s = 1$  m, mit der Geschwindigkeit  $v = 0,4$  m/s, der Beschleunigung  $a = 20$  m/s<sup>2</sup> und dem Ruck  $j = 1000$  m/s<sup>3</sup>. Die restlichen Trajektorien sind auf die in den fünf diskreten Posen gemessenen Eigenfrequenzen in X-Richtung [19,3 Hz (Pose 1), 18,8 Hz (Pose 2), 18,0 Hz (Pose 3), 17,0 Hz (Pose 4), 16,0 Hz (Pose 5)] geformt. Daneben sind noch zwei weitere Trajektorien dargestellt, die auf die willkürlichen Kontrollfrequenzen 10 Hz und 25 Hz ausgelegt sind.

In Bild 5.3 wird deutlich, dass die geformte Trajektorie im Vergleich zur ungeformten Trajektorie an Dynamik verliert. Je niedriger die Frequenz, auf welche die Trajektorie ausgelegt wird, desto später erreicht die Trajektorie die Sollgeschwindigkeit von 0,4 m/s und damit auch die relative Verfahrstrecke von 1 m. Bei der geformten Trajektorie mit der Kontrollfrequenz von 10 Hz ist die Faltung der Ausgangstrajektorie mit den zwei zeitverzögerten Impulsen sehr ausgeprägt sichtbar. Die Faltung mit den Impulsen erzeugt diesen charakteristischen treppenförmigen Verlauf.

Für die Durchführung der Versuche werden die Geschwindigkeitstrajektorien nacheinander dem Zahnstange-Ritzel-Antrieb vorgegeben und die Struktur in X-Richtung

---

<sup>1</sup> Mit dem aktuellen Ausbaugrad des Laborprototyps sind diese Versuche allein in der X-Achse möglich.

verfahren. Nach Erreichen der relativen Verfahrstrecke von 1 m und dem Stopp der Bewegung werden die residualen Schwingungen der Fahrständerstruktur in X-Richtung durch die angebrachten Beschleunigungssensoren (vgl. Kapitel 3.4.1) aufgenommen und in Bild 5.4 dargestellt. In den oberen Verläufen ist das Zeitverhalten der aufgenommenen

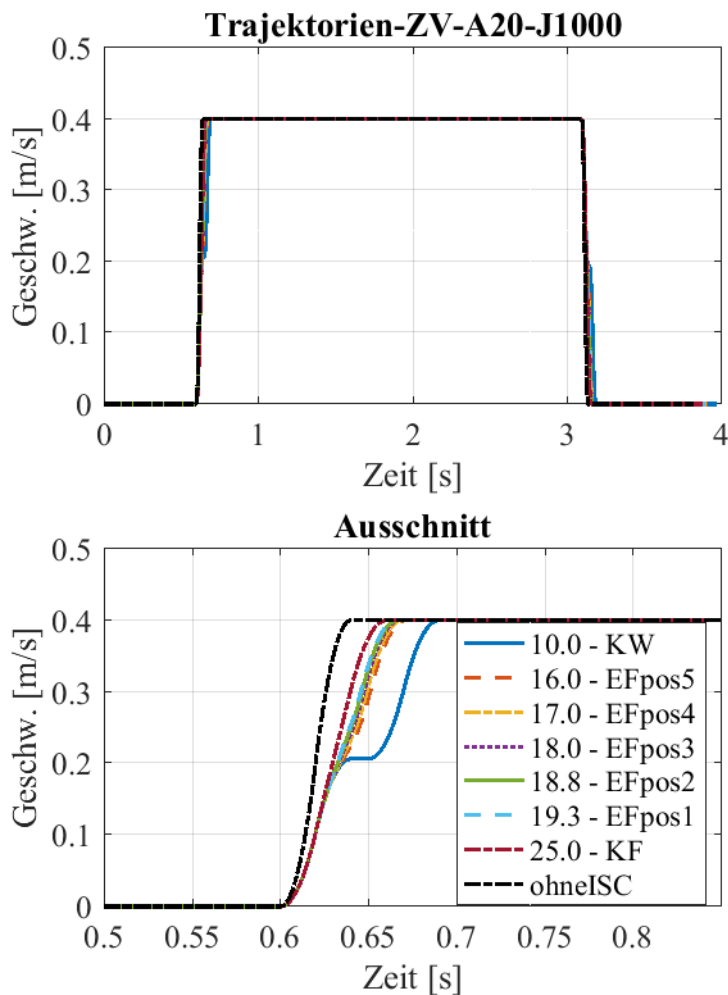


Bild 5.3: Posenabhängige Solltrajektorien (mit ZV-Shaper).

Beschleunigung dargestellt, in den unteren Verläufen ist das Frequenzspektrum zu sehen. Links ist jeweils das Gesamtsignal, rechts sind vergrößerte Ausschnitte davon gezeigt. Die Pinole bleibt über die Dauer aller Versuche unverändert in Pose 5 stehen. Das heißt, das posenabhängige Verhalten der Fahrständerstruktur bleibt unverändert.

In den vergrößerten Signalbereichen in Bild 5.4 (rechts oben und unten) ist deutlich zu erkennen, dass bei einer Verfahrbewegung mit einer auf 16 Hz geformten, Solltrajektorie die geringsten residualen Schwingungen verbleiben. Diese Frequenz entspricht genau der dominanten Eigenfrequenz der Struktur in Pose 5. Im Vergleich zur Verfahrbewegung der Struktur ohne Input Shaping konnten dadurch die residualen Schwingungen in der Amplitude von im Maximum  $38 \text{ m/s}^2$  auf  $6 \text{ m/s}^2$  reduziert werden, was einer Reduktion von circa 85 % entspricht. Je weiter die Frequenz steigt, auf welche die Trajektorie geformt wurde, desto höher sind die Amplituden der residualen Schwingungen. Die Trajektorien mit den Kontrollfrequenzen liefern in etwa gleich hohe Amplituden der residualen Schwingungen. Es bringt somit hinsichtlich der verbleibenden Schwingungen auch keinen Vorteil, sehr viel Dynamik aus der Solltrajektorie zu nehmen, indem niedrige Frequenzen aus dem Signal genommen werden.

Mit dem in Bild 5.4 dargestellten Versuch wurde der linke Bereich der Sensitivitätskurve aus Bild 5.2 für die diskreten Eigenfrequenzen der Leichtbaustuktur in den fünf betrachteten Posen in X-Richtung untersucht. Qualitativ konnte der Verlauf reproduziert werden, jedoch ist es mit dem Versuchsaufbau nicht möglich, die residualen Schwingungen bei der normierten Frequenz 1 wie in der Theorie (Bild 5.2) vollständig zu unterdrücken. Es verbleiben circa 15 % der Schwingungen, die eine Verfahrbewegung ohne Input Shaping an der Struktur hervorrufen würde. Dies kann auf verschiedene Ursachen zurückgeführt werden. Die Frequenzen, auf welche die Solltrajektorien geformt wurden, stammen aus einer Modalanalyse bzw. aus Beschleunigungsmessungen mit nachgelagerter Fourieranalyse der Signale. Bei praktischen Messungen und Auswertungen sind Ungenauigkeiten zu erwarten. Schwerwiegender als das sind vermutlich der Versuchsaufbau und das inhärente dynamische Verhalten der Leichtbauteststruktur. Eine nicht exakte Ausrichtung der Struktur auf dem Zahnstange-Ritzelantrieb, Störungen oder die Rückwirkung der Schwingungen in Z-Richtung und der Torsion können für die residualen Schwingungen verantwortlich sein. Diese residualen Schwingungen können durch den ZV-Shaper nicht reduziert werden. Die weiteren Betrachtungen beziehen sich auf die residualen Schwingungen für die auf 16 Hz geformte Solltrajektorie.

Werden anstelle der experimentellen Modalanalyse die Ergebnisse der Identifikation des parametrischen Modells (vgl. Kapitel 4.3.1) für die Formung der Solltrajektorie herangezogen, kann die Güte des Modellierungsansatzes auf Basis des Input Shapings validiert

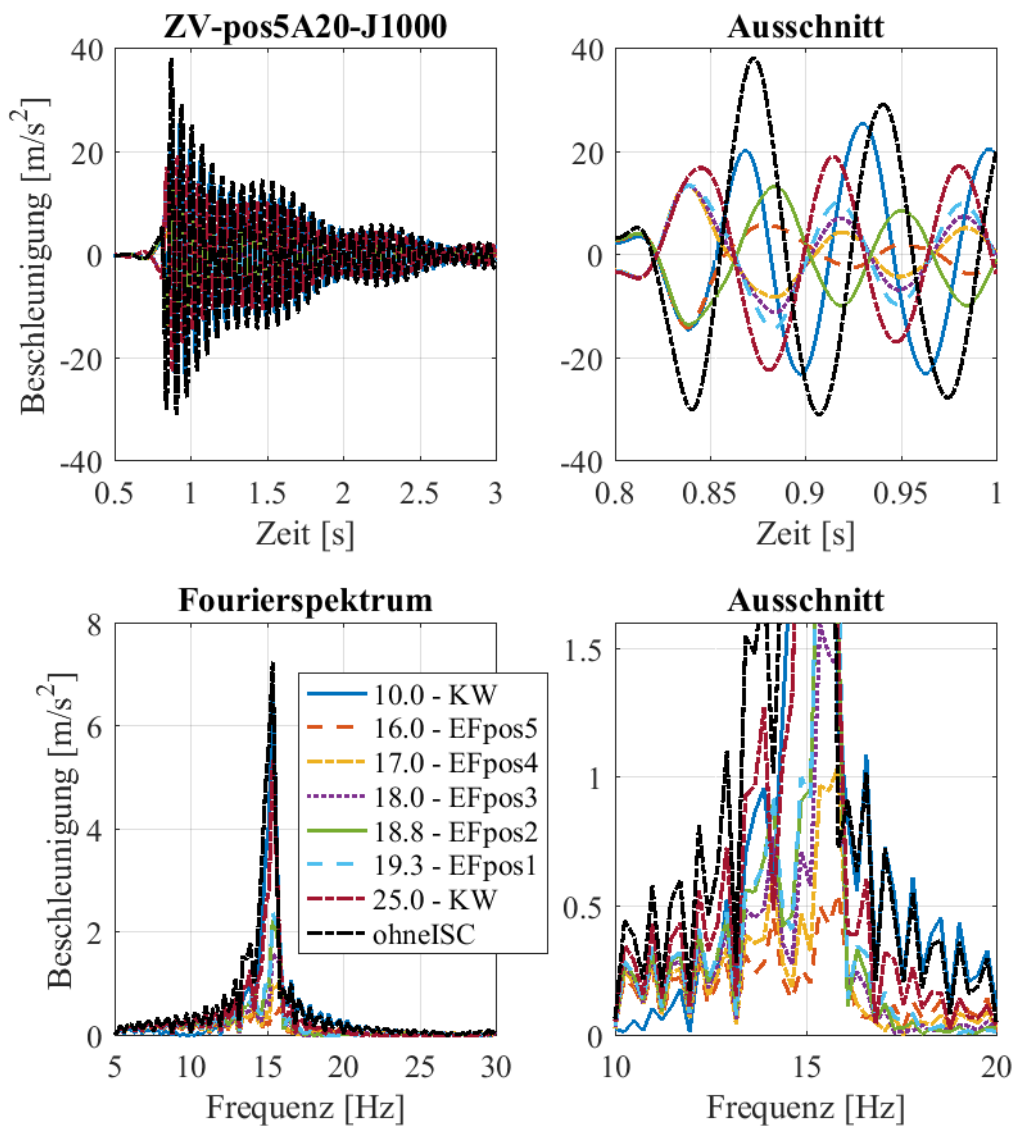


Bild 5.4: Gemessene residuale Schwingungen nach posenabhängigem Input-Shaping.

werden. Für die Eigenmode in X-Richtung bei stehender Pinole in Pose 5 bildet das identifizierte Modell nach Impulsanregung eine Eigenfrequenz zwischen 14,77 Hz und 15,81 Hz ab. Die Eigenfrequenz wird im Vergleich zum Ergebnis der experimentellen

Modalanalyse von 16 Hz zu klein geschätzt. Nach der Theorie, in der sich die Sensitivitätskurve an der normalisierten Frequenz von 1 spiegelt (siehe Bild 5.2), kann die minimal identifizierte Eigenfrequenz von 14,77 Hz an 16 Hz gespiegelt im Maximum wie 17,23 Hz betrachtet werden. Wird diese Frequenz gedanklich in die Verläufe in Bild 5.4 eingeordnet, ist mit Amplituden der residualen Schwingungen von circa  $9 \text{ m/s}^2$  zu rechnen. Im Vergleich zu der maximalen Amplitude der residualen Schwingungen nach Verfahrbewegungen der Struktur ohne Input Shaping würde dies einer Reduktion von 76% entsprechen, 9 % weniger als bei der experimentell gemessenen Eigenfrequenz von 16 Hz.

Werden die Identifikationsergebnisse für die generalisierten Koordinaten  $\alpha$  und  $\beta$  betrachtet, so ist für diese Eigenmoden mit besseren Ergebnissen bei Anwendung des Input Shapings zu rechnen. Die Eigenfrequenzen für die Biegemode in Z-Richtung bei Impulsanregung und bei stehender Achse in Pose 5 wurden durch das identifizierte Modell zwischen 14,1 Hz und 14,4 Hz (vgl. Bild 4.7) bestimmt. Die in der experimentellen Modalanalyse für diese Pose und Eigenmode gemessene Eigenfrequenz beträgt 14,4 Hz. Mit diesem Ergebnis sind nach Bild 5.2 die zu erwartenden residualen Schwingungen im Bereich von circa 3,5 % der ursprünglichen Schwingungen ohne Input Shaping angesiedelt. Für die Torsionsmode (gemessene Eigenfrequenz: 20,25 Hz, identifizierte Eigenfrequenz: 19,0-21,3 Hz) sind nach Bild 5.2 residuale Schwingungen mit Amplituden von circa 8,6 % zu erwarten. Für die effiziente Unterdrückung von residualen Schwingungen bei der Durchführung von Verfahrbewegungen ist die Güte des parametrisierten poseabhängigen Modells der Fahrständerstruktur genügend.

Im nächsten Abschnitt erfolgt die Diskussion und Bewertung des gesamten vorgestellten Modellierungsansatzes des parametrisierten poseabhängigen Modells der Fahrständerstruktur. Dafür werden die in Kapitel 0 aufgestellten Kriterien auf den Ansatz angewendet und diskutiert.

## 5.2 Bewertung des Gesamtansatzes

Für die Schwingungsreduktion sowie die Anwendung in virtuellen Werkzeugmaschinen wurde innerhalb dieser Arbeit ein parametrisches, physikalisches Modell einer Werkzeugmaschinenstruktur hergeleitet. Das Modell bildet das poseabhängige, dynamische Verhalten einer seriellen Kinematik mit werkzeugseitiger Bewegung ab. Die Parametrierung erfolgt online im Betrieb der Werkzeugmaschine und in Abhängigkeit der Pose im Arbeitsraum. Das mithilfe der experimentellen Modellbildung erstellte Modell dient zur Auslegung hochdynamischer Regelungen, beziehungsweise zur Auslegung von Schwingungsreduktionsalgorithmen und Trajektorien.

Dafür liegt das Modell als handhabbare mathematische Beschreibung in Form von Systemmatrizen vor, welche entweder als DGL zweiter Ordnung oder transformiert in den Zustandsraum verwendet werden können. Damit können Regel- oder Schwingungsreduktionsalgorithmen sowie Trajektorien mit Hilfe des Modells ausgelegt werden. Das Modell kann im Takt von 1 ms auf dem CACE-System berechnet werden. Ausgehend von der Modellordnung ist das Modell auf gängiger Steuerungshardware rechenbar. Die Verwendung des Modells in Kombination mit nachgelagerten Regelungsalgorithmen bedingt eventuell die Verarbeitung von Matrizenrechenoperationen. Die Fähigkeit industrieller Steuerungstechnik dazu muss individuell je nach Anwendungsfall geprüft werden.

Das identifizierte Modell ist für die Schwingungsunterdrückung durch Input Shaping unter der Annahme, dass die residualen Schwingungen aufgrund der Verfahrbewegung nach Anwendung der Methode im Bereich unter 10 % der ursprünglich zu erwartenden Schwingungen liegen, hinreichend genau. Da das Modell an dem realen System über den gesamten Arbeitsraum abgeglichen wird und der Abgleich dauerhaft auch während des gesamten Lebenszyklus der Werkzeugmaschinenstruktur möglich ist, können Algorithmen zuverlässig mit dem Modell ausgelegt werden. Veränderungen im dynamischen Verhalten der realen Struktur werden in das Modell übernommen.

Jedoch gibt es auch Einschränkungen bei der Validität des Lösungsansatzes. Die Identifikation der Modellparameter wurde bislang für die Identifikation bei stehender Pinole,

d.h. bei konstantem dynamischem Verhalten der realen Anlage für den jeweiligen Identifikationszeitpunkt, und für jede Eigenmode entkoppelt als SISO-System validiert. Dabei bildet das Modell die Eigenfrequenz für die Biegemode in Z-Richtung sowie für die Torsionsmode sehr gut ab. Bei der Identifikation der dominanten Eigenfrequenz der Biegemode in X-Richtung trat die Schwierigkeit auf, dass diese Schwingrichtung bzw. Eigenmode nicht losgelöst von der Schwingung in Z-Richtung angeregt werden konnte. Dementsprechend wurde diese Frequenz weniger genau, zwischen die Eigenfrequenzen der jeweiligen Schwingrichtung, geschätzt.

Diesem Verhalten liegt die Problematik der ausreichenden, fortdauernden Anregung aller relevanten Schwingrichtungen der Fahrständerstruktur zugrunde. Aufgrund des Übersprechens der Achsen müsste die Fahrständerstruktur als MIMO-System identifiziert werden. Dafür muss das reale System in allen relevanten Bewegungsrichtungen angeregt werden können. Bei einer Werkzeugmaschine mit drei translatorischen Achsen ist dies prinzipiell möglich. Jedoch ist der Laborprototyp, an welchem der Ansatz validiert wird, zum Zeitpunkt der Untersuchung auf zwei aktiv ansteuerbare Achsen begrenzt.

Weiterhin stellt die fortdauernde Anregung eine Schwierigkeit dar. Die Impulsanregung liefert mitunter die besten Ergebnisse für die Identifikation der Modellparameter. Jedoch klingt die Anregung sehr schnell ab und die Identifikation muss, bis das System erneut angeregt wird, eingestellt werden. Für eine Parameteridentifikation im Betrieb der Werkzeugmaschinenstruktur würde dies bedeuten, dass nur zu Zeitpunkten, an denen alle Schwingrichtungen gleichzeitig angeregt werden, eine Identifikation stattfinden kann. Dies tritt beim gleichzeitigen Starten und Stoppen von Verfahrbewegungen sowie bei Schlägen und Störungen in allen drei translatorischen Achsrichtungen ein, was im realen Produktionsbetrieb einer Werkzeugmaschine selten vorkommt.

Für die Anwendung in der Schwingungsreduktion bedeutet dies, dass die reale Anlage im Betrieb noch seltener als angenommen und weniger stark, das heißt mit kleineren Amplituden und damit kürzeren Ausschwingzeiten, schwingen dürfte. Damit wird die gleichzeitige, dauerhafte Anregung in allen Achsen durch den Betrieb der Maschine außerhalb der Zerspanung sehr schwierig sein. Die Durchführung separater Messzyklen

kann hier Abhilfe schaffen. Die Anforderung aus dem Kapitel 0, dass der reguläre Produktionsbetrieb der Maschine für Modellbildung und Parameteridentifikation nicht beeinträchtigt werden darf, wird von dem vorgestellten Ansatz daher nicht gänzlich eingehalten. Jedoch können notwendige Messzyklen vollständig automatisiert und mit geringem zeitlichem Einsatz durchgeführt werden.

Die Problematik der fortdauernden Anregung tritt auch bei der Identifikation bei fahrender Pinole, d.h. bei sich ändernder Dynamik des realen Systems, auf. Die Online-Parameteridentifikation bei fahrender Pinole mit Impulsanregung liefert qualitativ zufriedenstellende Ergebnisse. Für eine belastbare Aussage hinsichtlich quantitativer Ergebnisse ist beim jetzigen Stand des Laborprototyps die Versuchsdurchführung nicht ausreichend reproduzierbar. Nach einer Erweiterung des Versuchsstands um eine dritte automatisierte Achse ist eine qualitative Aussage über die Güte der Online-Parameteridentifikation bei fahrender Pinole möglich.

Das parametrische Ersatzmodell aus Bild 3.2 mit zwei starren Körpern, verfahrbarer Pinole und identifizierbaren Feder- und Dämpferparameter lässt sich auf jede Fahrständerstruktur anwenden, die drei dominante Eigenmoden in Form von Biegemoden in X- und Z-Richtung sowie als Torsionsmode des Fahrständers aufweist. Die Reihenfolge des Auftretens ist dabei irrelevant. Das parametrische Modell ist für diese Voraussetzungen herstellerneutral und wiederverwendbar. Der Modellierungsaufwand bei Änderungen beschränkt sich auf die automatische Nachparametrierung der Modellparameter. Die Online-Parameteridentifikation kann zukünftig als automatischer Messzyklus gestaltet werden, sodass keine Interaktion von Experten benötigt wird, um die parametrisierten Modelle zu interpretieren oder weiterzuverarbeiten. Eine Konfiguration oder Vorparametrierung des parametrischen Modells kann von Fachpersonal durchgeführt werden.

Für die Parametrierung des Fahrständermodells werden aktuell drei Beschleunigungssensoren mit Verstärkern benötigt, deren Messsignale über analoge Eingänge dem CACE-System bzw. der Steuerungshardware zugeführt werden müssen. Das Anregungssignal kann als Motorstrom, -geschwindigkeit oder dazu proportionale Größen aus dem

Antrieb entnommen werden. Bei Impulsanregung kann alternativ dazu das Anregungssignal mit einem vierten Beschleunigungssensor gemessen werden oder als idealer Dirac-Impuls betrachtet werden. Letzteres stellt jedoch lediglich eine Approximation des Anregungssignals dar. Für die Online-Parametrierung des Modells wird zusätzliche Hardware in Form von Beschleunigungssensoren, Verstärkern und Eingangsklemmen benötigt. Je nach Anwendungsgebiet und der notwendigen Genauigkeit des Modells kann über den Einsatz kostengünstiger MEMS-Beschleunigungssensoren, wie sie in der Unterhaltungsindustrie eingesetzt werden, nachgedacht werden.

Insgesamt werden die Forderungen, die auch an den Stand der Technik in Kapitel 2 gestellt wurden, nahezu vollständig durch den vorliegenden Ansatz erfüllt. Der Ansatz stellt eine Kombination aus theoretischer und experimenteller Modellbildung dar, welche in virtuellen Werkzeugmaschinen auch für die zuverlässige Reglerauslegung verwendet werden kann. Das Modell bildet durch die Identifikation der Modellparameter das reale dynamische Verhalten der Maschine im Rahmen der Genauigkeit der verwendeten Methoden ab. Der Nachteil davon ist jedoch, dass ein realer Prototyp, an welchem die Identifikation durchgeführt wird, notwendig ist. Das erfordert einen höheren Ressourcen- und Zeiteinsatz als eine alleinige Simulation. Simulationen ohne Abgleich an realen Systemen sind für die Simulation, Auslegung und Optimierung von Anlagen im Vorfeld des Aufbaus des physischen Systems geeignet. Eine zuverlässige Reglerauslegung darauf ist jedoch nicht möglich. Dieser Konflikt zwischen virtuellem und experimentellem Engineering ist mit den aktuellen Möglichkeiten der Simulationstechnik nicht aufzuheben.

---

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Große serielle Werkzeugmaschinenstrukturen mit werkzeugseitiger Bewegung, wie Maschinen mit Fahrständer- und Gantrybauweise, zeigen in der Regel ein poseabhängiges dynamisches Verhalten. Ist dieses zuverlässig über den gesamten Arbeitsraum bekannt und mathematisch beschrieben, so können die Antriebsregelung sowie Algorithmen zur Schwingungsreduktion, beispielsweise schwingungsarme Solltrajektorien, darauf ausgelegt werden. Dies wirkt sich in einer möglichen Steigerung der Dynamik von Verfahrbewegungen und somit einer erhöhten Produktivität, beziehungsweise einer möglichen Reduktion bewegter Masse bei gleichbleibender Produktivität, aus.

Für die Modellierung des poseabhängigen dynamischen Strukturverhaltens sind in der Literatur sowohl theoretische als auch experimentelle Ansätze bekannt. Die theoretische Modellierung nutzt meist die Substrukturtechnik mit unterschiedlichen Kopplungsmethoden. Verfahrbewegungen werden durch sich öffnende und schließende Kopplungselemente oder durch die Auswertung ordnungsreduzierter Modellvarianten in unterschiedlichen Posen modelliert. Allgemein haben die Methoden den Nachteil, dass sie entweder gar nicht oder nur teilweise am realen dynamischen Verhalten der Werkzeugmaschinenstruktur innerhalb des Arbeitsraums verifiziert werden. Experimentelle Ansätze, wie beispielsweise die Operational Modal Analysis, werden für gewöhnlich nicht im gesamten Arbeitsraum durchgeführt, außerdem liegt ein nichtparametrisches Modell als Ergebnis vor.

Solange die mathematischen Modelle der Werkzeugmaschinenstruktur nicht in jeder Pose am realen dynamischen Verhalten verifiziert und daran angepasst werden, ist eine Reglerauslegung oder Schwingungsreduktion nicht zuverlässig möglich. Die vorliegende Arbeit behandelt daher die Bereitstellung eines parametrischen Modells, welches das reale, poseabhängige dynamische Verhalten einer seriellen Werkzeugmaschinenstruktur

mit werkzeugseitiger Bewegung über den gesamten Arbeitsraum abbildet. Dafür werden die Modellparameter einer Fahrständerwerkzeugmaschinenstruktur während des Betriebs auf Basis maschineninterner Signale als auch zusätzlich an die Struktur angebrachter Beschleunigungssensoren an das aktuelle, reale Maschinenverhalten angepasst.

Das parametrische Modell der Fahrständerwerkzeugmaschinenstruktur wurde als Finite-Segmente-Ansatz mit Hilfe der Beschreibung starrer Mehrkörpersysteme erstellt. Das mechanische Ersatzsystem, bestehend aus jeweils einer Masse für den Fahrständer und die Pinole, bildet die Kinematik der Fahrständerstruktur mit drei angetriebenen translatorischen Bewegungsfreiheitsgraden ab. Die flexible Anbindung des Fahrständers über Feder-Dämpfer-Elemente an das Fundament modelliert zwei dominante Biegemoden und eine Torsionsmode des Fahrständers. Die dynamischen Eigenschaften der Fahrständerstruktur sind dabei über die Feder- und Dämpferparameter sowie über die Massen des Fahrständers und der Pinole definiert. Das reale poseabhängige dynamische Verhalten wird nachgebildet, indem die Feder- und Dämpferparameter in Abhängigkeit der Pose und des aktuellen Zustands der realen Maschine online parametrisiert werden.

Auf Basis der linearisierten Bewegungsgleichung, welche aus dem mechanischen Ersatzmodell abgeleitet ist, wurden die Schätzgleichungen für die Online-Identifikation der Feder- und Dämpferparameter für das entkoppelte System für jeden flexiblen Freiheitsgrad einzeln hergeleitet. Die Schätzgleichungen beruhen auf der Methode der Rekursive Least Squares. Mit ihnen findet die Parameteridentifikation online im Betrieb der Maschine, jedoch nicht während des Bearbeitungsprozesses, statt. Die Verifikation der online Parameteridentifikation wurde am Laborprototyp einer Leichtbaufahrständermaschine durchgeführt, indem die Struktur mit Impulsen, Sprüngen und definierten Verfahrbewegungen beaufschlagt wurde und dabei die Modellparameter bei stehender und fahrender Pinole geschätzt wurden.

In Versuchen mit stehender Achse beträgt die prozentuale Abweichung der aus dem parametrisierten Modell abgeleiteten und am realen Versuchsstand gemessenen Eigenfrequenzen 2,12 % für die erste Biegemode, 6,2 % für die Torsionsmode und ein

Wert zwischen 7,7 % und 18,8 % je nach verwendeter Anregung für die zweite Biegemode. Diese größeren Abweichungen liegen am Übersprechen der Achsen des Laborprototyps und an der damit verbundenen schwierigen losgelösten Anregung der zweiten Biegemode. Die Versuche mit fahrender Pinole zeigen, dass eine Änderung der Modellparameter durch die Online-Identifikation erkannt und die Änderung der Parameter plausibel geschätzt wird. Insgesamt sind die Ergebnisse der online-Parameteridentifikation maßgeblich von der fortdauernden Anregung sowie von der Berücksichtigung des Übersprechens der Achsen am realen Prototyp abhängig. Die Schätzgleichungen wurden unter der Annahme entkoppelter SISO-Systeme für jede Eigenmode hergeleitet. In zukünftigen Arbeiten sollte das Verfahren auf ein MIMO-System erweitert und auf einer vollständigen Werkzeugmaschine validiert werden.

Der gesamte Modellierungsansatz wurde für die Schwingungsunterdrückung durch Input Shaping am Laborprototyp der Leichtbaufahrständermaschine validiert. Das identifizierte Modell ist dafür so genau, dass residuale Schwingungen aufgrund der Verfahrbewegung nach Anwendung der Methode bei weniger als 10 % der ursprünglich zu erwartenden Schwingungen liegen. Das parametrische Modell in Form von Systemmatrizen kann entweder als DGL zweiter Ordnung oder transformiert in den Zustandsraum verwendet werden. Damit können Regel- oder Schwingungsreduktionsalgorithmen sowie intelligente Sollwerte mithilfe des Modells ausgelegt werden.

Weiterhin kann das Wissen um das posenabhängige dynamische Strukturverhalten auch für Condition Monitoring, die Optimierung der Konstruktion u.v.m. verwendet werden. Der Ansatz bietet beispielsweise die Möglichkeit, die Herausforderungen der Energie- und Ressourceneinsparung an Werkzeugmaschinen im Rahmen der EU-Richtlinie 2009/125/EG vollumfänglich anzunehmen und umzusetzen. Mit der Kenntnis des posenabhängigen dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinenstrukturen und den darauf aufbauenden Algorithmen zur Schwingungsreduktion könnten reduzierte Steifigkeiten in Strukturbauteilen, welche aufgrund einer Massenreduktion entstehen, ausgeglichen werden. Der Ansatz kann auch auf andere mechanische Systeme mit posenabhängigem dynamischem Verhalten, wie beispielsweise kartesische Gantry-Roboter, 3-D-Drucker und Regalbediengeräte, ausgeweitet und getestet werden.

---

## A. Anhang – Annahme von Modellparametern für die Simulation

Tabelle 6.1: Modellparameter für den Vergleich des linearen und nichtlinearen Modells.

<b>Parameter</b>	<b>Maßzahl und Maß- einheit</b>	<b>Parameter</b>	<b>Maßzahl und Maß- einheit</b>
$m_1$	95 kg	$c_1$	1.141e6 Nm/rad
$m_2$	25 kg	$c_2$	1.496e5 Nm/rad
$L_Y$	1.4 m	$c_3$	1.670e6 Nm/rad
$L_Z$	-0.2 m	$d_1$	415 Nms/rad
		$d_2$	34 Nms/rad
		$d_3$	575 Nms/rad

---

## B. Anhang – Technische Daten des Versuchsstands und des eingesetzten Messequipments

Tabelle 6.2: Konstruktive Daten des Laborprototyps der Leichtbauwerkzeugmaschinenstruktur.

<b>Baugruppen</b>	<b>Eigenschaften</b>
Fahrständer	<p>Konstruktion und Abmaße siehe Bild 3.5.</p> <p>Material: Aluminium-Strebenprofile, Kantenlänge 45 mm, Bolzenverbinder.</p> <p>Masse: ca. 80 kg.</p> <p>Linearführungen und Führungswägen: Hiwin, HGR15-R1800-H und HGL15CA-Z0-H.</p> <p>Verfahrensbewegung X: ca. 2500 mm auf ZR-Vorschubachse, angesteuert durch CACE-System und Siemens-Starter.</p>
Pinole	<p>Konstruktion und Abmaße siehe Bild 3.5.</p> <p>Material: Aluminium-Strebenprofile, Kantenlänge 45 mm, Bolzenverbinder.</p> <p>Masse: ca. 20 kg.</p> <p>Verfahrensbewegung Y-Richtung: 1135mm; angesteuert durch CACE-System.</p> <p>Verfahrensbewegung Z-Richtung: 260mm, manuelle Einstellung.</p>

Tabelle 6.3: Technische Daten der Antriebe des Laborprototyps.

	<b>Antrieb Y-Richtung</b>	<b>Antrieb X-Richtung</b>
Typ	Indradrive CS MSM041B-0300	Siemens 1 FT7086-5AH71-1CAO (2 Stk. Im Verbund)
Firma	Bosch Rexroth	Siemens
Technische Daten	Max. Drehzahl: 4500 1/min ; Max. Drehmoment: 7,1 Nm Max. Strom: 1 A Polpaarzahl: 4 Trägheitsmoment: 0,87 kgmm <sup>2</sup> Planetengetriebe mit Übersetzung $i = 12$	Max. Drehzahl: 4500 1/min Max. Drehmoment: 28 Nm Max. Leistung: 4,71 kW Planetengetriebe mit Übersetzung $i = 16$ Ritzeldurchmesser $d = 84,88\text{mm}$

Tabelle 6.4: Technische Daten des benutzten CACE-Systems.

<b>Bezeichnung</b>	<b>Firma</b>	<b>Eigenschaften</b>	
Plattform CACE-System	dSpace	Realtime-Interface RTI 1005	
Software	Matlab, Matlab Simulink	R2010b	
	dSpace	Control Desk 3.9	
Messkarten	dSpace	DS2002	32-kanalige A/D Analog-Digital-Konverter mit 16-Bit-Auflösung
		DS4001	Pulsweitenmodulation und digitale Ein- und Ausgänge
		DS3001	5 kanalige digitale Encoder-Karte
		DS2102	6-kanalige D/A-Wandler, 16 Bit-Auflösung

Tabelle 6.5: Technische Daten der eingesetzten Beschleunigungssensoren.

	<b>Eigenschaften</b>
Typ	Beschleunigungssensoren ICP 352C33 + Verstärker 482C05
Firma	PCB Piezotronics
Technische Daten	Empfindlichkeit Sensoren: 100mV/g. Messfrequenz: 10kHz Interner Verstärkungsfaktor in der Verstärkereinheit: 10

Tabelle 6.6: Technische Daten Modalanalysesystem und Messeinstellungen für die Modalanalyse Kapitel 3.4.2.

Bezeichnung	Modalanalysesystem
Hersteller	LMS
Typ	SCM-01
Software	11 A
Beschleunigungs- sensoren	Modell 333B30
Hammer	Impact Hammer 086D50
<b>Eigenschaft</b>	<b>Einstellung</b>
Bandbreite	512 Hz
Spektrallinien	1024
Aufnahmezeit	2 s
Fenster	Input: Force-Exponential Output: Exponential
Prinzip	Roving Hammer
Auswertung	H1-Methode

---

## C. Anhang – Satz zur Matrizeninversion

Satz zur Matrizeninversion nach (Isermann 1992):

„Wenn  $A$ ,  $C$  und  $(A^{-1} + BC^{-1}D)$  nichtsinguläre quadratische Matrizen sind und

$$E = [A^{-1} + BC^{-1}D]^{-1} \quad (6.1)$$

ist, dann gilt

$$E = A - AB(DAB + C)^{-1}DA . " \quad (6.2)$$

---

## Lebenslauf

### Persönliche Daten:

Stefanie Apprich

14. Mai 1985

Aalen

ledig

Eltern

Gebhard Apprich und Gertraud Apprich  
(geb. Wagner)

### Schulbildung:

09/91 bis 07/95

Grund- und Hauptschule Hofherrnwei-  
ler/Unterrombach, Aalen

09/95 bis 06/04

Schubart-Gymnasium, Aalen

### Studium:

10/04 bis 07/10

Studium Maschinenbau mit Fachrichtung  
Mechatronik an der Technischen Universität  
Darmstadt

### Berufstätigkeit:

10/10 bis 10/17

Wissenschaftliche Mitarbeiterin am Institut  
für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschi-  
nen und Fertigungseinrichtungen (ISW) der  
Universität Stuttgart

seit 11/2017

Entwicklungsingenieurin bei Schuler Pres-  
sen GmbH

---

## Literaturverzeichnis

- Abele et al. 2013** Abele, Eberhard; Schäfer, Dominik, 2013. Simulation von Torsionsratterschwingungen: Neuer Ansatz zur simulationsbasierten Vorhersage beim Bohren. *wt Werkstatttechnik online* **103** (1/2), S. 63–68
- Albertelli et al. 2013** Albertelli, P; Goletti, M; Monno, M., 2012. An improved receptance coupling substructure analysis to predict chatter free high speed cutting Conditions. In: *8th CIRP Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering, Procedia CIRP 12 (2013)*, 18.-20. Juli, Ischia, Italy, S. 19–24
- Altintas 2012** Altintas, Yusuf, 2012. *Manufacturing automation: Metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design*. 2 Aufl. Cambridge, New York : Cambridge University Press. ISBN 978-0-521-17247-9
- Altintas et al. 1995** Altintas, Yusuf; Budak, Erhan, 1995. Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* **44** (1), S. 357–362  
DOI: 10.1016/S0007-8506(07)62342-7
- Altintas et al. 2000** Altintas, Yusuf; Erkorkmaz, Kaan; Zhu, Wen-Hong, 2000. Sliding Mode Controller Design for High Speed Feed Drives. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* **49** (1), S. 265–270  
DOI: 10.1016/S0007-8506(07)62943-6
- Altintas et al. 2005** Altintas, Yusuf; Brecher, Christian; Weck, Manfred; Witt, Stephan Tobias, 2005. Virtual Machine Tool. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* **54** (2), S. 115–138  
DOI: 10.1016/S0007-8506(07)60022-5

- Altintas et al. 2010** Altintas, Yusuf; Sencer, Burak, 2010. Identification of 5-Axis Machine Tools Feed Drive Systems for Contouring Simulation. In: *4th CIRP International Conference on High Performance Cutting, Proceedings*, 24.-26. Oktober, Gifu, Japan
- Altintas et al. 2011** Altintas, Yusuf; Verl, Alexander; Brecher, Christian; Uriarte, Luis; Pritschow, Günther, 2011. Machine tool feed drives. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* **60** (2), S. 779–796  
DOI: 10.1016/j.cirp.2011.05.010
- Altintas et al. 2012** Altintas, Yusuf; Khoshdarregi, Mohammad Rezayi, 2012. Contour error control of CNC machine tools with vibration avoidance. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* **61** (1), S. 335–338  
DOI: 10.1016/j.cirp.2012.03.132
- Antoulas 2005** Antoulas, Athanasios C., 2005. *Approximation of Large-scale Dynamical Systems*. Philadelphia : Society for Industrial and Applied Mathematics, SIAM. Advances in design and control 6. ISBN 9780898718713
- Apprich et al. 2015** Apprich, Stefanie; Wulle, Frederik; Lechler, Armin; Pott, Andreas; Verl, Alexander, 2015. Pose-dependency of Machine Tool Structures: Appearance, Consequences, and Challenges for Lightweight Large-Scale Machines. *World Academy of Science, Engineering and Technology* **9** (10), S. 1763–1770, 2015
- Armarego et al. 1969** Armarego, E. J. A; Brown, Robert H., 1969. *The machining of metals* : Prentice-Hall: Englewood Cliffs, N.J
- Bauchau 2011** Bauchau, Olivier Andre, 2011. *Flexible Multibody Dynamics*. Dordrecht, New York : Springer. Solid mechanics and its applications 176. ISBN 978-94-007-0334-6
- Baur 2015** Baur, Matthias, 2015. *Aktives Dämpfungssystem zur Ratterunterdrückung an spanenden Werkzeugmaschinen: Entwurf und experimentelle Validierung*, Zugl.: München, Techn. Univ., Diss., 2014.

München : Utz.  
Forschungsberichte IWB 290.  
ISBN 978-3-8316-4408-7

**Becker et al. 1975**

Becker, Ernst; Bürger, Wolfgang, 1975.  
*Kontinuumsmechanik: Eine Einführung in die Grundlagen und einfache Anwendungen.*  
Stuttgart : Teubner.  
Teubner-Studienbücher : Mechanik Bd. 20.  
ISBN 9783519023197

**Benner et al. 2005**

Benner, Peter; Mehrmann, Volker L; Sorensen, Danny C., 2005.  
*Dimension reduction of large-scale systems: Proceedings of a workshop held in Oberwolfach, Germany, October 19-25, 2003.*  
Berlin, New York : Springer.  
Lecture notes in computational science and engineering 45.  
ISBN 978-3-540-27909-9

**Berkemer 2003**

Berkemer, Joachim, 2003.  
*Gekoppelte Simulation von Maschinendynamik und Antriebsregelung unter Verwendung linearer Finite Elemente Modelle*, Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2003.  
Stuttgart : Inst. für Statik und Dynamik der Luft- und Raumfahrtkonstruktionen.  
Bericht aus dem Institut / Institut für Statik und Dynamik der Luft- und Raumfahrtkonstruktionen, Universität Stuttgart 39.  
ISBN 9783930683505

**Bohn et al. 2016**

Bohn, Christian; Unbehauen, Heinz, 2016.  
*Identifikation dynamischer Systeme: Methoden zur experimentellen Modellbildung aus Messdaten.*  
Wiesbaden, s.l. : Springer Fachmedien.  
ISBN 978-3-8348-1755-6

**Brecher 2009**

Brecher, Christian (Hrsg.), 2009.  
*Effiziente Methodiken und durchgängige Werkzeuge zur Modellerstellung digitaler Produktionseinrichtungen.*  
Düsseldorf : VDI-Verl.  
ISBN 978-3-18-367102-1

**Brecher et al. 2004**

Brecher, Christian; Witt, Stephan Tobias, 2004.  
Static, Dynamic and Thermal Behaviour of Machine Tools with Regard to HPC.

- In: *CIRP International Conference High Performance Cutting, CIRP Proceedings*, 19.-20. Oktober, Aachen, S. 227–242
- Brecher et al. 2015** Brecher, Christian; Altstädter, Harald; Daniels, Matthias, 2015.  
Axis Position Dependent Dynamics of Multi-axis Milling Machines.  
In: *15th CIRP Conference on Modelling of Machining Operations, Procedia CIRP 31 (2015)*, 11.-12. Juni, Karlsruhe, S. 508–514
- Brecher et al. 2016a** Brecher, Christian; Fey, Marcel; Daniels, Matthias, 2016. Schwingungseigenschaften effizient vorausbestimmen.: Frequenzbasierte Kopplungsrechnungen zur Eigenschaftsprognose in der Produktentwicklung.  
*wt Werkstatttechnik online* **106** (5), S. 294–301
- Brecher et al. 2016b** Brecher, Christian; Fey, Marcel; Daniels, Matthias, 2016. Modeling of Position-, Tool- and Workpiece-Dependent Milling Machine Dynamics.  
*De Gruyter Open - High Speed Machining* (2), S. 15–25  
DOI: 10.1515/hsm-2016-0002
- Brecher et al. 2016c** Brecher, C; Fey, M; Daniels, M., 2016. Substructure coupling approach to parameterization of passive dynamic auxiliary systems.  
*Production Engineering* **10** (3), S. 351–360  
DOI: 10.1007/s11740-016-0669-4
- Bremer et al. 1992** Bremer, Hartmut; Pfeiffer, Friedrich, 1992.  
*Elastische Mehrkörpersysteme*.  
Stuttgart : B.G. Teubner.  
Teubner-Studienbücher. Mechanik.  
ISBN 9783519023746
- Budak et al. 1998** Budak, Erhan; Altintas, Yusuf, 1998. Analytical Prediction of Chatter Stability in Milling—Part II: Application of the General Formulation to Common Milling Systems.  
*Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* **120** (1), S. 31  
DOI: 10.1115/1.2801318
- Cook 2001** Cook, Robert Davis, 2001.  
*Concepts and applications of finite element analysis*.  
4 Aufl.  
New York, NY : Wiley.  
ISBN 978-0471356059

- da Silva et al. 2009** da Silva, Maira M; Bröls, Olivier; Desmet, Wim; van Brussel, Hendrik, 2009. Integrated structure and control design for mechatronic systems with configuration-dependent dynamics.  
*Mechatronics* **19** (6), S. 1016–1025  
DOI: 10.1016/j.mechatronics.2009.06.006
- da Silva, Maíra M. et al. 2008** da Silva, Maíra M; Desmet, Wim; van Brussel, Hendrik, 2008. Design of Mechatronic Systems With Configuration-Dependent Dynamics: Simulation and Optimization.  
*IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* **13** (6), S. 638–646  
DOI: 10.1109/TMECH.2008.2003957
- da Silva, Maíra M. et al. 2009** da Silva, Maíra M; Bröls, Olivier; Swevers, Jan; Desmet, Wim; van Brussel, Hendrik, 2009. Computer-aided integrated design for machines with varying dynamics.  
*Mechanism and Machine Theory* **44** (9), S. 1733–1745  
DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2009.02.006
- Denkena et al. 2011** Denkena, Berend; Tönshoff, Hans Kurt, 2011. *Spanen: Grundlagen*. 3., bearb. u. erw. Aufl. Wiesbaden : Springer Fachmedien. VDI-Buch. ISBN 978-3642197710
- Dietmair et al. 2009** Dietmair, Anton; Verl, Alexander, 2009. Drive Based Vibration Reduction for Production Machines.  
*MM Science Journal* **2009** (03), S. 130–134  
DOI: 10.17973/MMSJ.2009\_10\_20090604
- Dresig et al. 2007** Dresig, Hans; Holzweissig, Franz, 2007. *Maschinendynamik*. 8., neu bearb. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York, NY : Springer. ISBN 3540720324
- Dupont et al. 2002** Dupont, Pierre; Hayward, Vincent; Armstrong, Brian; Altpeter, Friedhelm, 2002. Single state elastoplastic friction models.  
*IEEE Transactions on Automatic Control* **47** (5), S. 787–792  
DOI: 10.1109/TAC.2002.1000274
- Erkorkmaz et al. 2001a** Erkorkmaz, Kaan; Altintas, Yusuf, 2001. High speed CNC system design. Part III: high speed tracking

- and contouring control of feed drives.  
*International Journal of Machine Tools and Manu-  
 facture* **41**, S. 1637–1658  
 DOI: 10.1016/S0890-6955(01)00004-9
- Erkorkmaz et al. 2001b** Erkorkmaz, Kaan; Altintas, Yusuf, 2001. High speed CNC system design. Part II: modelling and identification of feed drives: Modeling and identification of feed drives.  
*International Journal of Machine Tools and Manu-  
 facture* **41** (10), S. 1487–1509  
 DOI: 10.1016/S0890-6955(01)00003-7
- Erkorkmaz et al. 2007** Erkorkmaz, Kaan; Wong, Wilson, 2007. Rapid identification technique for virtual CNC drives.  
*International Journal of Machine Tools and Manu-  
 facture* **47** (9), S. 1381–1392  
 DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2006.08.025
- Erkorkmaz et al. 2013** Erkorkmaz, Kaan; Hosseinkhani, Y., 2013. Control of Ball Screw Drives based on Disturbance Response Optimization.  
*CIRP Annals - Manufacturing Technology* **62** (1), S. 387–390  
 DOI: 10.1016/j.cirp.2013.03.138
- Estrada Vargas et al. 2010** Estrada Vargas, Ana Paula; Lopez-Mellado, Ernesto; Lesage, Jean-Jacques; Estrada-Vargas, Ana Paula, 2010.  
 An Identification Method for PLC-Based Automated Discrete Event Systems.  
 In: *49th IEEE Conference on Decision and Control*, 15.-17. Dezember, Atlanta, GA, USA, S. 6740–6746
- Estrada-Vargas et al. 2012** Estrada-Vargas, Ana Paula; López-Mellado, Ernesto; Lesage, Jean-Jacques, 2012. Input–output identification of controlled discrete manufacturing systems.  
*International Journal of Systems Science* **45** (3), S. 456–471  
 DOI: 10.1080/00207721.2012.724098
- Ewins 1986** Ewins, David John, 1986.  
*Modal Testing: Theory and practice*.  
 Reprint.  
 Letchworth : Research Studies Press LTD; Research Studies Pr.  
 Mechanical engineering research studies Engineering dynamics series 2.  
 ISBN 9780863800368

- Fleischer et al. 2012** Fleischer, Jürgen; Krauß, Martin, 2012. Physically Consistent Parameter Optimization for the Generation of Pose Independent Simulation Models Using the Example of a 6-axis Articulated Robot.  
In: *8th CIRP Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering, Procedia CIRP 12 (2013)*, 18.-20. Juli, Ischia, Italy, S. 217–221
- Fricke et al. 2001** Fricke, Holger; Sauter, Jürgen; Lauber, Boris; Meske, R; Himmler, Gerald; Hougardy, Peter; Müller, Ottmar; Neithardt, Wolfgang, 2001. Integrierte Topologie- und Gestaltoptimierung in der virtuellen Produktentwicklung.  
*Konstruktion (2001) (3)*, S. 56–65
- Friedrich et al. 2014** Friedrich, Christian; Stanicki, Andreas; Bröcker, Markus; Lechler, Armin; Verl, Alexander, 2014. A Robust Algorithm for Autotuning Controllers in Mechatronic Modules.  
*Advanced Materials Research* **1018**, S. 451–458  
DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.1018.451
- Friedrich et al. 2015** Friedrich, Jens; Gebele, Matthias A; Lechler, Armin; Verl, Alexander, 2015. Determining the Width and Depths of Cut in Milling on the Basis of a Multi-dexel Model.  
*World Academy of Science, Engineering and Technology* **9** (10), S. 1775–1780, 2015
- Friedrich et al. 2016** Friedrich, Jens; Hinze, Christoph; Lechler, Armin; Verl, Alexander, 2016. On-line learning artificial neural networks for stability classification of milling processes.  
In: *AIM 2016 - IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, 12.-15. Juli, Banff, Kanada, S. 357–364
- Friedrich et al. 2017** Friedrich, Jens; Hinze, Christoph; Renner, Anton; Verl, Alexander; Lechler, Armin, 2017. Estimation of stability lobe diagrams in milling with continuous learning algorithms.  
*Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* **43**, S. 124–134  
DOI: 10.1016/j.rcim.2015.10.003
- Guo et al. 2004** Guo, Y. B; Yen, David W., 2004. A FEM study on mechanisms of discontinuous chip formation in hard machining.  
*Journal of Materials Processing Technology* **155-**

- 156, S. 1350–1356  
DOI: 10.1016/j.jmatprotec.2004.04.210
- Hafla 2008**  
Hafla, Alexander, 2008.  
Vergleich zwischen Kaskaden- und Zustandsregelung.  
In: *ISW - 17. Lageregelseminar 2008, Vortrag*,  
4. April, Stuttgart
- Heidenhain GmbH 2017**  
Heidenhain GmbH 2017.  
*TNC 640 - Die Bahnsteuerung für Fräsmaschinen, Fräs-Dreh-Maschinen und Bearbeitungszentren*  
Verfügbar unter: [http://www.heidenhain.de/de\\_DE/produkte/cnc-steuerungen/tnc-640/](http://www.heidenhain.de/de_DE/produkte/cnc-steuerungen/tnc-640/)  
Zugriff am: 17.04.2017
- Heinze et al. 2015**  
Heinze, Tobias; Lechler, Armin; Verl, Alexander, 2015. Sliding bearing with adjustable friction properties.  
*CIRP Annals - Manufacturing Technology* **65** (1), S. 353–356  
DOI: 10.1016/j.cirp.2016.04.084
- Henninger et al. 2007**  
Henninger, Christoph; Eberhard, Peter, 2007.  
An investigation of pose-dependent regenerative chatter for a parallel kinematic milling machine.  
In: *12th IFToMM World Congress*,  
18.-21. Juni, Besançon, Frankreich
- Hoffmann 2008**  
Hoffmann, Frank, 2008.  
*Optimierung der dynamischen Bahngenauigkeit von Werkzeugmaschinen mit der Mehrkörpersimulation*.  
Aachen : Apprimus-Verl.  
Werkzeugmaschinen Bd. 8.  
ISBN 978-3-940565-12-9
- Hoffmann et al. 2005**  
Hoffmann, Frank; Brecher, Christian, 2005. Simulation von Verfahrenoperationen: Verfahrbare flexible Mehrkörpermodelle von Werkzeugmaschinen.  
*wt Werkstatttechnik online* **95** (7/8), S. 506–512
- Hoher et al. 2011**  
Hoher, Simon; Röck, Sascha, 2011. A contribution to the real-time simulation of coupled finite element models of machine tools – A numerical comparison.  
*Simulation Modelling Practice and Theory* **19** (7), S. 1627–1639  
DOI: 10.1016/j.simpat.2011.03.002
- Hosseinabadi et al. 2014**  
Hosseinabadi, Hadi A.H; Altintas, Yusuf, 2014.  
Modeling and active damping of structural vibrations in machine tools.

*CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology* **7** (3), S. 246–257  
DOI: 10.1016/j.cirpj.2014.05.001

**Ihlenfeldt et al. 2015**

Ihlenfeldt, Steffen; Frieß, Uwe; Wabner, Markus; Tehel, Robert, 2015. Berücksichtigung des positionsabhängigen Maschinenverhaltens innerhalb der Simulation: Dynamische Simulation holistischer FEM-Modelle.  
*wt Werkstatttechnik online* **105** (5), S. 275–284

**Isermann 1992**

Isermann, Rolf, 1992.  
*Identifikation dynamischer Systeme*.  
2., neubearb. und erw. Aufl.  
Berlin : Springer.  
Springer-Lehrbuch.  
ISBN 3-540-54924-2

**Jamaludin et al. 2008**

Jamaludin, Z; van Brussel, Hendrik; Swevers, Jan, 2008. Accurate motion control of xy high-speed linear drives using friction model feedforward and cutting forces estimation.  
*CIRP Annals - Manufacturing Technology* **57** (1), S. 403–406  
DOI: 10.1016/j.cirp.2008.03.037

**Jönsson et al. 2005**

Jönsson, Anders; Wall, Johan; Broman, Göran, 2005. A virtual machine concept for real-time simulation of machine tool dynamics.  
*International Journal of Machine Tools and Manufacture* **45** (7-8), S. 795–801  
DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2004.11.012

**Kamalzadeh et al. 2010**

Kamalzadeh, Amin; Gordon, Daniel J; Erkorkmaz, Kaan, 2010. Robust compensation of elastic deformations in ball screw drives.  
*International Journal of Machine Tools and Manufacture* **50** (6), S. 559–574  
DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2010.03.001

**Kienzle 1952**

Kienzle, O., 1952. Die Bestimmung von Kräften und Leistungen an spanenden Werkzeugen und Werkzeugmaschinen.  
*VDI Z* **94**, S. 299–302

**Kipfmüller 2010**

Kipfmüller, Martin, 2010.  
*Aufwandsoptimierte Simulation von Werkzeugmaschinen*, Zugl.: Karlsruhe, Univ., Diss., 2009.  
Aachen : Shaker.  
Forschungsberichte aus dem wbk, Institut für Produktionstechnik, Karlsruher Institut für Technologie

- (KIT) 153.  
ISBN 978-3-8322-8764-1
- Klerk et al. 2008** Klerk, D. De; Rixen, D. J; Voormeeren, S. N., 2008. General Framework for Dynamic Substructuring: History, Review and Classification of Techniques. *AIAA Journal* **46** (5), S. 1169–1181  
DOI: 10.2514/1.33274
- Kuttner 2015** Kuttner, Thomas, 2015. *Praxiswissen Schwingungsmesstechnik*. Wiesbaden : Springer Fachmedien. ISBN 978-3-658-04637-8
- Lauwers et al. 2003** Lauwers, Bert; Dejonghe, P; Kruth, J. P., 2003. Optimal and collision free tool posture in five-axis machining through the tight integration of tool path generation and machine simulation. *Computer-Aided Design* **35** (5), S. 421–432
- Law et al. 2012a** Law, Mohit; Altintas, Yusuf; Phani, A. Srikantha, 2012. Improved Reduced Order Modeling of Machine Tool Structures. *Proceedings of NAMRI/SME* **40**
- Law et al. 2012b** Law, Mohit; Altintas, Yusuf; Phani, A. Srikantha, 2012. An Integrated Position-Dependent Process-Machine Interaction Approach to Machine Tool Design. In: *1st International Conference on Virtual Machining Process Technology, VMPT2012*, 28. Mai - 1. Juni, Montreal, Canada
- Law et al. 2013a** Law, Mohit; Altintas, Yusuf; Srikantha Phani, A., 2013. Rapid evaluation and optimization of machine tools with position-dependent stability. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* **68**, S. 81–90  
DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2013.02.003
- Law et al. 2013b** Law, Mohit; Ihlenfeldt, Steffen; Wabner, Markus; Altintas, Yusuf; Neugebauer, Reimund, 2013. Position-dependent dynamics and stability of serial-parallel kinematic machines. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* **62** (1), S. 375–378  
DOI: 10.1016/j.cirp.2013.03.134
- Law et al. 2014** Law, Mohit; Ihlenfeldt, Steffen, 2014. A frequency-based substructuring approach to efficiently model position-dependent dynamics in machine tools.

*Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* **229** (3), S. 304–317  
DOI: 10.1177/1464419314562264

**Li et al. 2013**

Li, Bin; Cai, Hui; Mao, Xinyong; Huang, Junbin; Luo, Bo, 2013. Estimation of CNC machine–tool dynamic parameters based on random cutting excitation through operational modal analysis. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* **71**, S. 26–40  
DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2013.04.001

**Lunze 2006**

Lunze, Jan, 2006.  
*Regelungstechnik 2: Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung.*  
4., neu bearbeitete Aufl.  
Berlin, New York : Springer.  
Springer-Lehrbuch.  
ISBN 9783540267119

**Luo et al. 2015**

Luo, Bo; Pan, Dawei; Cai, Hui; Mao, Xinyong; Peng, Fangyu; Mao, Kuanmin; Li, Bin, 2015. A method to predict position-dependent structural natural frequencies of machine tool. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* **92**, S. 72–84  
DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2015.02.009

**M. Lehner 2007**

M. Lehner, 2007.  
*Modellreduktion in elastischen Mehrkörpersystemen (in German).*  
Aachen : Shaker Verlag.  
Dissertation, Schriften aus dem Institut für Technische und Numerische Mechanik der Universität Stuttgart, Vol. 10

**MAL Manufacturing Automation Laboratories 2017** MAL Manufacturing Automation Laboratories, 2017.  
*MACHpro: The Virtual Maching System*  
Verfügbar unter: <https://www.malinc.com/products/machpro/>  
Zugriff am: 14.04.2017

**Mancisidor et al. 2011**

Mancisidor, Iker; Zatarain, Mikel; Munoa, Jokin; Dombovari, Zoltan, 2011. Fixed Boundaries Receptance Coupling Substructure Analysis for Tool Point Dynamics Prediction. *Advanced Materials Research* **223**, S. 622–631  
DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.223.622

- MathWorks et al. 2014** MathWorks & Rouleau Guy, 2014.  
*Flexible Bodies in SimMechanics*  
Verfügbar unter: <http://blogs.mathworks.com/simulink/2014/05/22/flexible-bodies-in-simmechanics/>  
Zugriff am: 20.04.2017
- Matsubara et al. 2011** Matsubara, Atsushi; Nagaoka, Kotaro; Fujita, Tomoya, 2011. Model-reference feedforward controller design for high-accuracy contouring control of machine tool axes.  
*CIRP Annals - Manufacturing Technology* **60** (1), S. 415–418  
DOI: 10.1016/j.cirp.2011.03.029
- Meltke 2011** Meltke, Robert, 2011. CFK-Leichtbau erhöht die Produktivität einer Laserschneidmaschine.  
*Maschinenmarkt* (12), S. 109–110
- Munoa et al. 2016** Munoa, J; Beudaert, X; Dombovari, Z; Altintas, Y; Budak, E; Brecher, C; Stepan, G., 2016. Chatter suppression techniques in metal cutting.  
*CIRP Annals - Manufacturing Technology* **65** (2), S. 785–808  
DOI: 10.1016/j.cirp.2016.06.004
- Niehues 2015** Niehues, Klemens Konrad, 2015.  
*Identifikation linearer Dämpfungsmodelle für Werkzeugmaschinenstrukturen*, Dissertation.  
Forschungsberichte IWB 318.  
ISBN 9783831645688
- Palmer et al. 1959** Palmer, W. B; Oxley, P. L. B., 1959. Mechanics of orthogonal machining.  
*ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1847-1982 (vols 1-196)* **173** (1959), S. 623–654  
DOI: 10.1243/PIME\_PROC\_1959\_173\_053\_02
- Park et al. 2003** Park, Simon S; Altintas, Yusuf; Movahhedy, Mohammad, 2003. Receptance coupling for end mills.  
*International Journal of Machine Tools and Manufacture* **43** (9), S. 889–896  
DOI: 10.1016/S0890-6955(03)00088-9
- Patentschrift DE 101 35 220 B4 2007.06.14 2001** FISW Steuerungstechnik GmbH, 70174 Stuttgart, 2007  
*Antriebssystem sowie Verfahren zur Bestimmung der Bandbreite eines solchen Antriebssystems*.  
DE 101 35 220 B4 2007.06.14,  
14.06.2007

- Pritschow 2002** Pritschow, Günther, 2002. Echtzeitfähige Maschinenmodelle: Abbildung von Antriebsstörkräften bei Parallelkinematiken.  
*wt Werkstatttechnik online* **92** (5), S. 187–193
- Pritschow et al. 1992** Pritschow, Günther; Philipp, W., 1992. Research on the Efficiency of Feedforward Controllers in M Direct Drives.  
*CIRP Annals - Manufacturing Technology* **41** (1), S. 411–415  
DOI: 10.1016/S0007-8506(07)61233-5
- Pritschow et al. 2002a** Pritschow, Günther; Croon, Niko, 2002. Simulation Environment for Maschine Tools.  
*Production Engineering* **9** (2), S. 63–66
- Pritschow et al. 2002b** Pritschow, Günther; Croon, Niko, 2002. Wege zur virtuellen Werkzeugmaschine.  
*wt Werkstatttechnik online* **92** (5), S. 194–199
- Pritschow et al. 2003** Pritschow, Günther; Röck, Sascha; Korajda, Bartoz (Hrsg.), 2003.  
*Verification of machine tool functionality by using Hardware in the Loop and manufacturing simulation*, 11.-12.12.2003
- Pritschow et al. 2004** Pritschow, Günther; Röck, Sascha, 2004. “Hardware in the Loop” Simulation of Machine Tools.  
*CIRP Annals - Manufacturing Technology* **53** (1), S. 295–298  
DOI: 10.1016/S0007-8506(07)60701-X
- Pruschek 2009** Pruschek, Peter, 2009.  
*Verfahren zur anwendungsgerechten Parametrierung der Steuerung und Regelung von Vorschubachsen*, Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2008. Heimsheim : Jost-Jetter.  
ISW Forschung und Praxis 172.  
ISBN 978-3-939890-41-6
- Queins 2005** Queins, Marcus, 2005.  
*Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen mit Hilfe flexibler Mehrkörpermodelle*, Zugl.: Aachen, Techn. Hochschule, Diss., 2005.  
Aachen : Shaker.  
Berichte aus der Produktionstechnik 2005,12.  
ISBN 3-8322-4224-4
- Queins et al. 2003** Queins, Marcus; Witt, Stephan Tobias, 2003.  
Coupled simulation of structural dynamics and control loops for the development of high dynamic

- machine tools.  
In: Weck, Manfred;Kunzmann, Horst (Hrsg.):  
*EUSPEN International Topical Conference on Precision Engineering, Micro Technology, Measurement Techniques and Equipment.*  
Voerde, Germany : Rhiem  
ISBN 3-926832-30-4
- Rauh 1987**  
Rauh, Jochen, 1987.  
*Ein Beitrag zur Modellierung elastischer Balkensysteme*, Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss.  
Als Ms. gedr.  
Düsseldorf : VDI-Verl.  
Fortschritt-Berichte VDI Reihe 18, Mechanik/Bruchmechanik 37.  
ISBN 3181437182
- Rebelein et al. 2017**  
Rebelein, C; Vlacil, J; Zaeh, M. F., 2017. Modeling of the dynamic behavior of machine tools: Influences of damping, friction, control and motion.  
*Production Engineering* **11** (1), S. 61–74  
DOI: 10.1007/s11740-016-0704-5
- Reuss et al. 2011**  
Reuss, Matthias; Verl, Alexander (Hrsg.), 2011.  
*Reihenuntersuchung von Werkzeugmaschinen: Reibung in Linearachsen*, 16.-17.11.2011.  
Düsseldorf : VDI-Verl.  
ISBN 9783180921648
- Richardson 1986**  
Richardson, Mark H. (Hrsg.), 1986.  
*Global Frequency and Damping Estimates from Frequency Response Measurements.*  
Loas Angeles, CA, Februar 1986
- Rieber et al. 2004**  
Rieber, Jochen M; Taylor, David G., 2004. Integrated control system and mechanical design of a compliant two-axes mechanism.  
*Mechatronics* **14** (9), S. 1069–1087  
DOI: 10.1016/j.mechatronics.2004.04.008
- Röck et al. 2008**  
Röck, Sascha; Scheifele, Dieter; Sekler, Peter, 2008. Hardware Simulation Symbiosis - Wege zur simulationsbasierten Steuerung von Produktionsmaschinen.  
*Computer & Automation* (6), S. 36–40
- Rocklin et al. 1985**  
Rocklin, Thomas G; Crowley, John; Vold, Havard, 1985.  
A comparison of H1, H2, and HV frequency response functions.  
In: *3rd International Modal Analysis Conference*, January, Orlando, Florida, S. 272–278

- Schiehlen 1990** Schiehlen, Werner. O., 1990.  
*Multibody systems handbook*.  
Berlin, New York : Springer-Verlag.  
ISBN 9783540519461
- Schiehlen et al. 2006** Schiehlen, Werner; Guse, Nils; Seifried, Robert,  
2006. Multibody dynamics in computational me-  
chanics and engineering applications.  
*Computer Methods in Applied Mechanics and Engi-  
neering* **195** (41-43), S. 5509–5522  
DOI: 10.1016/j.cma.2005.04.024
- Schilders et al. 2008** Schilders, Wilhelmus H; van der Vorst, Henk A;  
Romme, Joost, 2008.  
*Model Order Reduction: Theory, Research Aspects  
and Applications*.  
13 Aufl.  
Berlin, Heidelberg : Springer.  
ISBN 978-3-642-42773-2
- Schmitz et al. 2000** Schmitz, Tony L; Donalson, R. R., 2000. Predicting  
High-Speed Machining Dynamics by Substructure  
Analysis.  
*CIRP Annals - Manufacturing Technology* **49** (1), S.  
303–308  
DOI: 10.1016/S0007-8506(07)62951-5
- Schröder 2009** Schröder, Dierk, 2009.  
*Elektrische Antriebe: Regelung von Antriebssyste-  
men*.  
Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag.  
ISBN 978-3-540-89612-8
- Schumacher 2005** Schumacher, Axel, 2005.  
*Optimierung mechanischer Strukturen: Grundlagen  
und industrielle Anwendungen*.  
Berlin, Heidelberg : Springer.  
ISBN 978-3-540-26773-7  
DOI: 10.1007/b138046
- Schwarz 2015** Schwarz, Stefan, 2015.  
*Prognosefähigkeit dynamischer Simulationen von  
Werkzeugmaschinenstrukturen*, Dissertation : Her-  
bert Utz Verlag GmbH.  
Forschungsberichte IWB 313.  
ISBN 9783831645428
- Schwertassek et al. 1999** Schwertassek, Richard; Wallrapp, Oskar, 1999.  
*Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme: Methoden  
der Mechanik zum rechnergestützten Entwurf und  
zur Analyse mechatronischer Systeme*.

- Braunschweig [u.a.] : Vieweg.  
Grundlagen und Fortschritte der Ingenieurwissenschaften.  
ISBN 9783528066291
- Seifried 2014** Seifried, Robert, 2014.  
*Dynamics of underactuated multibody systems: Modeling, control and optimal design.*  
Cham : Springer.  
Solid mechanics and its applications 205.  
ISBN 978-3-319-01228-5
- Sekler 2012** Sekler, Peter, 2012.  
*Modellbasierte Berechnung der Systemeigenschaften von Maschinenstrukturen auf der Steuerung, Zugl.:*  
Stuttgart, Univ., Diss., 2012.  
Heimsheim : Jost-Jetter.  
ISW/IPA Forschung und Praxis 189.  
ISBN 978-3-939890-95-9
- Sekler et al. 2009a** Sekler, Peter; Verl, Alexander, 2009.  
Real-Time Computation of the System Behaviour of Lightweight Machines.  
In: *First International Conference on Advances in System Simulation SIMUL2009*,  
20.-25. September, Porto, S. 144–147
- Sekler et al. 2009b** Sekler, Peter; Dadalau, Alexandru; El Hakimi, Wissam; Verl, Alexander, 2009.  
Export von modal reduzierten Körpern aus Ansys und deren Echtzeitberechnung.  
In: *ANSYS Conference & 27th CAFEM Users' Meeting*,  
18.-20. November, Leipzig
- Sekler et al. 2012** Sekler, Peter; Voß, Michael; Verl, Alexander, 2012.  
Model-based calculation of the system behavior of machine structures on the control device for vibration avoidance.  
*International Journal of Advanced Manufacturing*  
**58** (9-12), S. 1087–1095  
DOI: 10.1007/s00170-011-3450-z
- Shabana 2014** Shabana, Ahmed A., 2014.  
*Dynamics of multibody systems.*  
4 Aufl.  
New York : Cambridge University Press.  
ISBN 9781107042650
- Shaw 2005** Shaw, Milton C., 2005.  
*Metal cutting principles.*

2nd ed.  
New York : Oxford University Press.  
Oxford series on advanced manufacturing.  
ISBN 9780195142068

**Siedl 2008**

Siedl, Daniel Johann, 2008.  
*Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen während Verfahrbewegungen*, Zugl.: München, Techn. Univ., Diss., 2008.  
München : Utz.  
Forschungsberichte IWB 213.  
ISBN 978-3-8316-0779-2

**Siemens AG**

Siemens AG.  
*SINUMERIK 840D sl: Ultimate Performance in der Premiumklasse*  
Verfügbar unter: <http://w3.siemens.com/mcms/mc-systems/de/automatisierung/cnc-steuerung/sinumerik-steuerungen/sinumerik-840/sinumerik-840d-sl/Seiten/sinumerik-840d-sl.aspx>  
Zugriff am: 17.04.2017

**Singhose 2009**

Singhose, William, 2009. Command shaping for flexible systems: A review of the first 50 years.  
*International Journal of Precision Engineering and Manufacturing* **10** (4), S. 153–168  
DOI: 10.1007/s12541-009-0084-2

**Symens et al. 2004**

Symens, W; van Brussel, H; Swevers, J., 2004.  
Gain-scheduling control of machine tools with varying structural flexibility.  
*CIRP Annals - Manufacturing Technology* **53** (1), S. 321–324  
Verfügbar unter: [http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850607607070DOI:10.1016/S0007-8506\(07\)60707-0](http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850607607070DOI:10.1016/S0007-8506(07)60707-0)

**Tobias 1961**

Tobias, Stephen Albert, 1961.  
*Schwingungen an Werkzeugmaschinen*.  
München : Carl Hanser Verlag

**Tsao et al. 1987**

Tsao, Tsu-Chin; Tomizuka, Masayoshi, 1987. Adaptive Zero Phase Error Tracking Algorithm for Digital Control.  
*Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* (109), S. 349–354

**Uriarte et al. 2013**

Uriarte, Luis; Zatarain, Mikel; Axinte, D; Yagüe-Fabra, J; Ihlenfeldt, Steffen; Eguia, J; Olarra, A., 2013. Machine tools for large parts.  
*CIRP Annals - Manufacturing Technology* **62** (2), S.

- 731–750  
DOI: 10.1016/j.cirp.2013.05.009
- Weck 2006** Weck, Manfred, 2006.  
*Werkzeugmaschinen 2: Konstruktion und Berechnung*.  
8., neu bearb. Aufl.  
Berlin, Heidelberg, New York : Springer.  
VDI[-Buch].  
ISBN 978-3-540-22502-7  
Zugriff am: 23.02.2016
- Weck et al. 2000** Weck, Manfred; Queins, Marcus, 2000. Abgleich experimenteller und virtueller Modalanalysen von Werkzeugmaschinen.  
*VDI Berichte* (1550), S. 95–118
- Weck et al. 2006** Weck, Manfred; Brecher, Christian, 2006.  
*Werkzeugmaschinen 3: Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose*.  
6., neu bearb. Aufl.  
Berlin, Heidelberg, New York : Springer.  
VDI[-Buch].  
ISBN 9783540225065
- Weck et al. 2013** Weck, Manfred; Brecher, Christian, 2013.  
*Werkzeugmaschinen 5: Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilität*.  
7. Aufl.  
Berlin [u.a.] : Springer Vieweg.  
VDI-Buch / Manfred Weck ; 5.  
ISBN 978-3-642-38748-7
- Witt 2007** Witt, Stephan Tobias, 2007.  
*Integrierte Simulation von Maschine, Werkstück und spanendem Fertigungsprozess*, Zugl.: Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 2007.  
Aachen : Shaker.  
Berichte aus der Produktionstechnik 31.  
ISBN 978-3832268107
- Woernle 2011** Woernle, Christoph, 2011.  
*Mehrkörpersysteme: Eine Einführung in die Kinematik und Dynamik von Systemen starrer Körper*.  
Berlin [u.a.] : Springer.  
ISBN 3642159826
- Wong et al. 2010** Wong, Wilson Wai-Shing; Erkorkmaz, Kaan, 2010.  
Constrained identification of virtual CNC drives using a genetic algorithm.

*The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* **50** (1-4), S. 275–288  
DOI: 10.1007/s00170-009-2496-7

**Zabel et al. 2005**

Zabel, A; Stautner, M., 2005. Einsatzfelder der mehrachsigen Frässimulation.  
*wt Werkstatttechnik online* **95** (1), S. 56–61

**Zaghbani et al. 2009**

Zaghbani, I; Songmene, Victor, 2009. Estimation of machine-tool dynamic parameters during machining operation through operational modal analysis.  
*International Journal of Machine Tools and Manufacture* **49** (12–13), S. 947–957  
DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2009.06.010

**Zäh et al. 2005**

Zäh, Michael F; Grätz, F; Wunsch, G., 2005. Entwicklung mechatronischer Produktionssysteme. In: *Seminar Mechatronik, Trends in der interdisziplinären Entwicklung von Werkzeugmaschinen, iw Seminarberichte*, 3. März, München, S. 1–25

**Zäh et al. 2007**

Zäh, Michael F; Siedl, Daniel Johann, 2007. A New Method for Simulation of Machining Performance by Integrating Finite Element and Multi-body Simulation for Machine Tools.  
*CIRP Annals - Manufacturing Technology* **56** (1), S. 383–386  
DOI: 10.1016/j.cirp.2007.05.089

**Zatarain et al. 1998**

Zatarain, Mikel; Lejardi, E; Egaña, F; Bueno, Raphael, 1998. Modular Synthesis of Machine Tools.  
*CIRP Annals - Manufacturing Technology* **47** (1), S. 333–336  
DOI: 10.1016/S0007-8506(07)62845-5

**Zienkiewicz et al. 2014**

Zienkiewicz, O. C; Taylor, Robert L; Fox, David, 2014.  
*The finite element method for solid and structural mechanics*.  
Seventh edition.  
Oxford : Butterworth-Heinemann.  
ISBN 978-1-85617-634-7

**Zirn et al. 2006**

Zirn, Oliver; Weikert, Sascha, 2006.  
*Modellbildung und Simulation hochdynamischer Fertigungssysteme: Eine praxisnahe Einführung*.  
Berlin, New York : Springer.  
ISBN 978-3-540-25817-9

Große kartesische, serielle Werkzeugmaschinenstrukturen mit werkzeugseitiger Bewegung zeigen in der Regel ein posesabhängiges dynamisches Verhalten. Ist dieses zuverlässig über den gesamten Arbeitsraum bekannt und mathematisch beschrieben, so können die Antriebsregelung sowie Algorithmen zur Schwingungsreduktion darauf ausgelegt werden und damit die Dynamik von Verfahrbewegungen und somit die Produktivität gesteigert werden.

Die vorliegende Arbeit behandelt die Bereitstellung eines parametrischen Modells mit Finite-Segmente-Ansatz, welches das reale, posesabhängige dynamische Verhalten einer seriellen Werkzeugmaschinenstruktur mit werkzeugseitiger Bewegung über den gesamten Arbeitsraum abbildet. Dafür werden die Modellparameter einer Fahrständerwerkzeugmaschinenstruktur während des Betriebs auf Basis maschineninterner Signale als auch zusätzlich an die Struktur angebrachter Beschleunigungssensoren mit Hilfe der Methode der Recursive Least Squares an das aktuelle, reale Maschinenverhalten angepasst. Die Verifikation der online Parameteridentifikation wurde am Laborprototyp einer Leichtbaufahrständermaschine durchgeführt.

