

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik
am Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (*iwb*)

Aktive Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion an Werkzeugmaschinen

Matthias Waibel

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

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Boris Lohmann

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Michael Zäh
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler,

Universität Paderborn

Die Dissertation wurde am 11.04.2012 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 16.07.2012 angenommen.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	I
Verzeichnis der Abkürzungen und Indizes	V
Formelzeichen.....	IX
1 Einleitung.....	1
1.1 Die Werkzeugmaschinenbranche im Aufbruch	1
1.2 Leistungsgrenzen von Werkzeugmaschinen	2
1.3 Schwingungsarten und deren Ursachen	3
1.3.1 Selbsterregte Schwingungen	3
1.3.2 Fremderregte Schwingungen.....	4
1.3.3 Zusammenfassung	6
1.4 Möglichkeiten zur Schwingungsreduktion	7
1.4.1 Modellvorstellung	7
1.4.2 Veränderung der Systemeigenschaften	9
1.4.3 Störgrößenvariation	11
1.4.4 Passive und aktive Zusatzsysteme.....	12
1.4.5 Zusammenfassung	15
1.5 Zielsetzung und Vorgehensweise.....	17
2 Aktive Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion	19
2.1 Inhalt des Kapitels	19
2.2 Adaptronik und adaptronische Systeme.....	19
2.3 Analyse bestehender aktiver Zusatzsysteme für Werkzeugmaschinen.....	23
2.3.1 Allgemeines	23

2.3.2	Piezoaktoren.....	24
2.3.3	Elektrodynamische Aktoren.....	28
2.4	Zusammenfassung.....	29
3	Entwicklung aktiver Zusatzsysteme	31
3.1	Vorgehen bei der Entwicklung aktiver Zusatzsysteme.....	31
3.2	Anforderungen an aktive Zusatzsysteme	33
4	Mechanische Integration aktiver Zusatzsysteme	35
4.1	Ansätze zur Integration aktiver Zusatzsysteme	35
4.2	Modellbildung mechanischer Strukturen.....	36
4.2.1	Allgemeines	36
4.2.2	Nodale Darstellung	37
4.2.3	Modale Darstellung.....	41
4.2.4	Zusammenfassung.....	44
4.3	Bewertungsmethode zur mechanischen Integration	44
4.3.1	Allgemeines	44
4.3.2	Generierung der Ein- und Ausgangsmatrizen.....	45
4.3.3	Modellbildung der Maschinenstruktur.....	48
4.3.4	Identifikation relevanter Knotenpunkte	52
4.3.5	Vorschrift zur Bewertung aktiver Zusatzsysteme.....	54
4.3.6	Vorgehensweise bei der mechanischen Integration.....	60
4.4	Zusammenfassung.....	62

5 Entwicklung einer Regelstrategie.....	63
5.1 Allgemeines und Inhalt des Kapitels.....	63
5.2 Anforderungen an eine Regelung zur aktiven Schwingungsreduktion.....	65
5.3 Regelstrategien zur aktiven Schwingungsreduktion	66
5.3.1 Allgemeines.....	66
5.3.2 Kollokale Regelstrategien	66
5.3.3 Modellbasierte Regelstrategien	67
5.3.4 Zusammenfassung	71
5.4 Adaptive Steuerung	72
5.4.1 Allgemeines.....	72
5.4.2 LMS-Algorithmus	73
5.4.3 FxLMS-Algorithmus	76
5.5 Adaptive Regelung	79
5.6 Zusammenfassung.....	82
6 Anwendungsbeispiel	85
6.1 Inhalt des Kapitels.....	85
6.2 Portalfräsmaschine	85
6.3 Mechanische Integration	92
6.3.1 Allgemeines.....	92
6.3.2 Berechnung der Platzierungsindizes	93
6.3.3 Visualisierung der Ergebnisse.....	95
6.3.4 Praktische Umsetzung	97
6.3.5 Zusammenfassung.....	100

6.4 Adaptive Regelung.....	101
6.4.1 Allgemeines	101
6.4.2 Identifikation der Sekundärstrecken	102
6.4.3 Vorversuch mit adaptiver Regelung	104
6.4.4 Zerspanversuche.....	107
6.5 Fazit des Kapitels	112
7 Zusammenfassung und Ausblick	113
7.1 Zusammenfassung.....	113
7.2 Ausblick	115
8 Literaturverzeichnis	117

Verzeichnis der Abkürzungen und Indizes

Abkürzungen

2D	zweidimensional
3D	dreidimensional
A	Analog
AWZ	Absolut wirkendes Zusatzsystem
AZ	Aktives Zusatzsystem
BNC	Bayonet Neill Concelman ¹
bspw.	beispielsweise
bzw.	beziehungsweise
ca.	circa
CAD	Computer Aided Design
CNC	Computerized Numerical Control
D	Digital
d. h.	das heißt
DFG	Deutsche Forschungsgemeinschaft
DGL	Differentialgleichung
EMS	Ein-Massen-Schwinger
e.V.	eingetragener Verein
et al.	et alii ²
etc.	et cetera ³

¹ Erfinder koaxialer Steckverbinder für Hochfrequenzanwendungen

² und andere

³ und so weiter

FE	Finite-Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFT	Fast-Fourier-Transformation
FIR	Finite-Impulse-Response
FxLMS	Filtered-X-Least-Mean-Squares
I	Input
ID	Identifikationsnummer
IMC	Internal Model Control
<i>iwb</i>	Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften der Technischen Universität München
Kap.	Kapitel
LAN	Local Area Network
LMS	Least-Mean-Squares
LQ	Linear-Quadratic
LTI	Linear-Time-Invariant
MKS	Mehrkörpersystem
Mrd.	Milliarden
Nr.	Nummer
O	Output
P	Arbeitsraumposition
PC	Personal Computer
PCI	Peripheral Component Interconnect
PZ	Passives Zusatzsystem
RNF	Relativnachgiebigkeits-Frequenzgang

RWZ	Relativ wirkendes Zusatzsystem
TCP	Tool-Center-Point
VDMA	Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V.
VDW	Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e.V.
VHM	Vollhartmetall
z. B.	zum Beispiel

Indizes

<i>A</i>	Aktor
<i>AWZ</i>	Absolut wirkendes Zusatzsystem
<i>f</i>	Gefilterter Wert
<i>flex</i>	Berücksichtigung der Stellungsflexibilität
<i>i</i>	Laufvariable
<i>j</i>	Laufvariable
<i>K</i>	Komponente
<i>m</i>	Modal
<i>max</i>	Maximaler Wert
<i>min</i>	Minimaler Wert
<i>o</i>	Nodal
<i>P</i>	Primärstrecke
<i>Pos</i>	Position
<i>Pr</i>	Prozess
<i>q</i>	Verlagerung
<i>red</i>	Reduziert
<i>RWZ</i>	Relativ wirkendes Zusatzsystem

S	Sekundärstrecke
Sch	Schiene
v	Geschwindigkeit
W	FIR-Filter
x, y, z	Koordinatenrichtungen

Formelzeichen

Lateinische Buchstaben

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
a	mm	Schnitt-Tiefe
A	-	Systemmatrix
B	-	Eingangsmatrix
C	-	Ausgangsmatrix
d	kg/s	Dämpfung
D	kg/s	Dämpfungsmatrix
d_s	-	Störsignal
d_{wz}	mm	Werkzeughdurchmesser
dof	-	Zeilennummer eines Knotenfreiheitsgrades
e	-	Fehlersignal
E	-	Einheitsmatrix
f	Hz	Frequenz
F	N	Kraft
f_a	N	Kraft
\mathbf{f}_a	N	Vektor der anregenden Kräfte
f_s	Hz	Schneideneintrittsfrequenz
f_z	mm	Vorschub pro Zahn
g	-	Impulsantwort
h	mm	Höhe des Sattелеlementes
k	kg/mm	Steifigkeit

\mathbf{K}	kg/mm	Steifigkeitsmatrix
l	mm	Länge des Ankoppelements
L	-	Anzahl der Filterkoeffizienten
m	kg	Masse
M	Nmm	Moment
\mathbf{M}	kg	Massenmatrix
n	-	Abtastschritt
n_d	-	Anzahl der Freiheitsgrade
n_m	-	Anzahl der Moden
n_{pos}	-	Anzahl der Positionen
n_{WZ}	1/min	Spindeldrehzahl
n_z	-	Anzahl der Zustände
p	s	Zeitschritt
P	-	Primärstrecke
P_{min}	-	Minimalleistung
q	Hz	Frequenzschritt
\mathbf{q}	mm	Verlagerungsvektor
$\dot{\mathbf{q}}$	mm/s	Geschwindigkeitsvektor
$\ddot{\mathbf{q}}$	mm/s ²	Beschleunigungsvektor
r	-	Anzahl der Systemausgänge
s	-	Anzahl der Systemeingänge
S	-	Sekundärstrecke
S_z	-	Anzahl aktiver Zusatzsysteme
t	s	Zeit

T_A	s	Abtastzeit
\mathbf{u}	-	Vektor der Systemeingänge
U	V	Spannung
v	s	Zeitschritt
w	-	Filterkoeffizient
\mathbf{w}	-	Vektor der Filterkoeffizienten
W	-	Übertragungsfunktion des FIR-Filters
w_G	-	Gewichtungsfaktor
x	-	Referenzsignal
\mathbf{x}	-	Vektor der Referenzsignale
x_{Ko}	mm	x-Koordinate
\mathbf{x}_m	-	Zustandsvektor
$\dot{\mathbf{x}}_m$	-	Erste Ableitung des Zustandsvektors
y	-	Gegensignal
y'	-	Filterausgang
\mathbf{y}	-	Vektor der Systemausgänge
$\dot{\mathbf{y}}$	-	Vektor der ersten Ableitung der Systemausgänge
$\ddot{\mathbf{y}}$	-	Vektor der zweiten Ableitung der Systemausgänge
y_{Ko}	mm	y-Koordinate
z	-	Variable für den zeitdiskreten Raum
z_{Ko}	mm	z-Koordinate

Griechische Buchstaben

α	-	Faktor
μ	-	Schrittweite
ν	-	Leckfaktor
ξ	-	Mean Square Error
σ	-	Platzierungsindex
Σ	-	Platzierungsmatrix
ϕ	-	Eigenvektor
Φ	-	Modalmatrix
ω	rad/s	Eigenfrequenz
Ω	rad/s	Matrix der Eigenfrequenzen
ζ	-	Modale Dämpfung
\mathbf{Z}	-	Modale Dämpfungsmatrix

Sonstige Zeichen

$\ \cdot \ _2$	-	H ₂ -Norm
$\widehat{(\cdot)}$	-	Schätzung eines Signals oder einer Übertragungsfunktion ()

1 Einleitung

1.1 Die Werkzeugmaschinenbranche im Aufbruch

„Die Zeiten sind schwierig wie lange nicht mehr. Das Erfolgsrezept der Branche in der Vergangenheit war ihre Fähigkeit, sich immer wieder Neuem zu öffnen.“ So lautete das Vorwort zum 4. Deutschen Maschinenbaugipfel, der unter anderem vom Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V. (VDMA) sowie vom Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e.V. (VDW) ausgerichtet wurde. Nach Angaben des VDMA lag der Auftragseingang im deutschen Maschinen- und Anlagenbau im Mai 2009 um 48 % unter dem Ergebnis des Vorjahres (BÖHLER 2009).

Die Antwort auf die Frage, wie diese wirtschaftliche Entwicklung zu stoppen ist, liefert Kai Engel von A.T. Kearney (FRAUNHOFER IIS 2009): „Rohstoffarme Hochlohnstandorte wie Deutschland sind auf Innovationen angewiesen, um ihre Wirtschaft nachhaltig weiterentwickeln und einem Abbau des Wohlstandes entgegen wirken zu können. So kann Deutschland von der Produktion wenig innovativer Produkte und Dienstleistungen nur selten bzw. kaum profitieren, da konkurrierende Standorte mit weniger Know-how diese Leistungen fast gleichwertig, aber deutlich günstiger herstellen können.“

Dieser Sachverhalt lässt sich mit dem Leitsatz des Produktionskongresses, der 2008 im Rahmen des *münchener kolloquiums* stattfand, zusammenfassen (HOFFMANN ET AL. 2008): „Innovationen sind die Bodenschätze Deutschlands! Daher sind innovative Ideen eine Grundvoraussetzung, um den langfristigen Erfolg unseres Standortes zu sichern.“

Im engeren Sinne resultieren Innovationen erst dann aus Ideen, wenn diese in neue Produkte, Dienstleistungen oder Verfahren umgesetzt werden, die tatsächlich erfolgreiche Anwendung finden und den Markt durchdringen (MÜLLER-PROTHMANN ET AL. 2009).

Wo liegen also Potenziale, um die Produktionstechnik durch Innovationen schneller voranzutreiben als die Konkurrenz? Für welche Herausforderungen müssen jetzt Lösungen gefunden werden, weil sie marktwirtschaftlich den größten Stellhebel aufweisen?

Werkzeugmaschinen repräsentieren die bedeutendsten Produktionsmittel der metallverarbeitenden Industrie. In der Bundesrepublik Deutschland fallen ca. 8 % des Produktionsvolumens der gesamten Maschinenbaubranche auf den Bereich der Werkzeugmaschinen (WECK ET AL. 2006). Der Auftragseingang der deutschen Werkzeugmaschinenindustrie betrug im Jahr 2011 ca. 16,7 Mrd. EUR. Davon kommen 5,5 Mrd. EUR Auftragsvolumen aus dem Inland und 11,2 Mrd. EUR aus dem Ausland⁴. Um auf diesen absatzstarken Wachstumsmärkten Schritt halten zu können, ist es erforderlich, wettbewerbsfähige Premium-Produkte auf den Markt zu bringen. Diese müssen sich in den Kriterien Leistungsfähigkeit, Produktivität und Genauigkeit von Konkurrenzprodukten abheben. Dazu sind zunächst die einschränkenden Faktoren für diese Kriterien zu identifizieren. Im Folgenden werden die heute vorherrschenden Leistungsgrenzen von Werkzeugmaschinen aufgezeigt, die in dieser Arbeit durch den Einsatz neuer innovativer Verfahren und Technologien überwunden werden sollen.

1.2 Leistungsgrenzen von Werkzeugmaschinen

Die Leistungsfähigkeit von Werkzeugmaschinen wird neben den eingesetzten Antrieben durch das Nachgiebigkeitsverhalten infolge statischer und dynamischer Kraftanregung begrenzt. Thermische oder mechanische Einflussgrößen können von den vorgegebenen Arbeitsbewegungen abweichende Verlagerungen von Werkzeug und Werkstück während der Bearbeitung verursachen. Mechanische Einflussgrößen rufen beispielsweise durch die statischen und dynamischen Zerspankraftanteile Verformungen der im Kraftfluss liegenden Komponenten hervor, die zu einer Relativverlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück führen. Der statische Anteil dieser Verlagerung führt zu geometrischen Formfehlern des Werkstücks und kann heute bereits kompensiert werden. Dynamische, sich zeitlich verändernde Belastungen regen dagegen Schwingungsformen an, die die Zerspanleistung erheblich einschränken (WECK ET AL. 2006). Bei ungünstigen Schnittbedingungen spanender Werkzeugmaschinen wird dadurch der Prozess instabil und es entstehen so genannte Ratterschwingungen, die neben Qualitätsverlusten beim Bearbeitungsergebnis (Abbildung 1.1) in erhöhtem Verschleiß von Maschinenkomponenten resultieren.

⁴ Statistisches Bundesamt, Ifo-Institut, VDMA, VDW, 09.02.2012

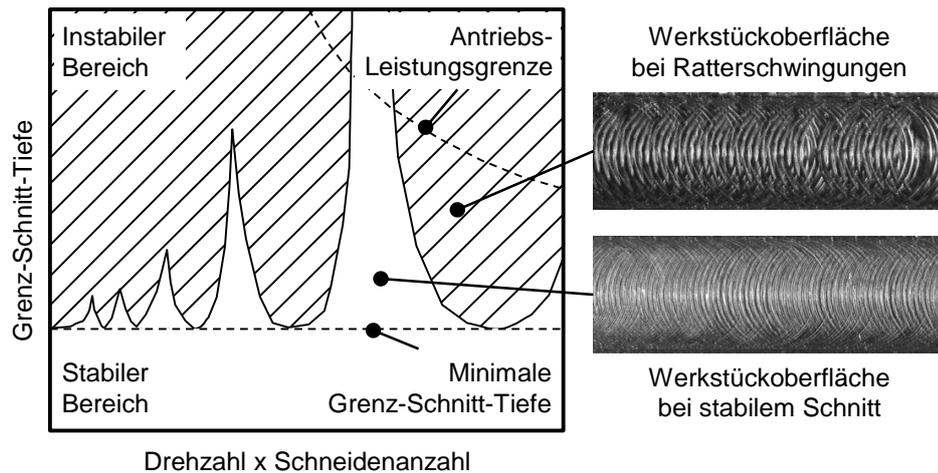


Abbildung 1.1: Schematische Darstellung leistungsbegrenzender Faktoren spanender Werkzeugmaschinen (in Anlehnung an MILBERG 1971)

Eine statistische Analyse der dynamischen Schwachstellen von Konsolfräsmaschinen zeigt auf, dass 60 % der Störfälle durch Ratterschwingungen verursacht werden (MILBERG 1992). Der Markt fordert aber immer größere Zerspanleistungen bei gleicher Maschinengröße sowie die Bearbeitung neuartiger, schwer zerspanbarer Werkstoffe. Nur durch eine Reduktion auftretender Schwingungen kann die Leistungsfähigkeit von Werkzeugmaschinen diesen Herausforderungen gerecht werden. Dies zu realisieren, setzt ein Verständnis bezüglich der Schwingungen von Werkzeugmaschinen voraus. Der folgende Abschnitt beschreibt daher existierende Schwingungsarten sowie deren Ursachen und Ausprägungen.

1.3 Schwingungsarten und deren Ursachen

1.3.1 Selbsterregte Schwingungen

Werkzeugmaschinen können selbst- und fremderregten Schwingungen unterliegen. Selbsterregte Schwingungen sind durch eine oder mehrere Eigenfrequenzen charakterisiert, in denen die Maschine schwingt, wobei selbsterregte Schwingungen nicht von äußeren Störkräften verursacht werden. Vielmehr kann z. B. die Rückwirkung des Zerspanprozesses auf die nachgiebige Maschinenstruktur zu einem instabilen Bearbeitungsfall führen. Als häufigste Ursachen für das Entstehen dieser Instabilität sind folgende Mechanismen zu nennen:

1. Eine stoßartige Störung führt zu einer Eigenschwingungsbewegung der Maschine, die sich als Bearbeitungsergebnis auf der Oberfläche des Werkstücks abbildet. Durch wiederholtes Einschneiden des Werkzeugs, bspw. nach einer Umdrehung des Werkstücks beim Drehen, entsteht durch die wellige Oberfläche des Werkstücks eine periodische Kraftanregung mit einer oder mehreren Eigenfrequenzen der Maschinenstruktur. Dieser Effekt wird als regeneratives Rattern bezeichnet.
2. Die Lagekopplung wird durch zwei nahe beieinanderliegenden Eigenfrequenzen eines Systems charakterisiert, deren Eigenschwingungsformen durch einen Zerspanprozess angeregt werden. Die resultierenden Schwingwege überlagern sich und die Werkzeugschneide beschreibt eine Ellipsenbahn. Da sich während dieses Prozesses ständig die Spannungsdicke ändert, kann dieses Phänomen ebenfalls zu Ratterschwingungen führen.
3. Die fallende Kraft-Geschwindigkeit-Charakteristik beschreibt den Effekt, dass mit steigender Schnittgeschwindigkeit die Schnittkraft abnimmt. Die daraus resultierende Schwingung ist vergleichbar mit dem Stick-Slip-Effekt bei Gleitführungen. Bei sehr niedrigen Schnittgeschwindigkeiten kann dieser Effekt zu unregelmäßigen Anregungsformen führen und so Instabilitäten verursachen.
4. Bei der Bearbeitung mit kleinen Schnittgeschwindigkeiten und hohen Vorschüben kann es zur Aufbauschneidenbildung kommen. Ein Lösen der Aufbauschneide während der Zerspanung hat schwankende Kräfte zur Folge, deren verursachte Strukturverlagerung sich auf der bearbeiteten Oberfläche abbildet.

Da die letzten beiden Phänomene nur bei niedrigen Schnittgeschwindigkeiten auftreten, sind sie heute kaum mehr von Bedeutung (WECK ET AL. 2006).

1.3.2 Fremderregte Schwingungen

Freie Schwingungen

Fremderregte Schwingungen sind freie oder erzwungene Schwingungen. Freie Schwingungen treten auf, wenn eine Kraft stoß- oder sprungartig auf eine mechanische Struktur einwirkt, diese verformt und das System anschließend frei ausschlagen kann (MILBERG 1992). Die dabei entstehende Schwingungsform setzt sich aus allen im System enthaltenen Eigenschwingungsformen zusammen. Nur die auftretenden Dämpfungskräfte lassen diese Form der Schwingung nach

einer bestimmten Abklingzeit zur Ruhe kommen. Ursachen derartiger freier Schwingungen können äußere Kräfte sein, die bspw. über das Fundament eingeleitet werden. Weiterhin lösen z. B. ruckartiges Anfahren und Abbremsen von Achsen sowie Wechselwirkungen von Bearbeitungsachsen bei Mehrspindelautomaten diese Schwingungen aus.

Erzwungene Schwingungen

Erzwungene Schwingungen sind das Ergebnis periodischer Anregungsformen, wie infolge von Unwuchten von Wellen, Lagerfehlern und wechselnden Schnittkräften bei unterbrochenem Schnitt. Dabei wirkt eine Kraftanregung mit konstanter Frequenz auf die Maschinenstruktur ein, deren dynamische Nachgiebigkeit den resultierenden Schwingweg jedes Strukturpunkts des Systems bestimmt. Die mechanische Struktur schwingt bei erzwungenen Schwingungen mit der Frequenz der Anregung. Dabei kommt es zu umso größeren Amplituden, je näher diese Frequenz in Richtung einer Eigenfrequenz des Systems rückt (WECK ET AL. 2006).

1.3.3 Zusammenfassung

Abbildung 1.2 fasst die Schwingungsarten sowie deren Ursachen und Ausprägungen zusammen und zeigt einige Beispiele für Anregungsursachen von Werkzeugmaschinen.

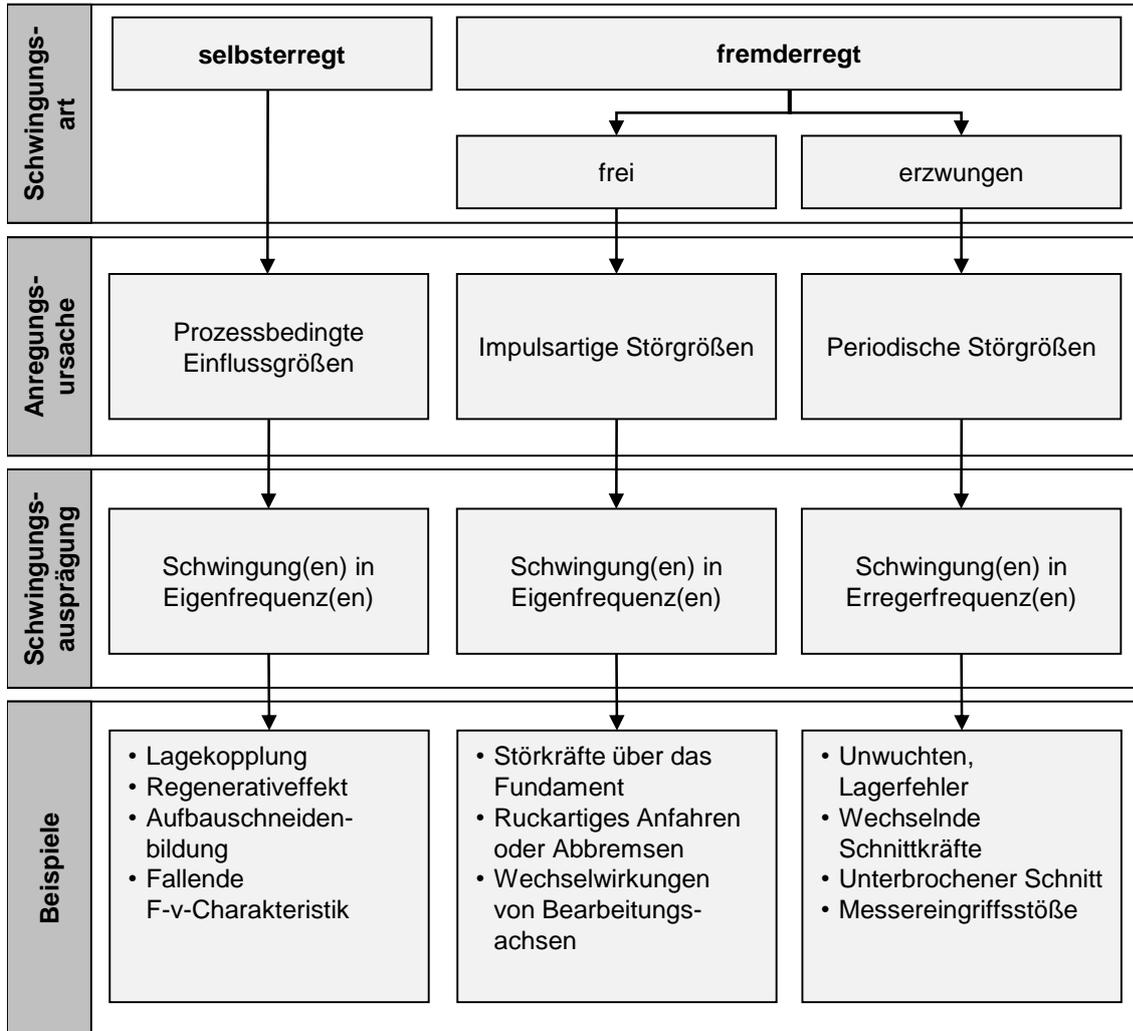


Abbildung 1.2: Schwingungsarten und deren Ursachen an spanenden Werkzeugmaschinen (in Anlehnung an SIMNOFSKE 2009 und WECK ET AL. 2006)

Nachdem die Ursachen und Ausprägungen von Schwingungen spanender Werkzeugmaschinen bekannt sind, stellt sich die Frage, wie die unerwünschten Ratterschwingungen reduziert oder vermieden werden können. Der folgende Abschnitt zeigt die heutigen Möglichkeiten zur Schwingungsreduktion auf.

1.4 Möglichkeiten zur Schwingungsreduktion

1.4.1 Modellvorstellung

Eine geeignete Modellvorstellung ist die Grundlage für das Verständnis der Möglichkeiten zur Beeinflussung des dynamischen Verhaltens mechanischer Strukturen. Dazu ist eine systemtheoretische Betrachtung sinnvoll, die Ein- und Ausgangsgrößen eines Prozesses oder eines Gebildes zueinander in Beziehung setzt und so eine abstrakte Beschreibung des betrachteten Systems darstellt (Abbildung 1.3).

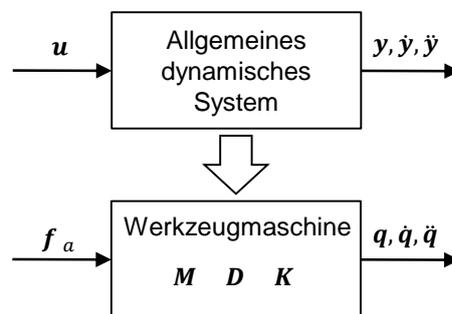


Abbildung 1.3: Systemtheoretische Betrachtung der Ein- und Ausgänge allgemeiner dynamischer Systeme und Werkzeugmaschinen

Die Übertragung dieser Modellvorstellung auf das System einer Werkzeugmaschine zeigt, dass dem Eingangsvektor \mathbf{u} ein Kraftvektor \mathbf{f}_a entspricht. Das dynamische System selbst ist durch eine Massenmatrix, eine Dämpfungsmatrix sowie eine Steifigkeitsmatrix charakterisiert und die Ausgänge \mathbf{y} bilden die Verlagerungen \mathbf{q} ab. Das System kann mit Hilfe der Schwingungsdifferentialgleichung 2. Ordnung vollständig beschrieben werden:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{f}_a \quad (1.1)$$

Eine in serieller Kinematik aufgebaute Werkzeugmaschine besteht aus Gestell-Komponenten, wie einem Maschinenbett und mehreren Schlittenkörpern, die über Führungsbahnen miteinander gekoppelt sind. Für eine Abstraktion eines derartigen mechanischen Systems eignet sich ein Mehr-Massen-Schwinger (Abbildung 1.4). Für grundlegende Betrachtungen wird im weiteren Verlauf auch der Ein-Massen-Schwinger (EMS) als stark abstrahierte Beschreibung der Maschinenstruktur herangezogen.

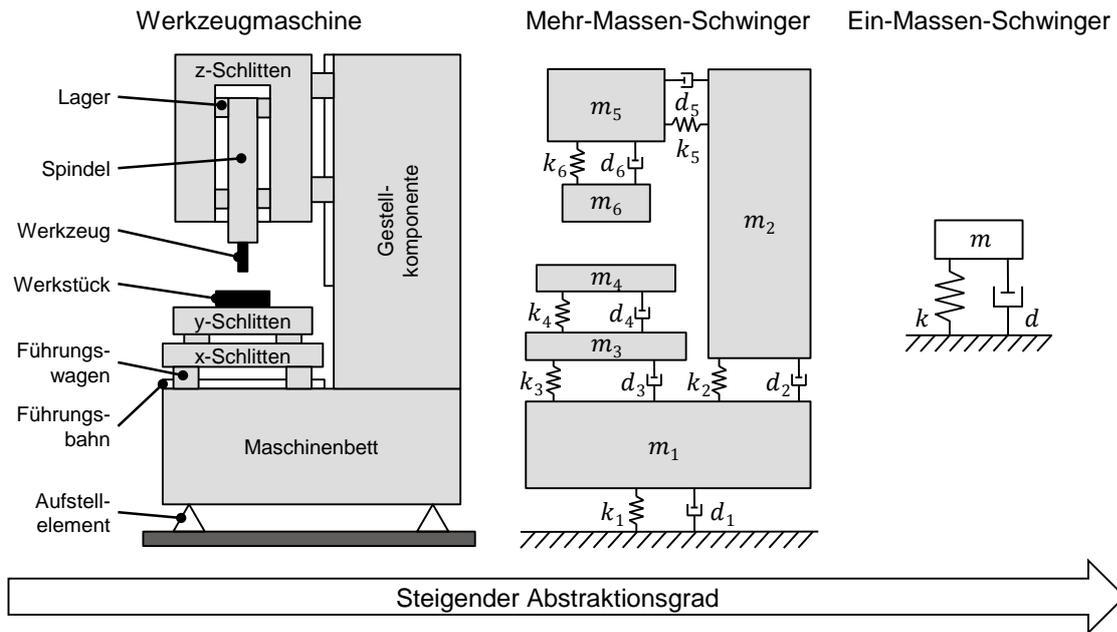


Abbildung 1.4: Schematische Darstellung einer Werkzeugmaschine mit verschiedenen Abstraktionsgraden

Speziell Schwingungen, die eine relative Verlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück hervorrufen, sind unerwünscht. Schwingungen von Maschinenkomponenten dagegen sind zulässig, solange diese nicht negativ auf das Bearbeitungsergebnis einwirken und keine mechanischen Schäden oder Lärm verursachen.

Aus der Bewegungsdifferentialgleichung 2. Ordnung (Gleichung (1.1)) wird deutlich, dass auftretende Kräfte in innere und äußere Kräfte gegliedert werden können. Die inneren Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitskräfte resultieren aus den Systemeigenschaften, die durch die Systemmatrizen charakterisiert sind. Die auf die mechanische Struktur wirkenden Kräfte werden durch die so genannten Störgrößen wie bspw. den Zerspanprozess oder Achsbeschleunigungen verursacht und führen zu selbst- oder fremderregten Schwingungen. Weiterhin können durch zusätzliche Systeme gezielt äußere Kräfte aufgeprägt werden, um nach dem Vorbild der Schwingungsauslöschung schädliche Schwingungen zu reduzieren oder ganz zu vermeiden.

Folglich existieren drei Maßnahmen zur Einflussnahme auf das dynamische Verhalten einer Maschine. Es können

- die Systemeigenschaften verändert,
- die Störgrößen variiert oder
- Kräfte verursachende Zusatzsysteme integriert werden.

Nach dieser Einteilung werden im Folgenden die heute zur Verfügung stehenden Möglichkeiten zur Schwingungsreduktion detailliert erläutert.

1.4.2 Veränderung der Systemeigenschaften

Eine Veränderung der Systemeigenschaften der Werkzeugmaschinenstruktur kann durch Masseumverteilung, durch Dämpfungs- oder durch Steifigkeitsvariation erreicht werden. Dazu wurde in der Vergangenheit bereits eine Vielzahl von Methoden entwickelt, mit dem Ziel, die Maßnahmen mit dem größten Potenzial zu identifizieren. OERTLI 2008 erstellte ein Finite-Elemente-(FE)-Modell einer Werkzeugmaschine, ermittelte Strukturantworten infolge verschiedenster Anregungsformen und analysierte die vorliegenden, dominanten Schwachstellen. Mit Hilfe eines derartigen Modells lassen sich durch Steifigkeitsvariationen von Verbindungskomponenten oder durch geometrische Veränderungen von Strukturkomponenten die Veränderungen von Systemeigenschaften untersuchen. Weitere Beschreibungsformen basieren auf Starrkörpersystemen, auf der Finite-Elemente-Methode (FEM) und auf elastischen Mehrkörpersystemen (MKS). Zur Anwendung dieser Methoden auf den Bereich der Werkzeugmaschinenentwicklung mit dem Ziel der Verbesserung der Systemeigenschaften existiert eine Vielzahl von Forschungsarbeiten (ALBERTZ 1995, SCHNEIDER 2000, BAUDISCH 2003, BERKEMER 2003, WEIßENBERGER 2007, HOFFMANN 2008 und SIEDL 2008).

In weiteren Arbeiten wird die Betrachtung der integrierten Modellbildung von Werkzeugmaschinenstrukturen und deren Antrieben um den Teilbereich der Zerspanprozesse erweitert (BROOS ET AL. 2006, WITT 2007, HOFFMANN 2008, SIEDL 2008 und BRECHER ET AL. 2009). Damit existieren heute Werkzeuge zur Berechnung der Prozessstabilität und der erreichbaren Fertigungstoleranzen über den gesamten Arbeitsraum. Dazu wird in den meisten Arbeiten der Arbeitsraum in diskrete Punkte unterteilt und jeweils ein Maschinenmodell erstellt. Mit diesem Vorgehen lässt sich die Variation der Nachgiebigkeit einer Maschine an verschiedenen Positionen im Arbeitsraum annähern.

Abbildung 1.5 ordnet die verschiedenen Methoden zur Untersuchung der Systemeigenschaften mechanischer Systeme nach Komplexitäts- und Entwicklungsgrad ein. Für die Untersuchung und Variation der Systemeigenschaften einzelner Bauteile eignet sich demnach die FEM hervorragend. Bei Betrachtung komplexer Systeme, wie Werkzeugmaschinen, bietet sich in der frühen Phase der Entwicklung ein MKS mit starren Gestell-Komponenten an, die in einem zweiten Schritt durch FE-Körper ersetzt werden können.

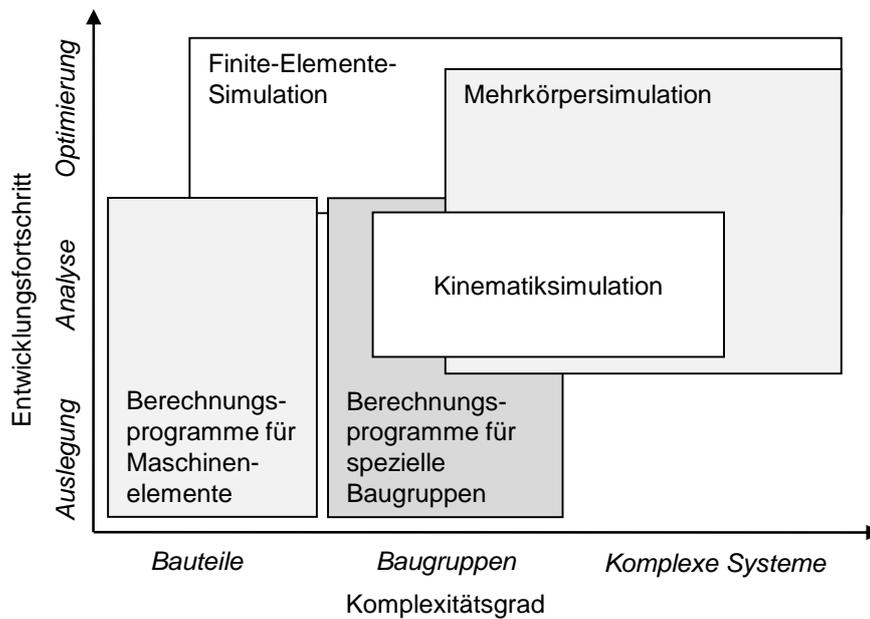


Abbildung 1.5: Methoden zur Auslegung, Analyse und Verbesserung des dynamischen Strukturverhaltens mechanischer Systeme (in Anlehnung an WEIßENBERGER 2007)

In vielen Arbeiten wird der Einsatz von Simulationssystemen während des Entwicklungsprozesses als *Optimierung* bezeichnet. In den meisten Fällen handelt es sich aber lediglich um Variantenvergleiche oder Parameterstudien und nicht um die Minimierung eines Gütekriteriums zur Findung eines globalen oder lokalen Minimums. Daher ist es zweckmäßig, statt von *Optimierung* eher von *Verbesserung* des Maschinenverhaltens zu sprechen.

In der Regel werden bei der Veränderung von Systemeigenschaften konkurrierende Ziele verfolgt. Bewegte Baugruppen werden durch eine Reduktion des Materialeinsatzes oder Substitution durch neuartige Materialien, wie bspw. faserverstärkte Verbundwerkstoffe, leichter hergestellt. Demgegenüber stehen die statischen und dynamischen Steifigkeitsanforderungen an eine Maschine, die dann durch aufwändige Konstruktionsarbeiten und damit steigende Entwicklungskosten erbracht werden müssen.

Bei den oben genannten Simulationsmethoden steht die rechnergestützte Verbesserung der Massen- und Steifigkeitseigenschaften im Vordergrund. Ein praktischer Ansatz zur Beeinflussung der Dämpfungseigenschaften wird von HIPKE 2003 vorgeschlagen. Herkömmliche Gestell-Bauteile werden in dieser Arbeit durch aluminiumgeschäumte Stahlblech-Schweißkonstruktionen in Sandwichbauweise ersetzt. Dadurch konnte die Dämpfung eines Werkzeugmaschinen-

Querträgers gegenüber der nicht ausgeschäumten Variante um den Faktor zwei bis drei erhöht werden.

Abbildung 1.6 zeigt beispielhaft drei Möglichkeiten zur Veränderung der Eigenschaften eines mechanischen Systems. Die dargestellten Maßnahmen der Integration einer zusätzlichen Masse, der zusätzlichen Reibungs- und/oder Materialdämpfung sowie einer Versteifung haben Einfluss auf die Massen-, die Dämpfungs- bzw. die Steifigkeitsmatrix der Bewegungsdifferentialgleichung.

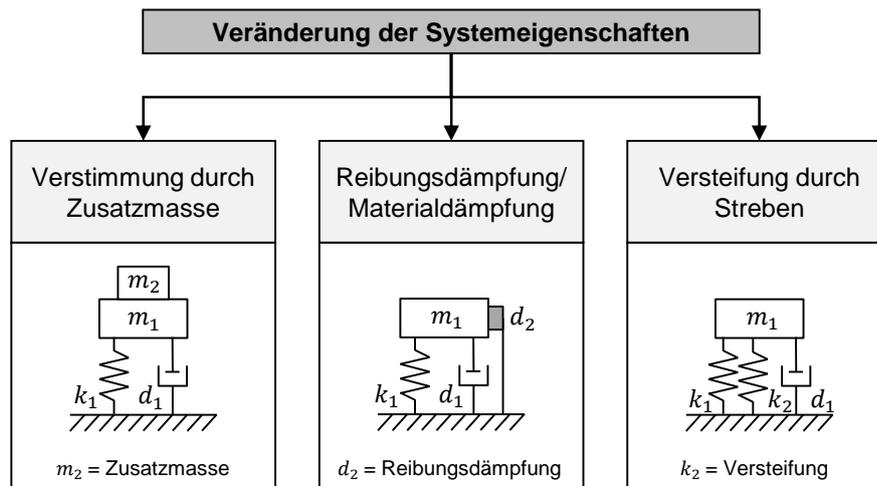


Abbildung 1.6: Beispiele zur Veränderung der Systemeigenschaften mechanischer Systeme

1.4.3 Störgrößenvariation

Findet eine periodische Kraftanregung innerhalb sensibler Frequenzbereiche der Maschinenstruktur statt, kann diese zu Ratterschwingungen führen. Derartig erzwungene Schwingungen lassen sich in der Regel durch die Beseitigung der Störquellen oder durch eine Variation der Anregungsfrequenz, so dass diese nicht im Bereich einer Eigenfrequenz der Maschinenstruktur liegt, vermeiden (WECK ET AL. 2006). Dazu realisierten AL-REGIB ET AL. 2003 eine Methode für einen Drehprozess, durch die mittels kontinuierlicher Spindeldrehzahlvariation Ratterschwingungen erfolgreich reduziert werden konnten.

Anstatt die Spindeldrehzahl zu verändern, variierten ISMAIL ET AL. 2002 die Vorschubgeschwindigkeit während der Bearbeitung von Turbinenschaufeln auf einem 5-Achs-Bearbeitungszentrum. Durch eine zwischenzeitliche sprunghafte Erhöhung der Vorschubgeschwindigkeit ist es gelungen, die Oberflächenqualität des Werkstücks bei erhöhter Produktivität zu steigern.

ZÄH 1995 entwickelte erstmals auf Basis eines dynamischen Modells des Kreis sägeprozesses eine adaptive Regelstrategie, die durch Anpassung der Prozessparameter für diese Zerspanungsvariante den stabilen Bearbeitungsbereich vergrößerte.

Ein weiterer interessanter Ansatz zur Schwingungsreduktion mit Hilfe der Störgrößenvariation wurde von PALANISAMY ET AL. 2007 erprobt. Mit Hilfe eines genetischen Algorithmus wurden für einen Fräsbearbeitungsprozess die optimalen Parameter für Vorschub, Schnittgeschwindigkeit und Schnitt-Tiefe identifiziert, wobei die dabei eingesetzte Zielfunktion die Minimierung der Bearbeitungszeit anstrebt. Für wichtige Merkmale, wie Oberflächenrauheit, auftretende Zerspankräfte, Standzeit und Schwingungsintensität, wurden nicht zu überschreitende Grenzwerte definiert.

1.4.4 Passive und aktive Zusatzsysteme

Aufgrund der Vielzahl bereits bestehender Zusatzsysteme ist zunächst eine Strukturierung sinnvoll. Es existieren passive und aktive Zusatzsysteme. Beide Ausprägungen zeichnen sich durch mechanische Systeme aus, die an die schwingende Struktur angebracht werden. Der Unterschied besteht lediglich in der Notwendigkeit einer von außen zugeführten so genannten *Hilfsenergie* aktiver Systeme, die zur Erzeugung einer gegenphasigen Schwingung verwendet wird. Passive Systeme hingegen benötigen keine externe Energieversorgung.

Passive Zusatzsysteme

Die Dämpfungswirkung passiver Zusatzsysteme wird durch Energieumwandlung erzielt. Meistens werden mit Hilfe geeigneter Koppelmedien zusätzliche Masskörper an die Struktur angebracht und die Energie dann in Wärme oder Relativbewegung zwischen den Körpern umgewandelt.

Ein Lanchester-Dämpfer mit einer integrierten, dämpfend wirkenden Einheit beeinflusst maßgeblich die Amplitude des Systems. Passive Zusatzsysteme, wie sie in Abbildung 1.7 schematisch dargestellt sind, werden gezielt auf eine Struktureigenfrequenz abgestimmt. Die Qualität dieser Abstimmung hat einen großen Einfluss auf die erreichbare Schwingungsreduzierung. SIMS 2007 entwickelte daher einen analytischen Ansatz, um diesen kritischen Prozess einer gezielten Parameterabstimmung eines Schwingungstilgers für den Einsatz an einer Werkzeugmaschine zu unterstützen.

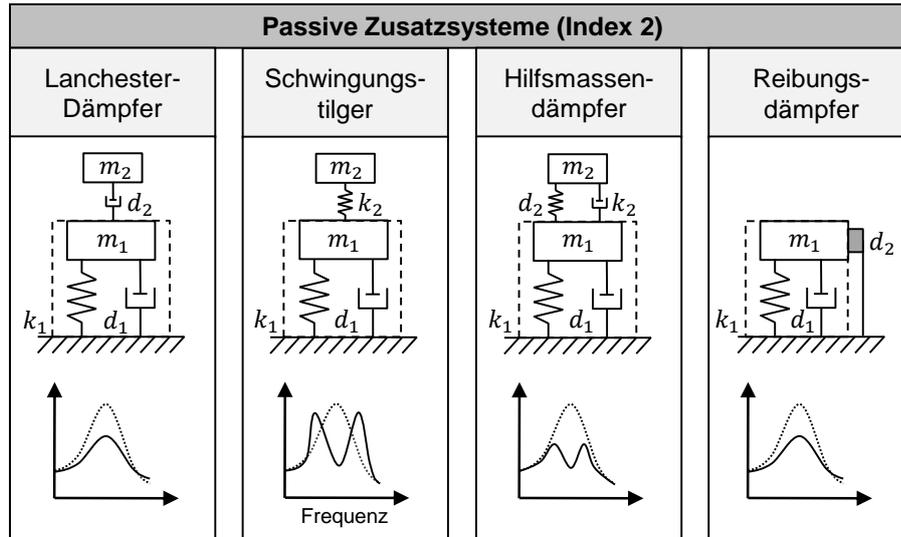


Abbildung 1.7: Passive Zusatzsysteme mit ihren Auswirkungen auf den Nachgiebigkeitsfrequenzgang eines mechanischen Systems (in Anlehnung an WECK ET AL. 2006 und TELLBÜSCHER 1986)

Schwingungstilger arbeiten in einem sehr kleinen Frequenzband und haben zusätzlich den Nachteil, aufgrund der Aufspaltung der Eigenfrequenz die Schwingungsamplituden des Systems um das Frequenzband noch zu verstärken. Im schlimmsten Fall ändern sich die Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen eines Systems derart stark, bspw. durch eine Verfahrbewegung der Maschinenachsen, dass ein Schwingungstilger oder Hilfsmassendämpfer die Wirkung vollständig verliert.

Im Werkzeugmaschinenbereich kommen Hilfsmassen- und Reibungsdämpfer aufgrund ihrer Wirksamkeit am häufigsten zum Einsatz. TELLBÜSCHER 1986 gibt diesbezüglich einen detaillierten Überblick über bereits erfolgreich entwickelte Systeme. Darüber hinaus stellte er zunächst eine Methode zur optimalen Abstimmung eines Hilfsmassendämpfers auf eine Schleifmaschine vor und erzielte in den anschließenden Experimenten eine Verringerung der Nachgiebigkeit auf ein Zwanzigstel. Damit konnte die ratterfreie Bearbeitungsdauer wesentlich erhöht werden.

Aktive Zusatzsysteme

Ein aktives Zusatzsystem zeichnet sich dadurch aus, dass die Schwingung einer mechanischen Struktur mit einer Sensorik erfasst, von einem Regler verarbeitet und mit Hilfe eines Aktors durch eine Gegenschwingung reduziert wird. Die Energie für diesen Aktor wird stets von außen zugeführt.

Erste Ansätze zur Integration aktiver Zusatzsysteme in Werkzeugmaschinen finden sich in den achtziger Jahren. TELLBÜSCHER 1986 skizzierte bereits die Idee, die Zentrierspitzen einer Rundschleifmaschine mit Piezoaktoren auszustatten. Eine praktische Umsetzung wurde aber noch nicht durchgeführt.

Aktive Zusatzsysteme können parallel oder seriell in eine Struktur integriert werden. Die parallele Anordnung hat den Vorteil, dass sie die dynamischen Eigenschaften der Ausgangsstruktur nicht negativ beeinflusst, sondern aufgrund eines zusätzlichen parallelen Kraftflusses auf jeden Fall eine Verbesserung hervorruft. Bei einer seriellen Anordnung dagegen besteht die Gefahr eines Steifigkeitsverlustes durch die eingebrachte Nachgiebigkeit des Aktors in den Kraftfluss, der im geregelten Betrieb zu überwinden ist, bevor das aktive Zusatzsystem effektiv zur Schwingungsreduktion beiträgt.

WECK ET AL. 2003 entwickelten bspw. einen parallel in den Kraftfluss integrierten Reibungsdämpfer. Die Dämpfungswirkung basiert auf Coulomb'scher Reibung, die eine dämpfende, geschwindigkeitsproportionale Kraft erzeugt. Mit einer geeigneten Regelung sowie pneumatischen Stellgliedern wird die Dämpfungswirkung an die Betriebsbedingungen und die Struktureigenschaften der zu bedämpfenden Anlage angepasst.

Ein aktives Zusatzsystem, das nicht in den Kraftfluss integriert ist, wird als absolut wirkendes Zusatzsystem bezeichnet. Ein aktiver Hilfsmassendämpfer stellt z. B. diese Ausprägung dar.

Abbildung 1.8 zeigt die verschiedenen Wirkprinzipien aktiver Zusatzsysteme.

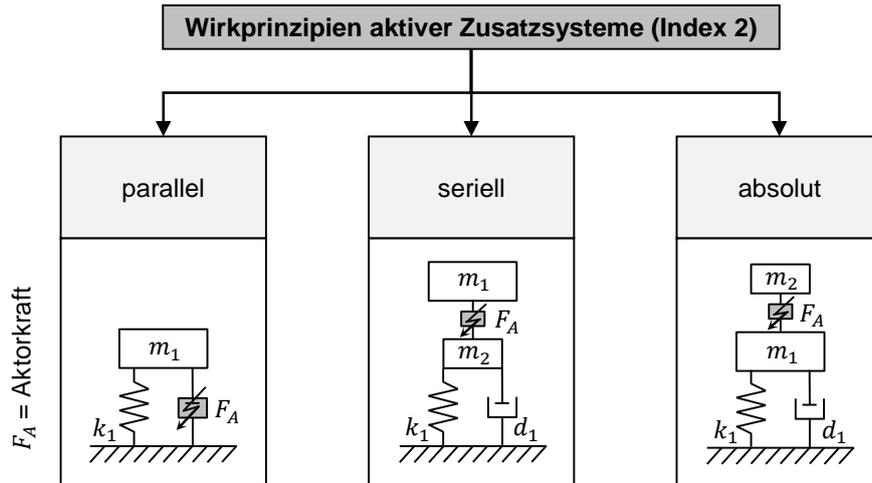


Abbildung 1.8: Wirkprinzipien aktiver Zusatzsysteme für Werkzeugmaschinen

1.4.5 Zusammenfassung

Selbst- und fremderregte Ratterschwingungen führen bei der spanenden Bearbeitung zu Qualitätsverlusten. Diese Schwingungsarten sind daher unbedingt zu vermeiden bzw. zu reduzieren. Mit Hilfe zusätzlich wirkender innerer und äußerer Kräfte lässt sich eine Schwingungsreduktion realisieren. Diese Kräfte können durch eine Veränderung der Systemmatrizen, durch die Variation der Technologieparameter des Zerspanprozesses oder zusätzlich applizierte Systeme verursacht werden (Abbildung 1.9).

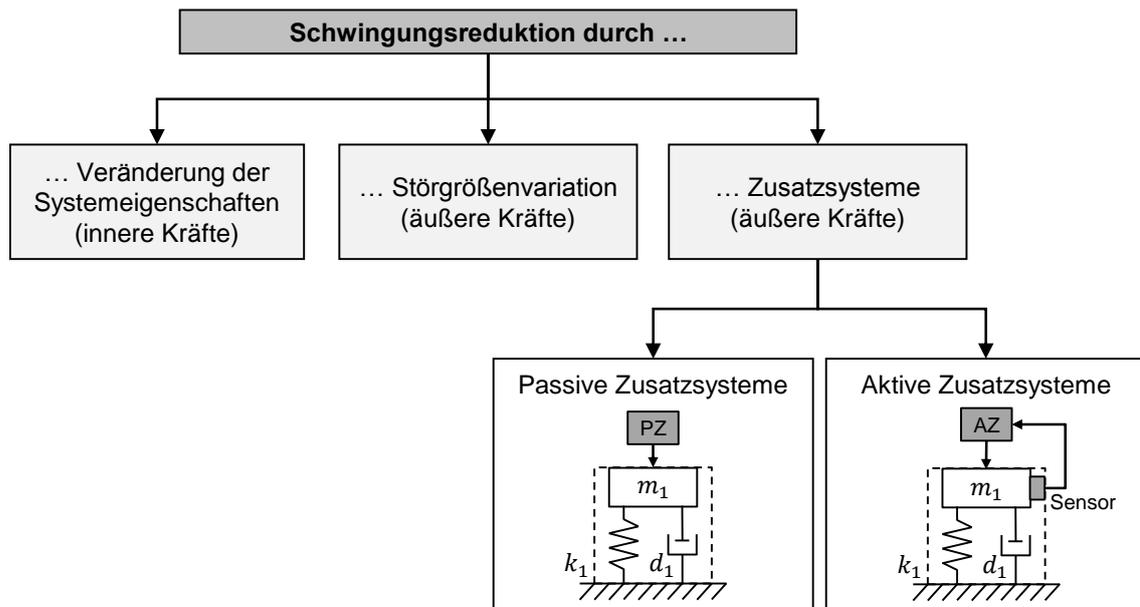


Abbildung 1.9: Möglichkeiten der Einflussnahme auf das dynamische Verhalten eines schwingungsfähigen Systems

Im Bereich der Veränderung der Systemeigenschaften existiert eine Vielzahl an erprobten Methoden, um die Teilsysteme oder das Gesamtsystem Werkzeugmaschine zu beschreiben und anschließend zu verbessern. Der Fokus der Arbeiten reduziert sich dabei häufig auf die Betrachtung eines stationären Zustands, speziell auf eine Position oder wenige diskrete Positionen im Arbeitsraum. Dass Werkzeugmaschinen im Betrieb in der Regel ein zeitvariantes Systemverhalten aufweisen, wurde bei dem Großteil der Forschungsvorhaben zumeist bewusst vernachlässigt.

Die dargestellten Verfahren der Störgrößenvariation haben den Vorteil, dass keine zusätzliche Hardware in das System integriert und in Betrieb genommen werden muss. Allerdings ist bei vielen Varianten eine Implementierung aufwändiger Algorithmen in die Maschinensteuerung erforderlich. Weiterhin besteht die Notwendigkeit einer detaillierten Kenntnis der vorliegenden Schwingungsercheinungen, um eine zielgerichtete Anpassung der Technologieparameter zu gewährleisten. Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die aufgezeigten Methoden im Allgemeinen eine Verbesserung der dynamischen Wechselwirkungen zwischen der passiven Maschinenstruktur und dem Bearbeitungsprozess herbeiführen. Das Gesamtsystemverhalten ist allerdings maschinenseitig durch das dynamische Maschinenverhalten der passiven Struktur begrenzt.

Die Vorteile passiver Zusatzsysteme liegen in dem einfachen Aufbau, der kostengünstigen Umsetzungsmöglichkeit und der großen und stabilen Wirksamkeit, sofern sie einmal für einen Anwendungsfall ausgelegt wurden (WECK ET AL. 2006). Die Abstimmung auf nur eine Frequenz oder ein kleines Frequenzband stellt den großen Nachteil passiver Systeme dar, da nach jeder Veränderung der Systemparameter oder des Systemverhaltens eine erneute Einstellung erforderlich ist. In der Praxis kann es sein, dass eine ausreichende Dämpfungswirkung nur mit sehr großen Reaktionsmassen erreicht wird. Dies wiederum kann das gesamte dynamische Nachgiebigkeitsverhalten einer Maschine negativ beeinflussen.

Die Integration aktiver Zusatzsysteme in Werkzeugmaschinen eignet sich besonders gut, denn sie können in einem breiten Frequenzband eingesetzt werden. Obwohl sich die Auslegung aktiver Zusatzsysteme komplexer gestaltet als für passive Zusatzsysteme, unterstreicht EHMANN 2007 das enorme Potenzial aktiver gegenüber passiven Systemen trotz des zusätzlichen Realisierungsaufwands. Außerdem können aktive Zusatzsysteme ihre Wirkung dort entfalten, wo passive Maschinenstrukturen bereits vollständig ausgereizt sind. In dieser Arbeit soll

daher der Fokus auf die aktiven Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion gelegt werden.

Zusammenfassend lässt sich für die Motivation dieser Arbeit folgende These formulieren: An den Grenzen passiver Systeme setzen aktive Systeme zumeist erst an.

1.5 Zielsetzung und Vorgehensweise

Ziel dieser Arbeit ist es, Werkzeugmaschinenhersteller sowie -anwender in die Lage zu versetzen, mit Hilfe aktiver Zusatzsysteme Schwingungen spanender Werkzeugmaschinen zu reduzieren und so die Leistungsfähigkeit zu erhöhen. Es soll eine Methode entwickelt werden, die den/die Entwickler/-in bei der Auswahl und Positionierung der aktiven Zusatzsysteme unterstützt und dabei einen effizienten Einsatz der aktiven Zusatzsysteme sicherstellt. Außerdem ist es notwendig, eine geeignete Regelstrategie zu erarbeiten und zu implementieren, die den Anforderungen eines aktiven Zusatzsystems in Kombination mit einer Werkzeugmaschine gerecht wird.

Kapitel 1 verdeutlichte zunächst die Dringlichkeit nach Technologiesprüngen in der deutschen Werkzeugmaschinenbranche. Es wurden leistungsbegrenzende Einflussfaktoren aufgezeigt, auftretende Schwingungsarten sowie deren Ursachen klassifiziert und Möglichkeiten zur Schwingungsreduktion dargelegt. Kapitel 2 beinhaltet eine Analyse bereits entwickelter aktiver Zusatzsysteme und zeigt den Handlungsbedarf auf. Eine Methode zur Entwicklung aktiver Zusatzsysteme sowie die Anforderungen an derartige Systeme sind Bestandteil von Kapitel 3. Der Kern der Arbeit folgt in den Kapiteln 4 und 5. In Kapitel 4 wird eine Berechnungsvorschrift entwickelt, die bei der Positionierung aktiver Zusatzsysteme in eine Maschinenstruktur unterstützt. Im Rahmen von Kapitel 5 wird anschließend eine Regelstrategie für aktive Zusatzsysteme hergeleitet. Die Validierung der Methode zur mechanischen Integration sowie der entwickelten Regelung erfolgt anhand einer Versuchsmaschine in Kapitel 6. Dazu werden zwei aktive Zusatzsysteme appliziert und deren Einsatztauglichkeit untersucht.

Einen Überblick der Arbeit zeigt Abbildung 1.10.

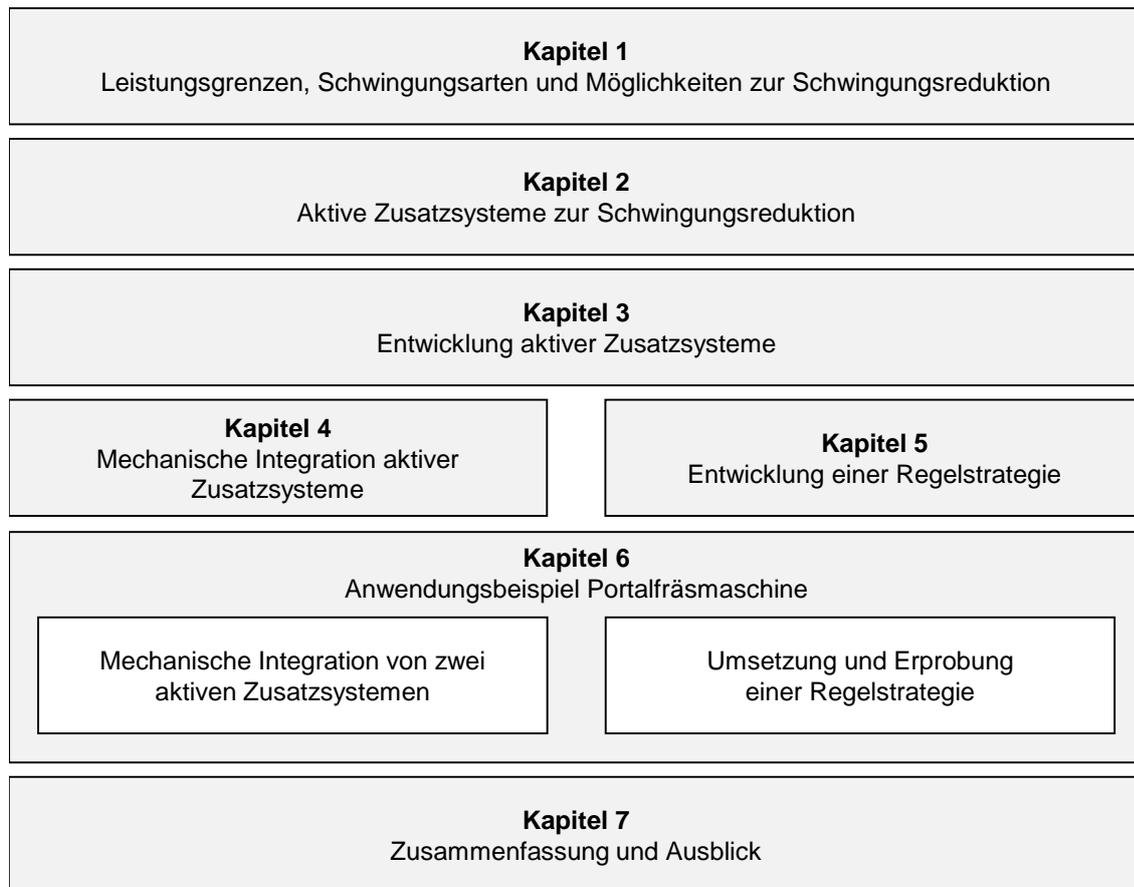


Abbildung 1.10: Aufbau der Arbeit und Vorgehensweise

Die in dieser Arbeit vorgestellte Methode ermöglicht dem/der Leser/-in einen strukturierten Einstieg in die Entwicklung, Integration und Regelung aktiver Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion an Werkzeugmaschinen. Die Realisierung dieser Systeme soll damit erleichtert werden, so dass langfristig vermehrt derartige Produkte den Reifegrad der Serientauglichkeit erreichen und in den Werkzeugmaschinenmarkt Einzug finden.

2 Aktive Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion

2.1 Inhalt des Kapitels

In der Literatur werden aktive Zusatzsysteme häufig als *adaptronische Systeme* bezeichnet und dem Gebiet der so genannten *Adaptronik* zugeschrieben. Um eine Zuordnung aktiver Zusatzsysteme zu erleichtern, soll der Abschnitt 2.2 zunächst in die Disziplin der Adaptronik einführen. In diesem Zusammenhang sollen aktive Zusatzsysteme in Kombination mit Werkzeugmaschinen als adaptronische Systeme beschrieben werden. Damit kann anschließend der Betrachtungsraum für diese Arbeit eingegrenzt werden. Die Analyse bereits entwickelter Lösungen für den Werkzeugmaschinenbereich in Abschnitt 2.3 soll Aufschluss über den Handlungsbedarf liefern und die Basis für die vorliegende Arbeit bilden.

2.2 Adaptronik und adaptronische Systeme

Die Adaptronik ist gegenwärtig noch eine verhältnismäßig junge Disziplin, wird aber bereits als wichtige Zukunftstechnologie bewertet (MELZ ET AL. 2007). Das führte bspw. dazu, dass sich innerhalb der Fraunhofer-Gesellschaft zwölf Fraunhofer-Institute zur „Fraunhofer Allianz Adaptronik“ zusammengeschlossen haben, um mit anwendungsorientiertem Forschungsauftrag am Transfer der Technologie in kommerzielle Anwendungen zu arbeiten. Aufgrund der technologieimmanenten Komplexität adaptronischer Systeme können sie eine erschwerte Kopierbarkeit der Produkte und einen Wettbewerbsvorsprung von Hochtechnologiestandorten herbeiführen. Der Aufwand und der Nutzen dieser komplexen Systeme lassen sich heute schwer abschätzen, was ein Hindernis für den breiten kommerziellen Einsatz der Adaptronik darstellt (JENDRITZA 1998). In den letzten Jahren wurden bereits große Fortschritte erzielt⁵.

⁵ Bspw. hat das von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) geförderte Grundlagenforschungsvorhaben (DFG-Schwerpunktprogramm 1156: *Adaptronik für Werkzeugmaschinen*) mit Beginn im Jahr 2003 mit einer Laufzeit von sechs Jahren einen nachhaltigen Beitrag zum Erhalt der deutschen Position auf dem Gebiet der Adaptronik geführt.

ISERMANN 2008 hat die Grundstruktur mechatronischer Systeme wie in Abbildung 2.1 dargestellt definiert.

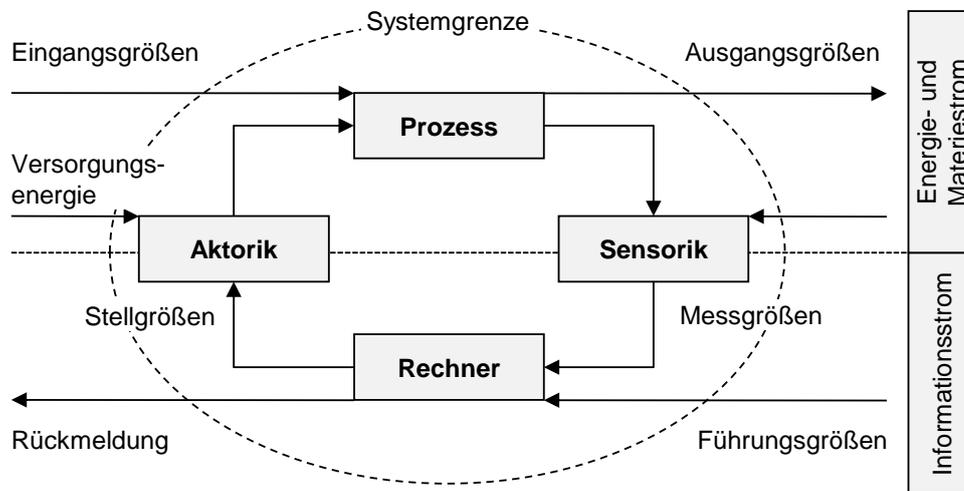


Abbildung 2.1: Grundstruktur mechatronischer Systeme (in Anlehnung an ISERMANN 2008)

Demnach besteht ein mechatronisches System stets aus einem Grundprozess, der von auen beeinflusst wird und dessen Ausgangsgroessen die sich entsprechend des Systemverhaltens verandern. Ziel ist es nun, mittels rechnergesteuerten Aktoren ein vorgegebenes Fuhrungsverhalten zu erzwingen. Die dafur notwendigen Stellgroessen werden aus den identifizierten Messgroessen der eingesetzten Sensoren gewonnen. Diese Struktur gilt gleichermaassen fuir ein adaptronisches System. Die Adaptronik laasst sich daher als Teilbereich der Mechatronik ansehen und die Gesamtheit solcher Systeme laasst sich der Gruppe der geregelten Systeme zuordnen (Abbildung 2.2).

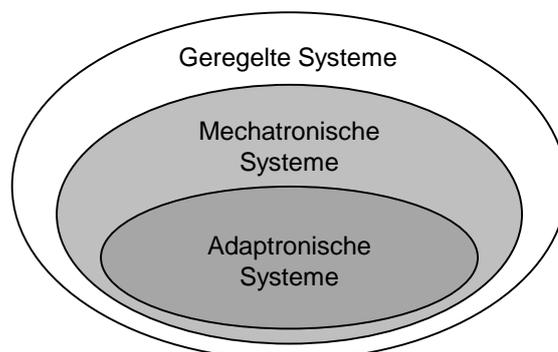


Abbildung 2.2: Einordnung der Adaptronik

SIMNOFSKE 2009 formulierte folgende Definition eines adaptronischen Systems:

Ein adaptronisches System besteht aus mindestens einem Sensor und einem Aktor, einer tragenden Struktur sowie einer elektronischen Regelung oder Steuerung. Es dient der Optimierung eines Wirkprinzips, welches unter ungünstigen Betriebsbedingungen durch statische oder dynamische Störungen unerwünscht beeinflusst wird. Die das Ausgangssystem erweiternden Aktoren müssen dabei im Kraftfluss der passiven Strukturelemente wirken, um beide Arten von Störeffekten reduzieren zu können.

Was unterscheidet aber nun ein adaptronisches von einem mechatronischem System? Im Bereich der Adaptronik werden Produkte mit Hilfe neuer Materialien kleiner, weniger komplex, leichter oder leistungsfähiger gestaltet. Erreicht wird dies durch so genannte *intelligente Strukturen, multifunktionale Energiewandler bzw. Elemente* und *selbstanpassende bzw. adaptive Regler*. Insbesondere zeichnen sich intelligente Strukturen dadurch aus, dass sie ihr Verhalten selbststeuernd in kurzer Zeit an wechselnde Betriebs- und Umweltbedingungen anpassen.

Das Feld der Adaptronik ist so umfangreich, dass eine weitere Untergliederung sinnvoll ist. Folgende vierstufige Klassifikation adaptronischer Systeme erleichtert die Einordnung verschiedener Teilsysteme bei der Entwicklung adaptronischer Baugruppen (Abbildung 2.3).

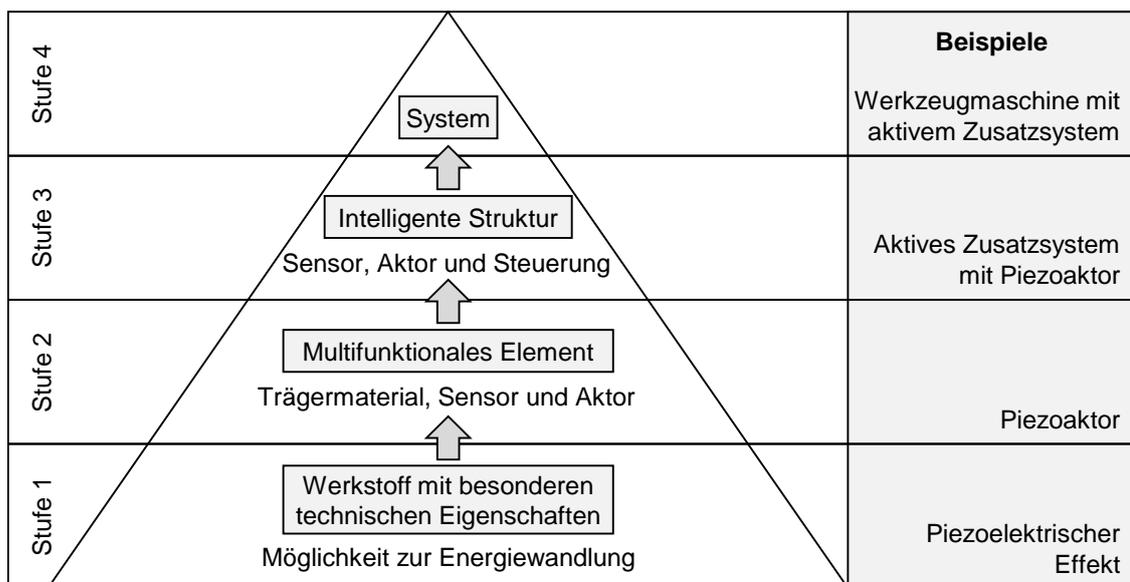


Abbildung 2.3: Klassifikation adaptronischer Systeme (in Anlehnung an JENDRITZA 1998)

Ein Werkstoff mit bestimmten technischen Eigenschaften, wie z. B. piezoelektrischen Eigenschaften, ist somit ein adaptronisches System der Stufe 1. Wird dieses Material in ein multifunktionales Element wie einen Piezoaktor eingebettet, ist es der Stufe 2 zuzuordnen. Aktive Zusatzsysteme, wie sie in dieser Arbeit entwickelt werden, bestehen aus multifunktionalen Elementen, Sensorik und einer Steuerung. D. h. hierbei handelt es sich um adaptronische Systeme der Stufe 3. Die Kombination einer Werkzeugmaschine mit einem dieser aktiven Zusatzsysteme stellt wiederum ein adaptronisches System dar. Diese Arbeit fokussiert daher adaptronische Systeme der Stufen 3 und 4.

Wesentliche Bausteine in der Adaptronik stellen neben multifunktionalen Werkstoffen sogenannte adaptive Regler dar, die sich selbsttätig an wechselnde Umwelteinflüsse und an Änderungen innerhalb der Struktur anpassen können. Mit Hilfe rechnerunterstützter Simulation der verwendeten Aktoren, Sensoren und Trägerstrukturen lässt sich das Übertragungsverhalten adaptiver Strukturen berechnen. Damit können Einbauorte und die Lage von Sensoren und Aktoren dahingehend verbessert werden, dass zur Regelung nur noch ein minimaler Energieaufwand notwendig ist. Eine konsequente Umsetzung von Adaptronik im Sinne eines Technologiekonzeptes bedeutet somit die simultane Auslegung aller beteiligten Komponenten, d. h. der Struktur-, der Aktor-, der Sensor- und der Regler-Funktionen.

Ein Regelkreis setzt sich im Allgemeinen aus einem Regler und einer Regelstrecke zusammen. Die Regelstrecke beinhaltet im Fall eines adaptronischen Systems geeignete Aktorik und entsprechende Leistungselektronik, die Struktur sowie einzusetzende Sensorik. Die Strukturantwort und die Störgröße bilden die Prozessgröße, die durch die Regelung der Führungsgröße angepasst werden soll. Aus einer vorliegenden Regelabweichung berechnet der Regler die Stellgröße für die Leistungselektronik des Aktors. Mit der resultierenden Prozessstellgröße wirkt der Aktor nun gezielt auf die Struktur ein (Abbildung 2.4).

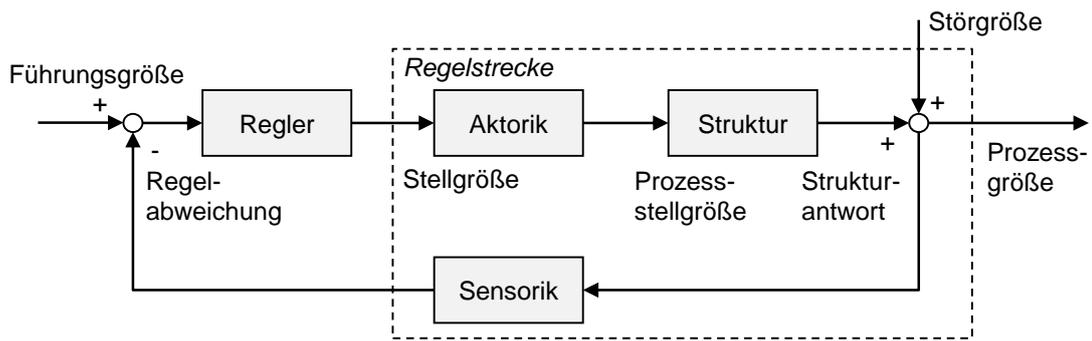


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung eines Regelkreises

Überträgt man diese generellen Funktionen auf den Werkzeugmaschinenbereich, so kann die aktive Schwingungsreduktion als Teilgebiet der Adaptronik verstanden werden. Aktive Zusatzsysteme bieten das Potenzial, mit einer geeigneten Prozessstellgröße auf die Maschinenstruktur einzuwirken und unerwünschte Schwingungen während der Bearbeitung zu vermeiden. Das Ergebnis ist eine Steigerung der Leistungsfähigkeit und der Bearbeitungsgenauigkeit.

Die folgende Analyse bereits bestehender Lösungen für Werkzeugmaschinen soll den Handlungsbedarf bei der Entwicklung weiterer derartiger Systeme aufzeigen.

2.3 Analyse bestehender aktiver Zusatzsysteme für Werkzeugmaschinen

2.3.1 Allgemeines

Die Kernkomponente eines aktiven Zusatzsystems ist der verwendete Aktor. Zur Schwingungsreduzierung von sehr steifen, dynamisch belasteten, mechanischen Strukturen, wie Werkzeugmaschinen, nimmt ISERMANN 2008 eine Einteilung der wichtigsten aktiven Zusatzsysteme nach dem physikalischen Wirkprinzip des Stellgliedes vor. Hierbei finden sich elektrisch gespeiste sowie fluidenergetische Elemente wieder (Abbildung 2.5).

Die relevanten Einflussparameter von Aktoren für den Einsatz an steifen mechanischen Strukturen sind die Stellkraft und die Stellzeit. Abbildung 2.5 zeigt die heute realisierbaren Wirkbereiche dieser beiden Größen für verschiedene Aktoren.

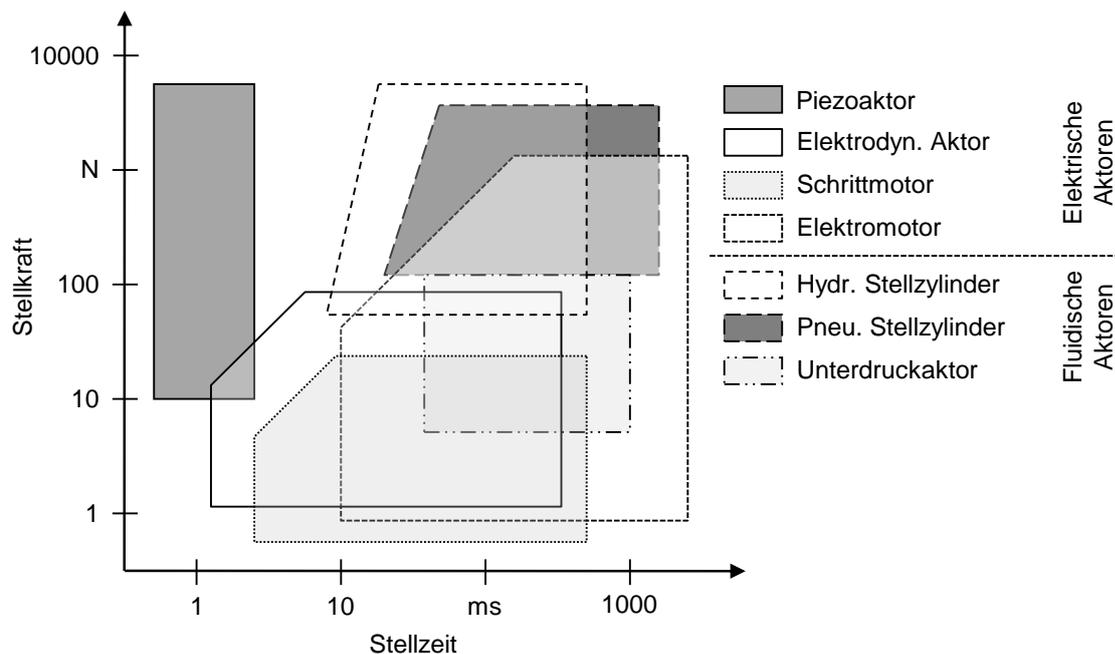


Abbildung 2.5: *Stellkraft-Stellzeit-Diagramm für verschiedene Aktoren (in Anlehnung an ISERMANN 2008)*

Dominante Struktureigenformen von Werkzeugmaschinen, die für Ratterschwingungen verantwortlich sein können, liegen im Bereich von ca. 20 bis 400 Hz. Um im Bereich der oberen Grenzfrequenz entgegenzuwirken, darf ein Aktor eine Stellzeit von maximal 2,5 ms aufweisen. Die Grafik zeigt daher deutlich die Vorzüge von piezoelektrischen und elektrodynamischen Stellgliedern für den Einsatz zur Schwingungsreduktion auf. Aus diesem Grund wird im weiteren Verlauf der Arbeit der Fokus auf Aktoren mit diesen Funktionsweisen gelegt.

2.3.2 Piezoaktoren

Piezoaktoren haben kleine, präzise Stellwege bei großen Kräften und sehr kurzen Reaktionszeiten (WEBER 1998), was sie zu den am häufigsten eingesetzten Stellgliedern im Bereich der aktiven Schwingungsreduktion macht (JENDRITZA 1998). Wie in Abschnitt 1.4.4 bereits gezeigt, können Piezoaktoren grundsätzlich seriell oder parallel zum Kraftfluss in eine mechanische Struktur integriert werden. Dabei ist zu beachten, dass bei einer seriellen Anordnung die Nachgiebigkeit der Gesamtstruktur zunimmt, wenn die Steifigkeit des Aktors kleiner als die der ersetzten Strukturkomponente ist (SIMNOFSKE 2009). Im Gegensatz dazu bewirkt die parallele Integration bereits im passiven Zustand auf jeden Fall eine Versteifung der Maschinenstruktur.

Mit piezokeramischen Materialien sind maximale Dehnungen von nur 0,2 % realisierbar. Daher existiert eine Vielzahl an Bauformen, wobei die Stapelbauweise mit großen erzeugbaren Druckkräften von bis zu 100 kN und erreichbaren Stellwegen von bis zu 400 μm für den Einsatz im Werkzeugmaschinenbereich besonders geeignet ist (PI 2010).

Bei der Verwendung von Piezoaktoren sind einige Montagehinweise und Belastungsrestriktionen zu beachten, um die maximale Lebensdauer und Leistungsfähigkeit zu gewährleisten. So dürfen nur Druckkräfte auf das Bauelement einwirken. Da aber Zug- und Druckkräfte notwendig sind, muss in der Regel eine mit Hilfe von Federn vorgespannte Variante in einem Gehäuse eingesetzt werden (Abbildung 2.6, links). Scher- und Biegekräfte sowie Drehmomente sind unbedingt zu vermeiden (Abbildung 2.6, rechts).

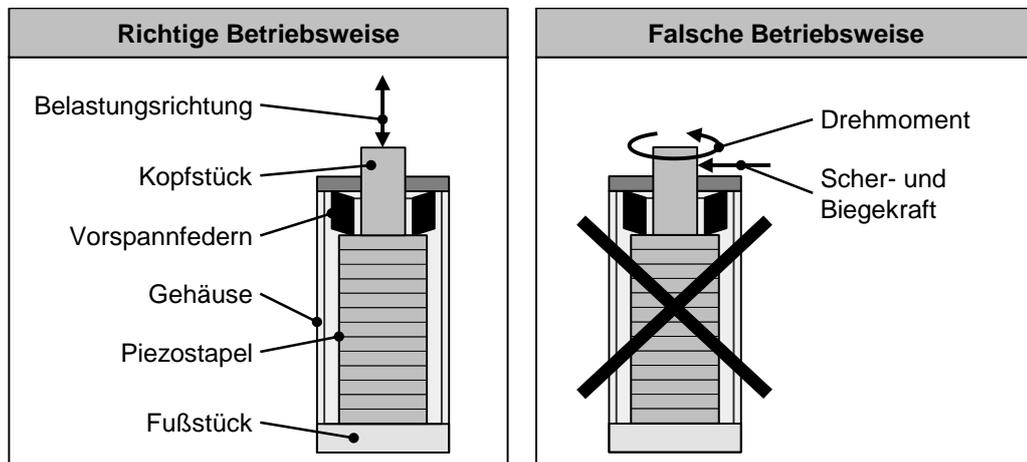


Abbildung 2.6: Aufbau eines Piezoaktors und dessen Belastungsrestriktionen

In der Literatur haben sich für aktive Zusatzsysteme mit Piezoaktor als Stellglied verschiedene Begriffe entwickelt. So wird bei einer Integration aktiver Zusatzsysteme zwischen Strukturkomponenten von Werkzeugmaschinen von *aktiven Modulen* oder *Streben* gesprochen. Als *aktive Werkstückauflagen* oder *Werkstückhalter* werden aktive Systeme bezeichnet, die das Werkstück aufnehmen. *Aktive Spindeln* und *Werkzeuge* dagegen kommen am anderen Ende des Kraftflusses zum Einsatz. Bei diesen Lösungen sind die Aktoren sehr nah am Bearbeitungsprozess in die Struktur integriert. Im Folgenden werden bereits entwickelte aktive Zusatzsysteme auf der Basis von Piezoaktoren erläutert.

Aktive Module und Streben

SIMNOFSKE 2009 entwickelte ein methodisches Vorgehen zur Auslegung aktiver Module und integrierte anschließend zwei solche Module in eine Flachsleifmaschine. Diese beinhalten Piezoaktoren und wurden parallel sowie seriell in den Kraftfluss eingebracht und erfolgreich zur Reduktion selbst- sowie fremderregter Schwingungen eingesetzt.

BRECHER ET AL. 2011 entwickelten und untersuchten piezoelektrische Module für eine Portalfräsmaschine, mit denen die Kompensation von sowohl statischen als auch dynamischen Verformungen möglich ist. Durch eine gekoppelte Simulation von mechanischer Struktur, Aktorik und Regelung konnte die prinzipielle Funktion des Systems aufgezeigt werden.

EHMANN ET AL. 2001 integrierten in serieller Anordnung in ein Labormodell einer Portalfräsmaschine insgesamt vier Piezoaktoren in den Führungsschlitten. Erste Messungen am Prüfstand und daraus theoretisch abgeleitete Stabilitätskarten zeigten, dass für kleine Anregungskräfte die Schnitt-Tiefe über den gesamten Drehzahlbereich um ca. 50 % vergrößert werden kann, ohne dass der Zerspanprozess instabil wird.

Aktive Streben auf Basis von parallel zum Kraftfluss eingebetteten Piezoaktoren eignen sich nicht nur für Portalfräsmaschinen, sondern beispielweise zum Einsatz in Lambda-⁶ (AST ET AL. 2007 und AST ET AL. 2009) oder Parallelkinematiken (FLEISCHER ET AL. 2005). Mit derartigen Systemen lassen sich neben dynamischen Verlagerungen auch statische Abweichungen kompensieren.

Aktive Werkstückauflagen oder Werkstückhalter

Eine aktive Werkstückauflage hat den Vorteil der Nachrüstungsmöglichkeit in Maschinenstrukturen, ohne dass eine konstruktive Veränderung des Ausgangssystems notwendig ist. Die von BRECHER ET AL. 2009 realisierte Ausführung besitzt zwei mittels Piezoaktoren gesteuerte hochdynamische Achsen in der horizontalen Ebene. Die Erfassung der werkzeug- und werkstückseitigen Strukturschwingungen ermöglicht die Bestimmung der Sollposition des Werkstücks. Eine Lageregelung soll zur gezielten Vermeidung von Ratterschwingungen dienen.

Einen vergleichbaren Ansatz verfolgten RASHID ET AL. 2006 mit ihrer aktiven Werkstückaufnahme für Bearbeitungszentren. Mit Hilfe eines adaptiven Regelal-

⁶ Maschinenkonzept mit Lambda-förmigem Kinematikaufbau

gorithmus konnte die Oberflächenqualität und die Werkzeugstandzeit bei der Zerspanung von Aluminium und Stahl deutlich gesteigert werden.

Auch ABELE ET AL. 2008 entwickelten einen derartigen Werkstückhalter mit dem Unterschied, in jeder Achse zwei parallel angeordnete Piezoaktoren sowie auf der jeweiligen Gegenseite zwei Tellerfederpakete vorzusehen. Zur Regelung des Systems sollte ebenfalls ein adaptiver Algorithmus zum Einsatz kommen.

Für die Durchführung der geplanten Zerspanversuche sind die Ergebnisse der Vorversuche beider Konzepte vielversprechend.

Aktive Spindeln und Werkzeuge

Wenn nicht werkstückseitig, sondern werkzeugseitig ein aktives Zusatzsystem zur Anwendung kommt, wird in der Literatur von *aktiven Spindeln* oder *Werkzeugen* gesprochen, je nachdem an welchem Element der Aktor angreift.

Ein aktives Werkzeug, speziell einen aktiven Drehmeißel, stellte ÅKESSON 2007 vor. Im Schaft des Meißels ist mit Hilfe einer eingebrachten Nut ein piezokeramischer Stapelaktor integriert. Das dynamische Nachgiebigkeitsverhalten dieses Innendrehwerkzeugs konnte deutlich verbessert werden. Auch hier kam erneut eine adaptive Regelung zum Einsatz und deren enormes Potential für den Drehprozess wurde von CLAESSON ET AL. 1998 und ANDRÉN ET AL. 2004 noch weiter unterstrichen. Ein weiteres aktives Werkzeug wurde von HILBING 2004 entwickelt, das eine Verbesserung der Rauheit beim Außenlängs-Runddrehen um bis zu 30 % zu erreichen erlaubte.

DENKENA ET AL. 2007 präsentierten eine mit drei Piezoaktoren gelagerte aktive Spindel. Eine Kompensation der Ratterschwingungen im Fräsprozess konnte nicht realisiert werden. Dafür gelang es aber, fremderregte Schwingungen zuverlässig zu reduzieren.

Obige Arbeiten stellen lediglich eine Auswahl bestehender Einzellösungen unter Verwendung von Piezoaktoren dar und verdeutlichen die vielseitige Einsetzbarkeit dieser Aktorbauweise. Im Folgenden werden bereits entwickelte Lösungen aktiver Zusatzsysteme mittels elektrodynamischer Aktoren aufgezeigt, für die häufig auch der Begriff des *aktiven Hilfsmassendämpfers* als Synonym verwendet wird.

2.3.3 Elektrodynamische Aktoren

Ein elektrodynamischer Aktor besteht im Prinzip aus einer Trägheitsmasse und einer elektrischen Spule, die miteinander verbunden sind und sich im Feld eines Permanentmagneten befinden. Die Spule ist über ein Feder-Dämpfer-System mit dem Magneten gekoppelt (Abbildung 2.7).

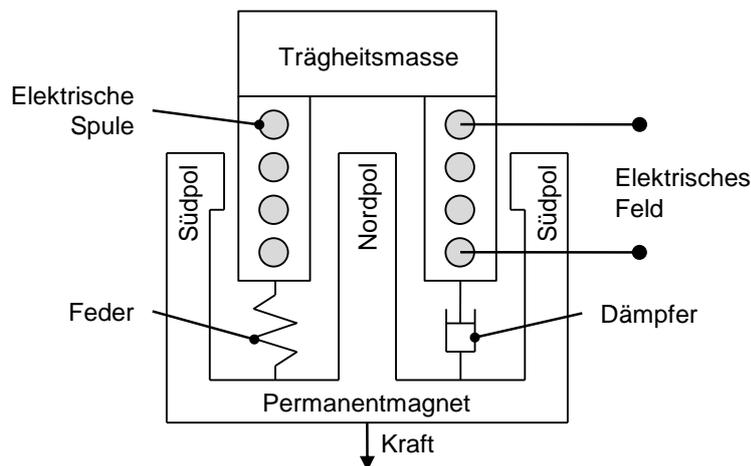


Abbildung 2.7: Schematischer Aufbau eines elektrodynamischen Aktors (in Anlehnung an PREUMONT 2002)

Im Gegensatz zu den klassischen, passiven Reaktionsmassendämpfern, die auf eine bestimmte Frequenz abgestimmt sind, werden elektrodynamische Aktoren aktiv angesteuert und wirken somit in einem großen Frequenzbereich.

Weitere Vorteile von elektrodynamischen Aktoren ergeben sich durch das lineare Verhalten sowie ihre im Vergleich zu strukturintegrierten Aktoren einfache Applikationsmöglichkeit (EHMANN 2004), da sie ohne physischen Bezugspunkt auskommen, wofür der englischsprachige Begriff *sky-hook* geprägt wurde. Nach EHMANN 2004 sollen derartige Aktoren direkt an Orten maximaler kinetischer Energie der Struktur angreifen, was im Anwendungsfeld von Werkzeugmaschinen häufig einer möglichst prozessnahen Position entspricht, da lediglich die hier auftretenden Schwingungen von Belang sind.

Es wurden bereits mehrere aktive Spindeln auf der Basis des elektrodynamischen Prinzips entwickelt. EHMANN ET AL. 2002 konzipierten einen absolut wirkenden elektromagnetischen Reaktionsmassendämpfer. ABELE ET AL. 2009 und ROTH 2009 befestigten einen derartigen Dämpfer in unmittelbarer Nähe des Tool Center Points (TCP) einer Portalfräsmaschine und erreichten damit eine Erhöhung der Stabilitätsgrenze um ca. 50 % von 2 mm auf 3 mm Schnitt-Tiefe im stabilen Schnitt.

2.4 Zusammenfassung

Die vorgestellten Arbeiten verdeutlichen das große Potenzial aktiver Schwingungsreduktion an Werkzeugmaschinen. Andererseits zeigen die vielseitigen Ausprägungen aktiver Zusatzsysteme, dass häufig spezielle Einzelsystemlösungen als Resultat hervorgebracht werden, deren Einsatz bspw. auf eine Maschine beschränkt ist und selten maschinenübergreifend weiterverwendet werden kann.

Abbildung 2.8 fasst die heute bereits entwickelten Varianten aktiver Zusatzsysteme für Werkzeugmaschinen in einem schematischen Schaubild zusammen.

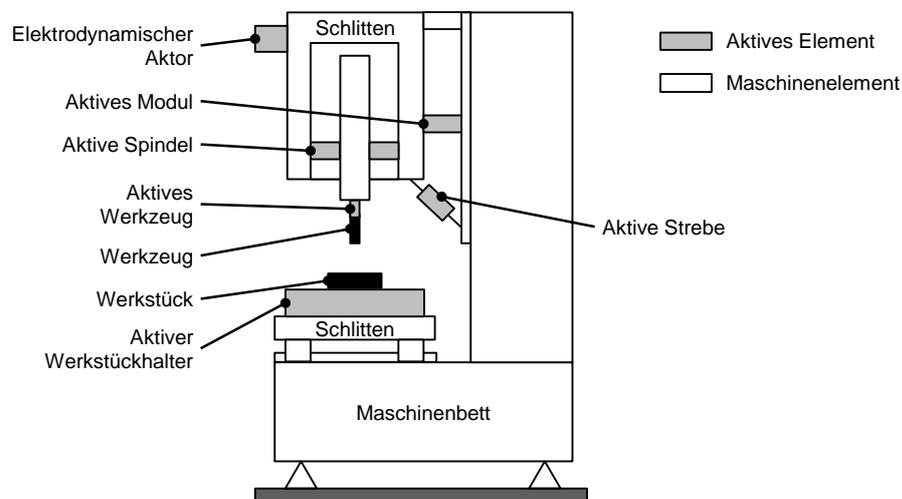


Abbildung 2.8: Existierende Ausprägungen aktiver Zusatzsysteme

Gleichzeitig wird bei der Vielzahl an realisierbaren Möglichkeiten die Komplexität der Entwicklung derartiger Systeme offensichtlich und dass es derzeit noch nicht ausreichende Methodenerfahrung sowie computergestützte Werkzeuge gibt, die den/die Entwicklungsingenieur/-in bei dieser Aufgabenstellung unterstützen. Bei der Auslegung aktiver Zusatzsysteme wird bisher nicht systematisch vorgegangen. Die häufig vorliegenden Daten über das dynamische Verhalten einer Maschine werden bei der Auslegung zumeist nicht betrachtet.

Die Validierung der Leistungsfähigkeit aktiver Zusatzsysteme beschränkt sich bei vielen Arbeiten auf die Betrachtung des Einflusses auf Nachgiebigkeitsfrequenzgänge und nicht auf die Stabilität von Zerspanungsvorgängen. Diese ist aber letztendlich für eine Leistungs- und Qualitätssteigerung verantwortlich bzw. maßgebend. Im folgenden Kapitel wird eine Systematik vorgestellt, die mit ihrem methodischen Ansatz eine strukturierte Vorgehensweise bei der Entwicklung aktiver Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion an Werkzeugmaschinen ermöglichen soll.

3 Entwicklung aktiver Zusatzsysteme

3.1 Vorgehen bei der Entwicklung aktiver Zusatzsysteme

Die Betrachtung bisheriger Arbeiten zur Entwicklung aktiver Zusatzsysteme zeigte das Fehlen einer methodischen Vorgehensweise auf. In diesem Abschnitt wird daher ein solches Vorgehen bei der Entwicklung derartiger Systeme vorgestellt.

Die Anforderungen an aktive Zusatzsysteme werden in Abschnitt 3.2 definiert. Diese beeinflussen bei der mechanischen Integration die Auswahl geeigneter Sensoren und Aktoren. Weiterhin bestimmen die Anforderungen, welche Regelstrategie für die Reglerauslegung zielführend ist. Die Bewertung der finalen Evaluierung des aktiven Zusatzsystems erfolgt in Kapitel 6 anhand einer Gegenüberstellung der erzielten Ergebnisse mit den definierten Anforderungen.

Eine erfolgreiche Entwicklung aktiver Zusatzsysteme bedingt die Kenntnis vorliegender Störgrößen, die auf die Maschinenstruktur einwirken. Wie in Abschnitt 1.3 dargestellt, können selbsterregte prozessbedingte Schwingungen in Kombination mit einer nachgiebigen Maschinenstruktur sich als Ratterschwingungen äußern. Das Verständnis dieser Schwingungen und die mechanische Integration aktiver Zusatzsysteme zu deren Beseitigung bzw. Vermeidung setzt die Kenntnis des dynamischen Verhaltens der Maschinenstruktur voraus. Ein Modell des mechanischen Systems eignet sich für die vertiefenden Analysen besonders gut. Auch bei der späteren Reglerauslegung kommt dieses Modell zum Einsatz. Häufig wird es mit Hilfe der finiten Elemente erstellt.

Die Funktion eines Regelungssystems hängt nicht nur von der Wahl eines geeigneten Regelungsalgorithmus ab, sondern ganz wesentlich auch von der verwendeten Aktorik und Sensorik. PREUMONT 2002 hat diesen Sachverhalt folgendermaßen formuliert: „Good performance requires the proper sizing and location of the actuator and sensor, ...“. Aktoren und Sensoren sind so zu positionieren, dass die Steuerbarkeit und die Beobachtbarkeit kritischer Eigenschwingungsformen gegeben sind.

Die Vorgehensweise in dieser Arbeit bei der Entwicklung aktiver Systeme zur Schwingungsreduktion ist in Abbildung 3.1 zusammengefasst.

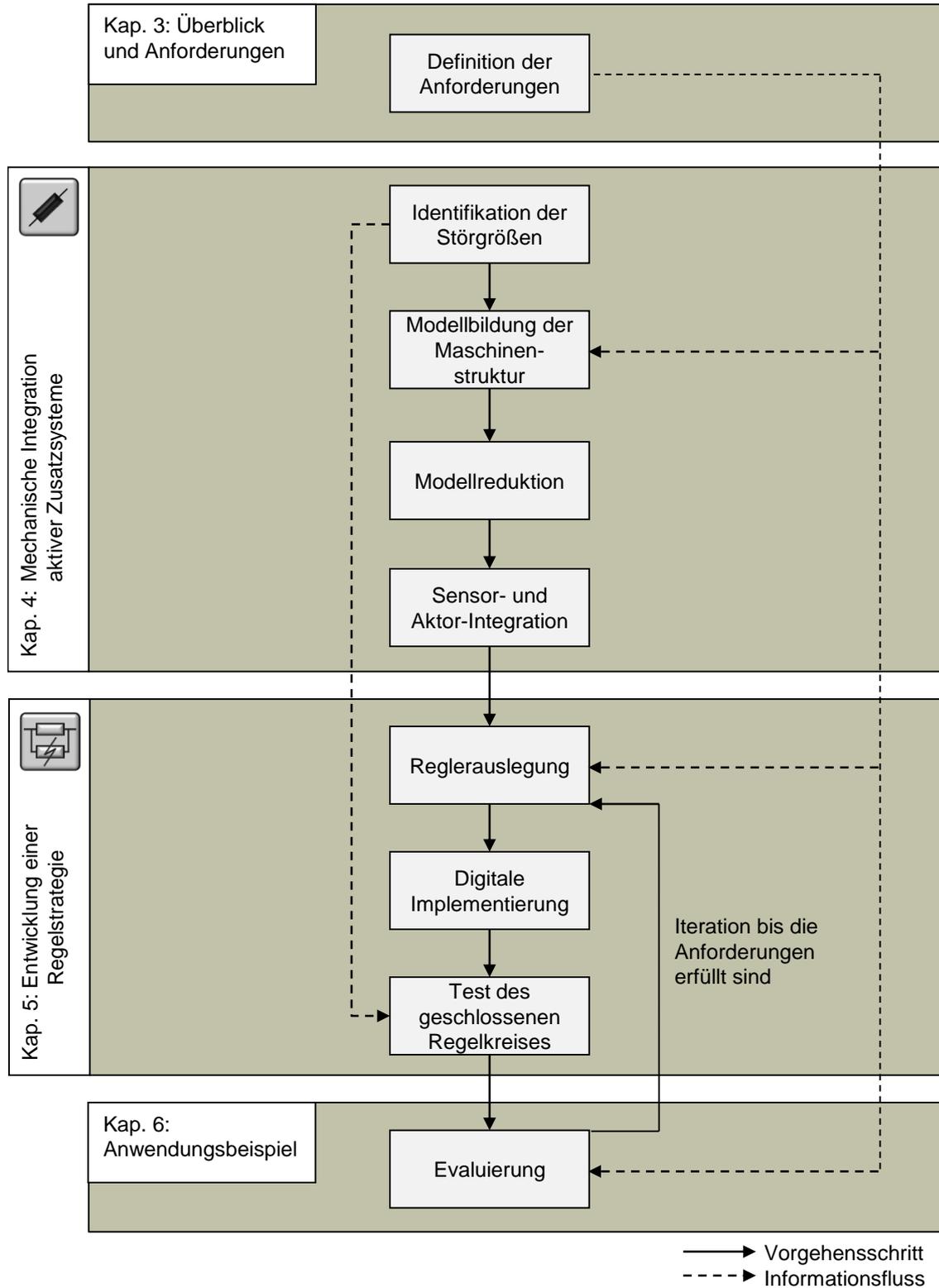


Abbildung 3.1: Vorgehen bei der Entwicklung aktiver Systeme zur Schwingungsreduktion und zugehörige Kapitel der Arbeit

In einem ersten Reglerentwurf empfiehlt es sich, die dynamischen Eigenschaften der verwendeten Sensoren und Aktoren zu vernachlässigen. Zeigt sich nach der

Implementierung ein signifikanter Einfluss dieser auf das Gesamtsystem, ist das Verhalten während der Reglerauslegung zu berücksichtigen. Die digitale Implementierung erfolgt zweckmäßiger Weise in einer Entwicklungsumgebung wie bspw. Matlab/Simulink⁷. Der Funktionstest des geschlossenen Regelkreises schließt die Entwicklung der Regelstrategie ab. Die digitale Version der entwickelten Regelstrategie wird in einem letzten Schritt hinsichtlich der Einhaltung der eingangs definierten Anforderungen evaluiert und bei Bedarf in einem iterativen Prozess angepasst.

Das Vorgehen bei der Auslegung aktiver Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion wird in den folgenden Kapiteln ausführlich erläutert, so dass mit dieser Systematik ein breites Einsatzfeld bedient werden kann.

3.2 Anforderungen an aktive Zusatzsysteme

Die Analyse bereits entwickelter aktiver Zusatzsysteme zeigte auf, dass kein Vorgehen existiert, das flexibel einsetzbare aktive Zusatzsysteme hervorbringt. Im Folgenden werden die Anforderungen an derartige aktive Zusatzsysteme aufgeführt:

Das Primärziel eines aktiven Zusatzsystems für Werkzeugmaschinen ist es, die relative Schwingbewegung zwischen Werkzeug und Werkstück mit Hilfe einer erzeugten Gegenschwingung zu eliminieren. Die Forderung nach einer zahlenmäßig festgelegten prozentualen Leistungssteigerung der Maschine ist an dieser Stelle nicht sinnvoll.

Seriell in den Kraftfluss eingebrachte aktive Zusatzsysteme reduzieren im Allgemeinen die passive Steifigkeit der Struktur. Im Rahmen dieser Arbeit sollen daher Zusatzsysteme parallel zum Kraftfluss wirken, um die dynamischen Eigenschaften der passiven Maschinenstruktur durch die Integration nicht zu verschlechtern. Darüber hinaus ist mit dieser Integrationsweise eine Nachrüstung leicht möglich und die aktiven Zusatzsysteme können bei verschiedenen Maschinentypen zum Einsatz kommen.

Bei der mechanischen Integration aktiver Zusatzsysteme sollen in dieser Arbeit zwei verschiedene Bauweisen berücksichtigt werden. Der Betrachtungsraum beinhaltet aktive Zusatzsysteme, die sich in der Maschinenstruktur abstützen,

⁷ Software zur Modellierung dynamischer Systeme (www.mathworks.de)

sowie Systeme, die sich mit Hilfe einer Trägheitsmasse an sich selbst abstützen können. Die unterschiedlichen Bauweisen werden als *relativ* bzw. *absolut wirkende aktive Zusatzsysteme* bezeichnet (RWZ bzw. AWZ). Innerhalb einer Strukturkomponente integrierte aktive Zusatzsysteme werden nicht betrachtet, da die dominanten Eigenschwingungsformen bei Werkzeugmaschinen in der Regel nicht aus den Strukturkomponenten selbst herrühren, sondern vielmehr sehr stark von relativen Verlagerungen zwischen den Komponenten als Ergebnis von Nachgiebigkeiten von Führungen etc. hervorgerufen werden.

Weiterhin ist bei der mechanischen Integration darauf zu achten, dass der Arbeitsraum der Maschine nicht zu stark eingeschränkt wird. Um für die Auslegung aktiver Zusatzsysteme einen kleinen Spielraum zu lassen, soll der Arbeitsraum der in dieser Arbeit betrachteten Maschine in jeder der drei Koordinatenrichtungen maximal um 250 mm reduziert werden dürfen.

Jede Werkzeugmaschine besitzt ein individuelles dynamisches Verhalten. Außerdem verändern sich durch verstellbare Achspositionen sowie wechselnde Werkzeugmassen und Prozessbedingungen die Systemeigenschaften. Das aktive Zusatzsystem soll mit der eingesetzten Regelstrategie in der Lage sein, sich selbst auf diese Veränderungen einzustellen.

Alle Anforderungen an aktive Zusatzsysteme sind in Abbildung 3.2 in einer Anforderungsliste nach EHRENSPIEL 2003 zusammengefasst. Diese bildet die Grundlage für das Vorgehen bei der mechanischen Integration, die im folgenden Kapitel dargestellt wird.

Nr.	Anforderung	Zahlenwert
1	Vermeidung von Ratterschwingungen	
2	Möglichkeit der Nachrüstung	
3	Absolut oder relativ wirkende Bauweise	
4	Einschränkung des Arbeitsraums	< 250 mm
5	Unabhängigkeit vom Maschinenverhalten	

Abbildung 3.2: *Anforderungen an die zu entwickelnden aktiven Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion an Werkzeugmaschinen*

4 Mechanische Integration aktiver Zusatzsysteme

4.1 Ansätze zur Integration aktiver Zusatzsysteme

Wie WIESEMANN 2003 bereits feststellte, liegt bei der Integration aktiver Zusatzsysteme in mechanische Strukturen ein wesentlicher Forschungsschwerpunkt in der Optimierung von Aktor- und Sensorpositionen. Sensoren müssen die relevanten Störgrößen erfassen können und Aktoren sollten mit möglichst geringem Energieaufwand eine große Wirkung erzielen. Ein Anbringen der Komponenten an bspw. Schwingungsknoten einer Struktur führt dazu, dass weder beobachtet noch gesteuert werden kann. Die passende Positionierung von aktiven Zusatzsystemen ist eine wichtige Voraussetzung für deren richtigen, wirtschaftlichen Betrieb (WEBER 1998). Aus diesem Grund wurden in den vergangenen Jahren bereits Anstrengungen unternommen, der Herausforderung der Positionsfindung zu begegnen. SCHULZ 2001 unterscheidet zwischen drei möglichen Vorgehensweisen bei der Lösungssuche:

- Die einfachste Methode ist der Variantenvergleich. Der/Die Konstrukteur/-in des Systems entwirft mehrere Varianten, untersucht diese hinsichtlich der mechanischen Eigenschaften und entscheidet sich unter Berücksichtigung mechanischer und energetischer Gesichtspunkte für jene Variante, die die gestellten Anforderungen am besten erfüllt.
- Ein zweiter Ansatz ist durch den Sensitivitätsentwurf gegeben, wobei die Empfindlichkeit der Struktur gegenüber der Variation verschiedener Parameter analysiert wird. Mit Hilfe dieser Information lässt sich die Änderung des Systemverhaltens in Abhängigkeit von den konstruktiven Größen abschätzen. Eine geschickte Vorgehensweise ermöglicht es dem/der Ingenieur/-in, ein anforderungsgerechtes Zusatzsystem zu entwickeln.
- Das dritte Verfahren besteht im automatischen Entwurf, bei dem mathematische Optimierungsverfahren zum Einsatz kommen. Bspw. integrierten WEBER 1998 und SCHULZ 2001 die beschreibenden Gleichungen der aktiven Komponenten in die Strukturmatrizen und ermittelten mit einem Optimierungsalgorithmus die effektivsten Aktor-Sensor-Konfigurationen und Reglereinstellungen für Stabwerke.

Eine zielführende Vorgehensweise zur optimalen Positionierung von Aktoren ist vom beabsichtigten Einfluss der zu integrierenden Einheit auf das dynamische

Verhalten des Gesamtsystems abhängig. GAWRONSKI 2004 und PREUMONT 2002 beschrieben am Beispiel von Leichtbaustrukturen ein Platzierungsverfahren für Sensoren und Aktoren. Dabei wurde davon ausgegangen, dass bei der Anbringung von Aktorik deren Masse vernachlässigbar ist und keine wesentliche Auswirkung auf das vorliegende Strukturverhalten hat.

Die Verfahren zur Integration aktiver Zusatzsysteme haben ihren Ursprung überwiegend im Bereich von Leichtbaustrukturen der Raumfahrt. In dieser Arbeit sollen sie zu einem Verfahren für den Einsatz bei der Entwicklung aktiver Zusatzsysteme für Werkzeugmaschinen zusammengeführt werden. Bislang fehlt ein strukturiertes Vorgehen zur mechanischen Integration aktiver Zusatzsysteme für Werkzeugmaschinen. In diesem Kapitel wird ein Algorithmus entwickelt, der geeignete Positionen bestimmt und dabei den Anforderungen aus Abschnitt 3.2 gerecht wird.

Der Ansatz in dieser Arbeit basiert auf der Idee, dass aktive Zusatzsysteme genau dann Ratterschwingungen bestmöglich vermeiden helfen, wenn sie auf die Eigenschwingungsformen der passiven Werkzeugmaschinenstruktur einen möglichst großen Einfluss haben. Dieser Einfluss wird anhand von geeigneten Normen quantifiziert und damit die leistungsfähigste Positionierung identifiziert.

Die Vielzahl der Integrationsmöglichkeiten aktiver Zusatzsysteme in eine Maschinenstruktur stellt dabei eine besondere Herausforderung dar und erfordert eine geeignete Vorgehensweise bei der Modellbildung. Dazu werden zunächst die strukturdynamischen Grundlagen zur Beschreibung mechanischer Systeme erarbeitet und geeignete Normen zur Bewertung des Systemverhaltens definiert. Auf dieser Basis wird anschließend die in ein Rechnerwerkzeug implementierte Vorgehensweise bei der mechanischen Integration aktiver Zusatzsysteme vorgestellt.

4.2 Modellbildung mechanischer Strukturen

4.2.1 Allgemeines

Bei einer realen mechanischen Struktur sind Massen-, Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften kontinuierlich verteilt, wodurch sich eine unendliche Zahl an Freiheitsgraden ergibt. Um derartige Strukturen sinnvoll rechnergestützt zu erfassen, d. h. mit einer endlichen Anzahl an Freiheitsgraden zu beschreiben, müssen

sie zuerst durch ein diskretes System angenähert werden. Dies geschieht bspw. mit Hilfe der FEM. Die mathematische Beschreibung kann mit der Schwingungsdifferentialgleichung 2. Ordnung oder in Form einer Darstellung als Zustandsraummodell erfolgen. In beiden Fällen kann die Darstellung sowohl *nodal* als auch *modal* sein (GAWRONSKI 2004). Der Begriff *nodal* bezieht sich auf die einzelnen Knotenpunkte der Struktur. Dies ermöglicht die explizite Definition, an welchen Knotenpunkten der Struktur in bestimmten Koordinaten durch das aktive Zusatzsystem Kräfte eingeleitet werden. Die *modale* Schreibweise dient zur Reduktion der Systemmatrizen für eine effiziente Berechnung der großen Zahl an Integrationsmöglichkeiten.

Daher eignet sich zur strukturdynamischen Beschreibung der Problemstellung vor allem die Schwingungsdifferentialgleichung 2. Ordnung in *nodaler* Darstellung. Für die anschließende Bewertung aller aktiven Zusatzsysteme ist eine Darstellung als *modales Zustandsraummodell* von Vorteil. In den beiden folgenden Abschnitten wird, ausgehend von einem Modell in nodaler Darstellung, mit Hilfe von Transformationen ein modales Zustandsraummodell entwickelt.

4.2.2 Nodale Darstellung

Die nodale Darstellung eines mechanischen Systems wird von dessen nodalen Koordinaten, z. B. denen der finiten Elemente, abgeleitet. Das Modell wird dabei durch die Massen-, die Steifigkeits- und die Dämpfungsmatrix charakterisiert. Die Schwingungsdifferentialgleichung 2. Ordnung in nodaler Darstellungsweise lautet:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{f}_a \quad (4.1)$$

Für die Beschreibung der Dynamik komplexer Strukturen ist die Gleichung (4.1) um weitere Freiheitsgrade zu erweitern, mit denen explizit nodale Ein- und Ausgangsgrößen des mechanischen Systems angesprochen bzw. ausgegeben werden können. Dies führt auf die Matrixschreibweise

$$\begin{aligned} \mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} &= \mathbf{B}_o \mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}_{oq} \mathbf{q} + \mathbf{C}_{ov} \dot{\mathbf{q}} \end{aligned} \quad (4.2)$$

mit n_d Freiheitsgraden. In der Gleichung ist \mathbf{q} ein Verschiebungsvektor der Dimension $n_d \times 1$, der in seiner ersten und zweiten Ableitung enthalten ist. Die Massenmatrix \mathbf{M} , die Dämpfungsmatrix \mathbf{D} und die Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} stellen konstante symmetrische Systemmatrizen mit der Dimension $n_d \times n_d$ dar. Der

Vektor \mathbf{u} mit der Dimension $s \times 1$ ist der Eingangsvektor mit s Eingängen. Der Vektor \mathbf{y} mit der Dimension $r \times 1$ ist der Ausgangsvektor mit r Ausgängen. Die Matrizen \mathbf{B}_o bzw. \mathbf{C}_{oq} und \mathbf{C}_{ov} sind Ein- bzw. Ausgangsmatrizen der Dimension $n_d \times s$ bzw. $r \times n_d$. Folgende Auflistung fasst die Vektoren und Matrizen sowie deren Dimensionen und Bezeichnungen zusammen:

\mathbf{q}	$n_d \times 1$	Verlagerungsvektor
$\dot{\mathbf{q}}$	$n_d \times 1$	Geschwindigkeitsvektor
$\ddot{\mathbf{q}}$	$n_d \times 1$	Beschleunigungsvektor
\mathbf{u}	$s \times 1$	Eingangsvektor
\mathbf{y}	$r \times 1$	Ausgangsvektor
\mathbf{M}	$n_d \times n_d$	Massenmatrix
\mathbf{D}	$n_d \times n_d$	Dämpfungsmatrix
\mathbf{K}	$n_d \times n_d$	Steifigkeitsmatrix
\mathbf{B}_o	$n_d \times s$	Nodale Eingangsmatrix
\mathbf{C}_{oq}	$r \times n_d$	Nodale Verlagerungs-Ausgangsmatrix
\mathbf{C}_{ov}	$r \times n_d$	Nodale Geschwindigkeits-Ausgangsmatrix

Üblicherweise greifen nicht an allen Freiheitsgraden Kräfte an, genauso sind nicht alle Freiheitsgrade als Ausgang interessant. Die Schreibweise nach Gleichung (4.2) hat hier den Vorteil, mit den Ein- und Ausgangsmatrizen gezielt bestimmte Freiheitsgrade als Ein- und Ausgänge zu definieren.

Um den Ausgang \mathbf{y} für einen bestimmten Eingang \mathbf{u} zu erhalten, muss zunächst die Systemgleichung gelöst werden. Durch vollbesetzte Systemmatrizen \mathbf{M} , \mathbf{D} und \mathbf{K} sind die n_d -Differentialgleichungen (DGL) gekoppelt. Eine Transformation in den modalen Raum mittels einer Transformationsmatrix entkoppelt das Gleichungssystem, und die Systemmatrizen werden diagonalisiert. Dadurch liegen n_d einzelne DGL vor, die jeweils als EMS angesehen werden können. Da jeder EMS eine Eigenfrequenz aufweist, besitzt das System n_d Eigenfrequenzen. Jede Eigenfrequenz ist durch eine charakteristische Bewegungsform definiert, die als Eigenschwingungsform bezeichnet wird. Die Eigenschwingungsform beschreibt für jede Eigenfrequenz die genauen Amplitudenverhältnisse zwischen den einzelnen Freiheitsgraden. Die Amplitudenverhältnisse sind wiederum die Eigenvektoren des Systems und in der Modalmatrix zusammengefasst. Diese Modalmatrix repräsentiert die Transformationsmatrix, mit der die Systemmatrizen diagonalisiert werden.

Die Schreibweise nach Gleichung (4.2) lässt sich auch in den Zustandsraum überführen. Die Eingänge des Systems werden dazu als Linearkombination der an den einzelnen Knoten angreifenden Kräfte bzw. Momente und die Ausgänge als Linearkombination aus den translatorischen bzw. rotatorischen Verlagerungen und Geschwindigkeiten der einzelnen Knoten angesehen. Diese repräsentieren die Zustandsgrößen und führen zu folgendem Zustandsvektor \mathbf{x}_m :

$$\mathbf{x}_m = \begin{pmatrix} \mathbf{x}_{m,1} \\ \mathbf{x}_{m,2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{pmatrix} \quad (4.3)$$

Damit lässt sich Gleichung (4.2) folgendermaßen schreiben:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_{m,1} &= \mathbf{x}_{m,2} \\ \dot{\mathbf{x}}_{m,2} &= -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}\mathbf{x}_{m,1} - \mathbf{M}^{-1}\mathbf{D}\mathbf{x}_{m,2} + \mathbf{M}^{-1}\mathbf{B}_o\mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}_{oq}\mathbf{x}_{m,1} + \mathbf{C}_{ov}\mathbf{x}_{m,2} \end{aligned} \quad (4.4)$$

Dieses Gleichungssystem kann in die Form der nodalen Zustandsraumdarstellung überführt werden:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_m &= \mathbf{A}\mathbf{x}_m + \mathbf{B}\mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x}_m \end{aligned} \quad (4.5)$$

Es repräsentiert damit ein linear-zeitinvariantes System erster Ordnung mit s Eingängen, r Ausgängen und n_Z Zuständen. Die Anzahl n_Z entspricht der doppelten Anzahl der Freiheitsgrade des Systems $n_Z = 2n_d$. Die Vektoren und Matrizen besitzen folgende Dimensionen:

\mathbf{u}	$s \times 1$	Eingangsvektor
\mathbf{y}	$r \times 1$	Ausgangsvektor
\mathbf{x}_m	$n_Z \times 1$	Zustandsvektor
$\dot{\mathbf{x}}_m$	$n_Z \times 1$	Erste Ableitung des Zustandsvektors
\mathbf{A}	$n_Z \times n_Z$	Systemmatrix
\mathbf{B}	$n_Z \times s$	Eingangsmatrix
\mathbf{C}	$r \times n_Z$	Ausgangsmatrix

Die Berechnung der Matrizen ergibt sich mit Gleichung (4.4) zu:

$$\begin{aligned} \mathbf{A} &= \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{E} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{D} \end{bmatrix} \\ \mathbf{B} &= \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1}\mathbf{B}_o \end{bmatrix} \\ \mathbf{C} &= [\mathbf{C}_{oq} \quad \mathbf{C}_{ov}] \end{aligned} \quad (4.6)$$

Die Systembeschreibung einer mechanischen Struktur sowie ihrer Ein- und Ausgänge erfolgt in der nodalen Darstellung. Die Besetzung der Ein- und Ausgangsmatrizen soll zum besseren Verständnis exemplarisch an dem einfachen Beispiel eines Dreimassenschwingers veranschaulicht werden (Abbildung 4.1).

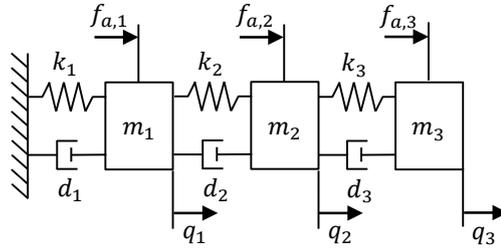


Abbildung 4.1: Drei-Massen-Schwinger

Für den Fall, dass für die Kräfte $f_{a,1} = f_{a,3} = 0$ gilt, soll ein aktives Zusatzsystem die Masse m_2 mit der Kraft $f_{a,2}$ anregen. Ziel der Berechnung ist es, die relative Verlagerung zwischen Masse m_1 und Masse m_3 zu bestimmen. Die Ein- und Ausgangsmatrizen für dieses Beispiel sind:

$$\mathbf{B}_o = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}; \quad \mathbf{C}_{oq} = (1 \quad 0 \quad -1); \quad \mathbf{C}_{ov} = (0 \quad 0 \quad 0) \quad (4.7)$$

Zur Ausgabe relativer Strukturverlagerungen können auch relative Anregungen berücksichtigt werden. Bspw. soll $f_{a,2} = 0$ gelten und die Verlagerung q_2 auf eine relative Anregung der Kräfte $f_{a,1} = 1$ und $f_{a,3} = -1$ berechnet werden. Für diesen Fall sind die Ein- und die Ausgangsmatrizen analog Gleichung (4.7) zu besetzen:

$$\mathbf{B}_o = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ -1 \end{pmatrix}; \quad \mathbf{C}_{oq} = (0 \quad 1 \quad 0); \quad \mathbf{C}_{ov} = (0 \quad 0 \quad 0) \quad (4.8)$$

In Bezug auf Werkzeugmaschinenstrukturen mit aktiven Zusatzsystemen beinhaltet die Eingangsmatrix die Information über die möglichen Angriffspunkte aktiver Zusatzsysteme. Die Ausgangsmatrix definiert die Knotenpunkte der sich relativ zueinander bewegenden Komponenten der Maschine, deren Relativbewegung durch ein aktives Zusatzsystem vermieden bzw. reduziert werden soll, also die Freiheitsgrade von Werkzeug und Werkstück.

Im nächsten Schritt ist das nodale Zustandsraummodell in ein modales Zustandsraummodell zu transformieren. Dazu ist zunächst die entsprechende Transformationsmatrix zu identifizieren.

4.2.3 Modale Darstellung

Sowohl die Modalmatrix als auch die Eigenfrequenzen können aus der homogenen Bewegungsdifferentialgleichung gewonnen werden. Für schwach gedämpfte Systeme kann zur Bestimmung der Eigenfrequenzen die Dämpfung des Systems vernachlässigt werden (DRESIG ET AL. 2006), was zu der Gleichung

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{0} \quad (4.9)$$

führt. Wird der Ansatz

$$\mathbf{q} = \mathbf{\Phi}e^{j\omega t} \quad (4.10)$$

in Gleichung (4.9) eingesetzt, ergibt sich das Eigenwertproblem

$$(\mathbf{K} - \omega^2\mathbf{M})\mathbf{\Phi}e^{j\omega t} = \mathbf{0}. \quad (4.11)$$

Dafür gibt es nur dann keine triviale Lösung, wenn die Inverse von $(\mathbf{K} - \omega^2\mathbf{M})$ nicht existiert, womit gelten muss:

$$\det(\mathbf{K} - \omega^2\mathbf{M}) = 0 \quad (4.12)$$

Aus der Lösung der Gleichung (4.12) erhält man die Eigenfrequenzen

$$\mathbf{\Omega} = \text{diag}(\omega_i); i = 1 \dots n_m \quad (4.13)$$

des Systems mit $n_m \leq n_d$, welche dann mit Gleichung (4.11) auf die Eigenvektoren ϕ_i und damit auf die Modalmatrix $\mathbf{\Phi}$ mit der Dimension $n_d \times n_m$

$$\mathbf{\Phi} = [\phi_1 \quad \phi_2 \quad \dots \quad \phi_{n_m}]_{n_d \times n_m} \quad (4.14)$$

des Systems führen.

Mit der Modalmatrix $\mathbf{\Phi}$ erfolgt nun die Diagonalisierung der Systemmatrizen gemäß

$$\mathbf{M}_m = \mathbf{\Phi}^T \mathbf{M} \mathbf{\Phi}; \mathbf{D}_m = \mathbf{\Phi}^T \mathbf{D} \mathbf{\Phi}; \mathbf{K}_m = \mathbf{\Phi}^T \mathbf{K} \mathbf{\Phi} \quad (4.15)$$

und eine Transformation der Systemkoordinaten \mathbf{q} in die Modalkoordinaten \mathbf{q}_m :

$$\mathbf{q} = \mathbf{\Phi} \mathbf{q}_m \quad (4.16)$$

Das Einsetzen dieser Gleichung in die Gleichung (4.2) und eine Multiplikation von links mit Φ^T ergibt das Gleichungssystem

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_m \ddot{\mathbf{q}}_m + \mathbf{D}_m \dot{\mathbf{q}}_m + \mathbf{K}_m \mathbf{q}_m &= \Phi^T \mathbf{B}_o \mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}_{oq} \Phi \mathbf{q}_m + \mathbf{C}_{ov} \Phi \dot{\mathbf{q}}_m \end{aligned} \quad (4.17)$$

mit n_m entkoppelten Differentialgleichungen.

Für die Eigenfrequenzen Ω gilt:

$$\Omega = \mathbf{M}_m^{-1} \mathbf{K}_m \quad (4.18)$$

Daher führt eine Links-Multiplikation der Gleichung (4.17) mit \mathbf{M}_m^{-1} auf eine Darstellungsform, welche alle modalen Parameter wie die Eigenfrequenzen Ω und die modale Dämpfung \mathbf{Z} beinhalten:

$$\begin{aligned} \ddot{\mathbf{q}}_m + 2\mathbf{Z}\Omega \dot{\mathbf{q}}_m + \Omega^2 \mathbf{q}_m &= \mathbf{B}_{mo} \mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}_{mq} \mathbf{q}_m + \mathbf{C}_{mv} \dot{\mathbf{q}}_m \end{aligned} \quad (4.19)$$

Die Diagonalmatrix \mathbf{Z} besteht aus den modalen Dämpfungsparametern ζ_i für jede modale Masse:

$$\mathbf{Z} = 0,5 \mathbf{M}_m^{-1} \mathbf{D}_m \Omega^{-1} = \text{diag}(\zeta_i); i = 1 \dots n_m \quad (4.20)$$

Die Ein- und Ausgangsmatrizen werden über

$$\mathbf{B}_{mo} = \mathbf{M}_m^{-1} \Phi^T \mathbf{B}_o; \mathbf{C}_{mq} = \mathbf{C}_{oq} \Phi; \mathbf{C}_{mv} = \mathbf{C}_{ov} \Phi \quad (4.21)$$

bestimmt.

Das Gleichungssystem (4.2) lässt sich also in den modalen Raum transformieren, wobei es nur noch von den modalen Dämpfungen in \mathbf{Z} , den Eigenfrequenzen in Ω , der Modalmatrix Φ und den modalen Massen in \mathbf{M}_m abhängig ist. All diese Matrizen lassen sich mit Hilfe der FEM oder einer experimentellen Modalanalyse bestimmen.

Gleichung (4.19) kann mit folgenden Matrizen analog zu Gleichung (4.2) in eine Zustandsraumdarstellung gebracht werden:

$$\mathbf{A}_m = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{E} \\ -\Omega^2 & -2\mathbf{Z}\Omega \end{bmatrix}; \mathbf{B}_m = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{B}_{mo} \end{bmatrix}; \mathbf{C}_m = [\mathbf{C}_{mq} \quad \mathbf{C}_{mv}] \quad (4.22)$$

Für die modale Zustandsraumdarstellung müssen zusammengehörende Einträge beieinander stehen. Die Zustandsgrößen sind dazu so umzusortieren, dass der Zustandsvektor folgendermaßen aussieht:

$$\mathbf{x} = [q_{m,1} \quad \dot{q}_{m,1} \quad q_{m,2} \quad \dot{q}_{m,2} \quad \dots \quad \dots \quad q_{m,n_m} \quad \dot{q}_{m,n_m}]^T \quad (4.23)$$

Für die modale Systemmatrix \mathbf{A}_m ergibt sich folgende Gestalt (Einträge ungleich Null werden durch ein Kreuz symbolisiert):

$$\mathbf{A}_m = \text{diag}(\mathbf{A}_{m,i}) = \begin{bmatrix} \times & \times & 0 & 0 & & & & & & & \\ \times & \times & 0 & 0 & & & & & & & \\ 0 & 0 & \times & \times & \ddots & & & & & & \\ 0 & 0 & \times & \times & \ddots & & & & & & \\ & & \ddots & \ddots & \ddots & & & & & & \\ & & & & & & \times & \times & & & \\ & & & & & & \times & \times & & & \end{bmatrix}_{2n_m \times 2n_m} \quad (4.24)$$

Dabei beschreibt jeder 2×2 -Block $\mathbf{A}_{m,i}$ die i -te Mode. Für die Matrizen \mathbf{B}_m und \mathbf{C}_m ergeben sich entsprechend

$$\mathbf{B}_m = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{m,1} \\ \mathbf{B}_{m,2} \\ \vdots \\ \mathbf{B}_{m,n_m} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{C}_m = [\mathbf{C}_{m,1} \quad \mathbf{C}_{m,2} \quad \dots \quad \mathbf{C}_{m,n_m}]. \quad (4.25)$$

Die Dimension jeder Matrix $\mathbf{B}_{m,i}$ ist $2 \times s$. Die Matrizen $\mathbf{C}_{m,i}$ haben die Dimension $r \times 2$.

4.2.4 Zusammenfassung

Nachdem die Ein- und Ausgangsmatrizen in nodaler Darstellung definiert sind, werden sie in die modale Zustandsraumdarstellung überführt. Daher wurde in diesem Abschnitt der Weg dieser Transformation aufgezeigt. Abbildung 4.2 fasst die entwickelten strukturdynamischen Darstellungsformen nochmals zusammen.

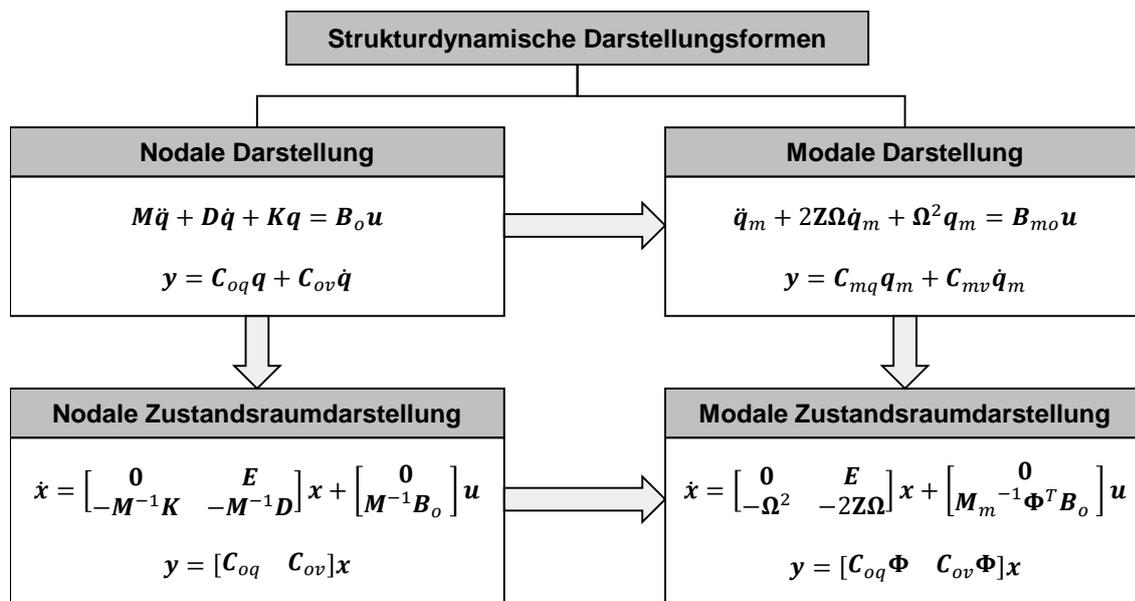


Abbildung 4.2: Darstellungsformen strukturdynamischer Systeme

Auf der Grundlage dieser strukturdynamischen Beziehungen wird im folgenden Abschnitt die Methode zur Bewertung der Leistungsfähigkeit verschiedener aktiver Zusatzsysteme erläutert.

4.3 Bewertungsmethode zur mechanischen Integration

4.3.1 Allgemeines

Die zuvor beschriebenen strukturdynamischen Grundlagen sind die Basis für eine Bewertungsmethode zur Integration aktiver Zusatzsysteme. Dazu ist zunächst ein geeignetes Maschinenmodell zu erstellen, aus dem die Systemmatrizen gewonnen werden können. Dabei soll eine strukturierte Vorgehensweise bei der Modellierung helfen, ein stellungsflexibles FE-Modell von Maschinenstrukturen zu realisieren, denn damit lassen sich aktive Zusatzsysteme für verschiedene Positionen der Maschine im Arbeitsraum bewerten. Die Bewertungsvorschrift ist ein wesentlicher Baustein dieses Abschnitts, denn hieraus soll ein konstruktiver

Gestaltungsvorschlag für ein aktives Zusatzsystem berechnet werden, das sich auch in die reale Maschinenstruktur integrieren lässt.

4.3.2 Generierung der Ein- und Ausgangsmatrizen

Entsprechend den Anforderungen aus Abschnitt 3.2 kann die Integration aktiver Zusatzsysteme in eine Werkzeugmaschine entweder absolut wirkend oder sich zwischen zwei Strukturkomponenten abstützend erfolgen. Ein absolut wirkendes aktives Zusatzsystem, das an eine Werkzeugmaschine montiert wird, verursacht Kräfte in Richtung der Längsachse des Zusatzsystems auf die Maschinenstruktur. Diese Kräfte greifen an einem Punkt der Struktur an und sind daher einfach zu modellieren.

Für eine relative wirkende Variante eines aktiven Zusatzsystems stellt sich die Aufgabe einer Integration zwischen zwei verschiedenen, zueinander beweglichen Komponenten einer Werkzeugmaschine. Diese können bspw. das Maschinenbett und ein Schlittenkörper sein. Um die Verfahrbarkeit der Werkzeugmaschine weiterhin zu gewährleisten, sind relativ wirkende Zusatzsysteme mit Hilfe von Führungen in eine Maschinenstruktur zu integrieren. Um Kosten zu sparen und die Nachrüstbarkeit eines aktiven Zusatzsystems für bereits existierende Werkzeugmaschinen zu ermöglichen, sollten dazu in der Regel nur bereits vorhandene Führungsbahnen einer Komponente der Maschine in Betracht gezogen werden (Abbildung 4.3).

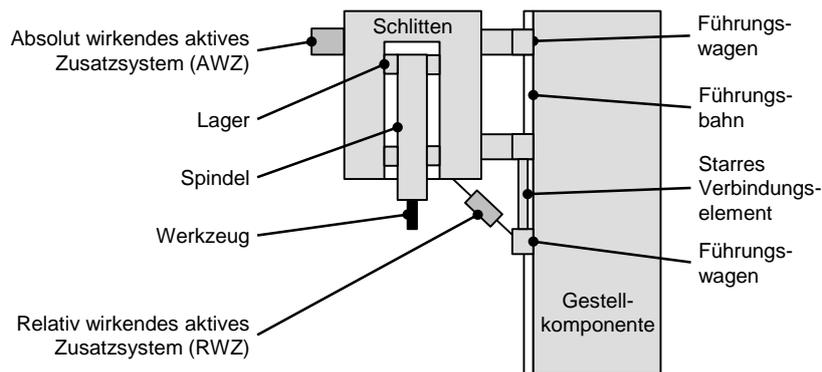


Abbildung 4.3: Integrationsmöglichkeiten von AWZ und RWZ

Bei der Krafteinleitung in eine Führungsbahn ist zu beachten, dass Kräfte lediglich senkrecht oder quer auf die Schiene aufgebracht werden können. Zudem kann ein Moment um die Schienenachse wirken (Abbildung 4.4). Dies ist jedoch zu minimieren, da Führungswagen in der Regel nicht für diesen Lastfall ausgelegt sind.

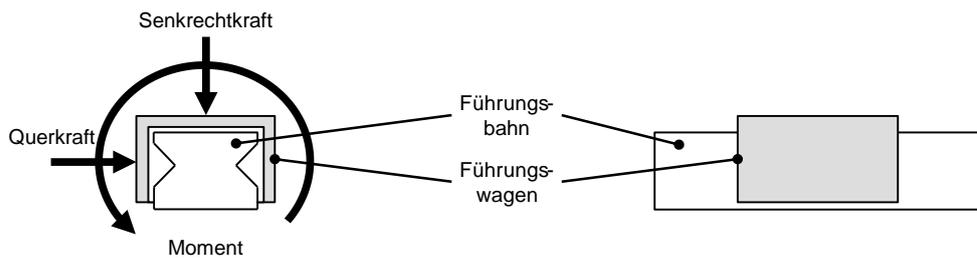


Abbildung 4.4: Kräfte und Moment auf eine Führungsbahn

Für die konstruktive Gestaltung eines RWZ sind im Regelfall zusätzliche mechanische Übertragungselemente notwendig. Dabei wird zwischen struktureseitigen fest montierten Ankoppelementen und schienenseitigen Sattellelementen unterschieden (Abbildung 4.5). Diese Elemente stellen gleichzeitig Hebelarme dar, die die angreifenden Kräfte in zwei auf die Strukturkomponenten wirkende Momente übersetzt. Dabei ist zu beachten, dass ein zu großes Übersetzungsverhältnis in der Praxis den Arbeitsraum der Maschine entsprechend einschränkt.

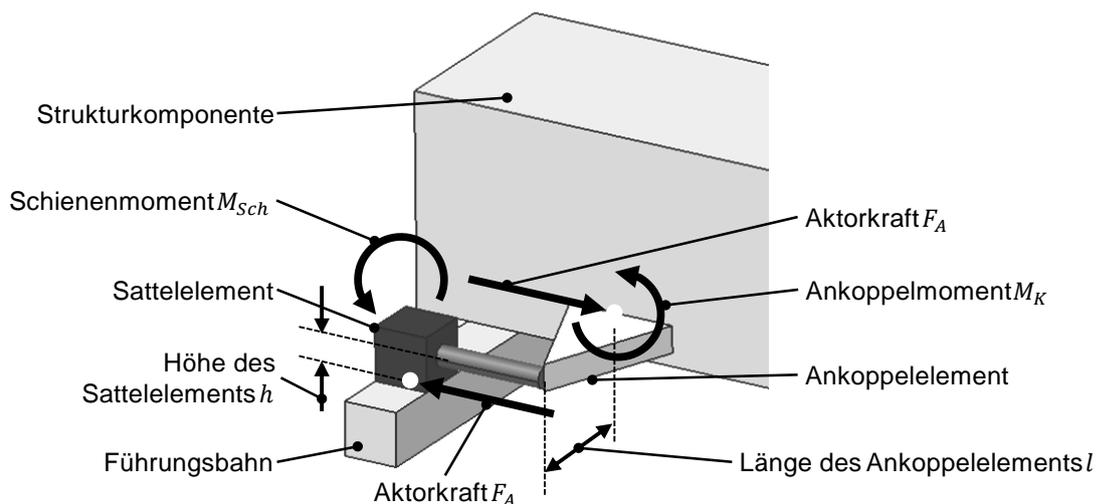


Abbildung 4.5: Resultierende auf die Struktur wirkende Kräfte und Momente

Während des Betriebs des aktiven Zusatzsystems ergibt sich für dieses Beispiel eine Kraft, die über das Sattellelement quer auf die Schiene wirkt. Die Gegenkraft wird über die Montagefläche des Ankoppelements in die Strukturkomponente eingeleitet. Weiterhin belastet je Übertragungselement ein Moment M_{Sch} die Schiene bzw. ein Moment M_K die Strukturkomponente. Die Momente werden über die entsprechenden Abstände h und l bestimmt:

$$M_{Sch} = F_A h \text{ und } M_K = F_A l \quad (4.26)$$

Abbildung 4.6 zeigt beispielhaft ein einfaches FE-Modell mit einem absolut und einem relativ wirkenden aktiven Zusatzsystem. Die dabei in die FE-Knoten ein-

geleiteten Kräfte und Momente sind die Grundlage für die Entwicklung der Eingangsmatrix.

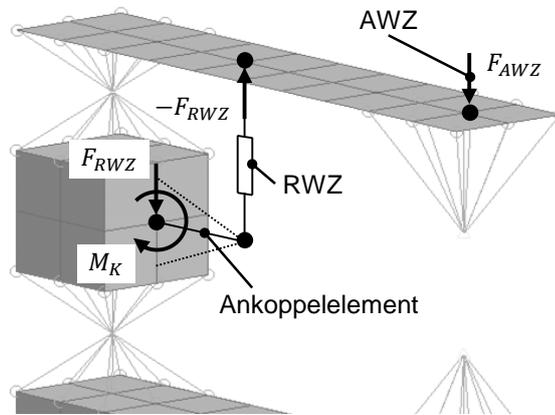


Abbildung 4.6: Kraft- und Momentenwirkung beispielhafter aktiver Zusatzsysteme an einem FE-Modell (RWZ und AWZ)

Neben den auf die FE-Knoten wirkenden Kräften verursacht das RWZ für dieses Beispiel in einem Knoten ein Moment $M_K = F_{RWZ}l$.

Damit soll nun die nodale Eingangsmatrix \mathbf{B}_o entwickelt werden. Zunächst besteht die Matrix aus einer Nullmatrix:

$$\mathbf{B}_o = [\mathbf{B}_{o,1} \quad \mathbf{B}_{o,2} \quad \dots \quad \mathbf{B}_{o,S_Z}] \quad (4.27)$$

mit $\mathbf{B}_{o,i} = [0 \quad 0 \quad \dots \quad 0]^T$ und $i = 1 \dots S_Z$

Dabei ist S_Z die Anzahl möglicher aktiver Zusatzsysteme. Für das Beispiel aus Abbildung 4.6 ist die Anzahl $S_Z = 2$. Nun sind die Kräfte und Momente in die Eingangsmatrix zu integrieren. Dazu müssen die Zeilennummern der Knotenfreiheitsgrade *dof* der FE-Knoten bekannt sein, an denen diese Kräfte und Momente wirken, denn an deren Platz der Eingangsmatrix wird die Null durch den entsprechenden Wert ersetzt:

$$\mathbf{B}_o(dof, i) = F \text{ bzw. } M \quad (4.28)$$

mit $i = 1 \dots S_Z$

Das maßgebende Beurteilungskriterium zur Bewertung der aktiven Zusatzsysteme ist die dynamische Relativnachgiebigkeit zwischen Werkzeug und Werkstück in x-, y- und z-Richtung. Daher verhält sich die Besetzung der nodalen Ausgangsmatrix analog zur Berechnung der nodalen Eingangsmatrix:

$$\mathbf{C}_{oq} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{oq,x} \\ \mathbf{C}_{oq,y} \\ \mathbf{C}_{oq,z} \end{bmatrix} \quad (4.29)$$

mit $\mathbf{C}_{oq,i} = [0 \quad 0 \quad \dots \quad 0]$ und $i = x, y, z$

Die Knotenfreiheitsgrade *dof* von Werkzeug und Werkstück sind in den entsprechenden Koordinatenrichtungen mit 1 bzw. -1 zu besetzen.

Abschließend sind die nodalen Matrizen unter Verwendung der Gleichungen aus Abschnitt 4.2.3 in die modalen Matrizen zu transformieren. Im folgenden Abschnitt wird das dafür notwendige FE-Modell der Maschinenstruktur entwickelt.

4.3.3 Modellbildung der Maschinenstruktur

Die Erstellung der FE-Modelle der Strukturkomponenten kann nach den gängigen Methoden der FE-Modellbildung geschehen. Im vorangegangenen Abschnitt wurde gezeigt, dass relativ wirkende aktive Zusatzsysteme auf die Strukturkomponenten wirkende Momente hervorrufen können. Eine Momenteneinleitung lässt sich für FE-Knoten von zweidimensionalen Flächen-Elementen realisieren. In die FE-Knoten von dreidimensionalen Volumen-Elementen dagegen können keine Momente eingeleitet werden, da diese keine rotatorischen Freiheitsgrade besitzen⁸. Sollten derartige Vernetzungsarten, d. h. Elementtypen, in einem Modell vorliegen, so müssen potenzielle Ankoppelebenen identifiziert und mit sehr dünnen Flächen-Elementen belegt werden. Eingeleitete Momente können dann berücksichtigt werden, ohne die dynamischen Struktureigenschaften zu beeinflussen. Abbildung 4.7 zeigt existierende 2D- sowie 3D-Elementtypen, die für den beschriebenen Fall zu verbinden sind. Dazu werden die 2D-Elemente derart in das FE-Modell integriert, dass in den potenziellen Ankoppelebenen und Führungsebenen neue FE-Netze liegen. FE-Knoten werden hierbei nicht neu generiert. Eine Referenzierung auf bereits bestehende FE-Knoten der betroffenen Tetra-, Penta- bzw. Hexaeder ist ausreichend. Abbildung 4.7 zeigt eine einfache

⁸ Bei dreidimensionalen Berechnungsproblemen stehen im Allgemeinen Tetraeder-, Pentaeder- und Hexaeder-Elemente zur Verfügung. Jedes Element hat drei translatorische Freiheitsgrade pro Knoten. (Quelle: Meinken, A.: Finite Elemente in der Praxis. Renningen-Malmsheim: expert 2001)

Beispielstruktur mit zwei verfahrbaren Schlitten. Für diese werden die potenziellen Ankoppelebenen sowie die Führungsbahn-Bereiche mit Viereck-Elementen belegt.

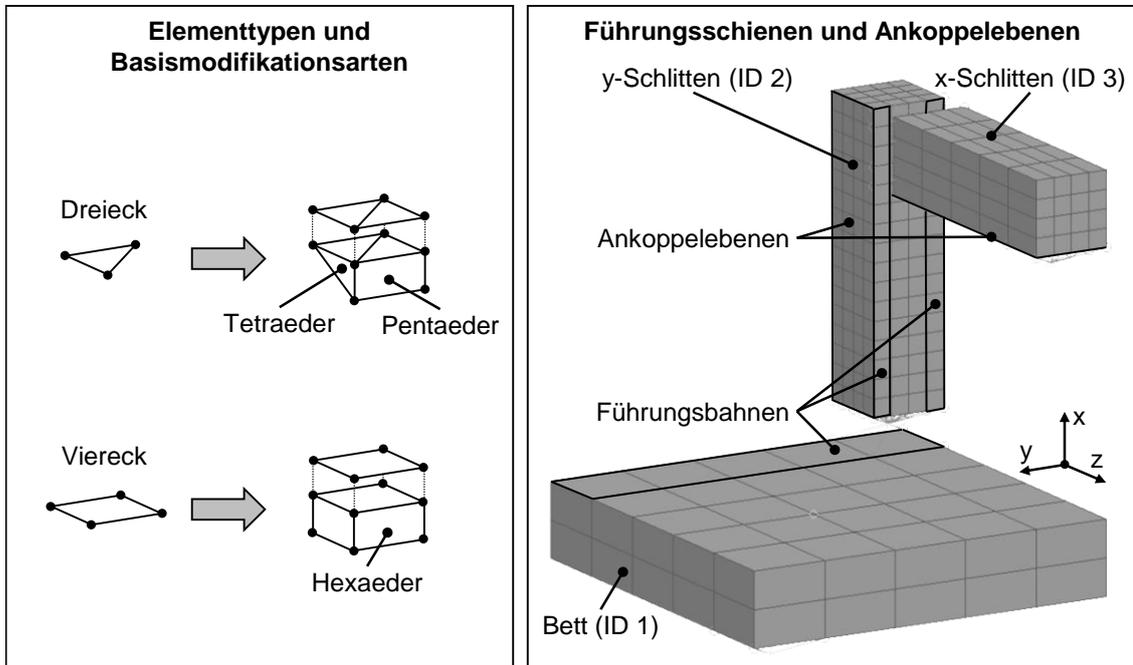


Abbildung 4.7: *Modifikation von Führungsbahnen und Ankoppelebenen eines FE-Modells zur Realisierung einer Aufnahme von Momenten*

Für die spätere Realisierung eines stellungsflexiblen Maschinenmodells ist eine Zuweisung von Identifikationsnummern (ID) für alle Strukturkomponenten notwendig (Abbildung 4.7, rechts). Bei der Nummerierung ist entlang der kinematischen Kopplung auf die Verwendung aufsteigender Nummern zu achten. Für das gezeigte Beispiel heißt das: Der x-Schlitten ist kinematisch mit dem y-Schlitten gekoppelt und dieser wiederum mit dem Bett. Diese Beschreibung erleichtert die Modellbildung, da bei einer Verfahrbewegung einer Komponente in eine Koordinatenrichtung alle folgenden Strukturkomponenten ebenfalls diese Bewegung vollziehen.

Zum Aufbau des FE-Modells der Maschine wird das von SCHNEIDER 2000 entwickelte Vorgehen der Verwendung vordefinierter Modellbausteine zur softwaregestützten Verknüpfung beliebiger FE-Netzstrukturen verwendet. Dabei werden in einem einmaligen Vorgang *Basisklassen*, *Klassen* und *Objekte* von FE-Bausteinen definiert (Abbildung 4.8).

Eine Basisklasse muss nur einmal beschrieben werden und ist unabhängig von der zu modellierenden Maschinenstruktur gültig, d. h. der Prozess ist einmalig

und projektunabhängig. Die Basisklasse beinhaltet, ob es sich bei einem Koplelement bspw. um eine Schraubverbindung, eine Linearführung, ein Aufstелеlement oder um einen Vorschubantrieb handelt, denn je nach Ausprägung ist in der Klasse eine andere Information zu hinterlegen. Bei Linearführungen ist bspw. die Bewegungsrichtung anzugeben. Für jedes Maschinenmodell ist dieser Prozess einmal durchzuführen und projektspezifisch. Jede Linearführung kann zwar unterschiedlich ausgeprägt sein, die grundlegenden Eigenschaften sind aber stets identisch. Eine Linearführung besteht bspw. aus einer Führungsschiene und mindestens einem Führungswagen, deren Flanschflächen zur jeweils montierten Gestellkomponente die relevanten Kontaktflächen darstellen. Die räumliche Orientierung sowie die Abmessungen dieser Flächen müssen ebenfalls aus dem verwendeten CAD-System extrahiert und in dem entsprechenden Objekt hinterlegt werden. Sind alle Objekte einer Maschine definiert, können daraus direkt die Freiheitsgrade sowie die Abmessungen des Maschinenarbeitsraums abgeleitet werden.

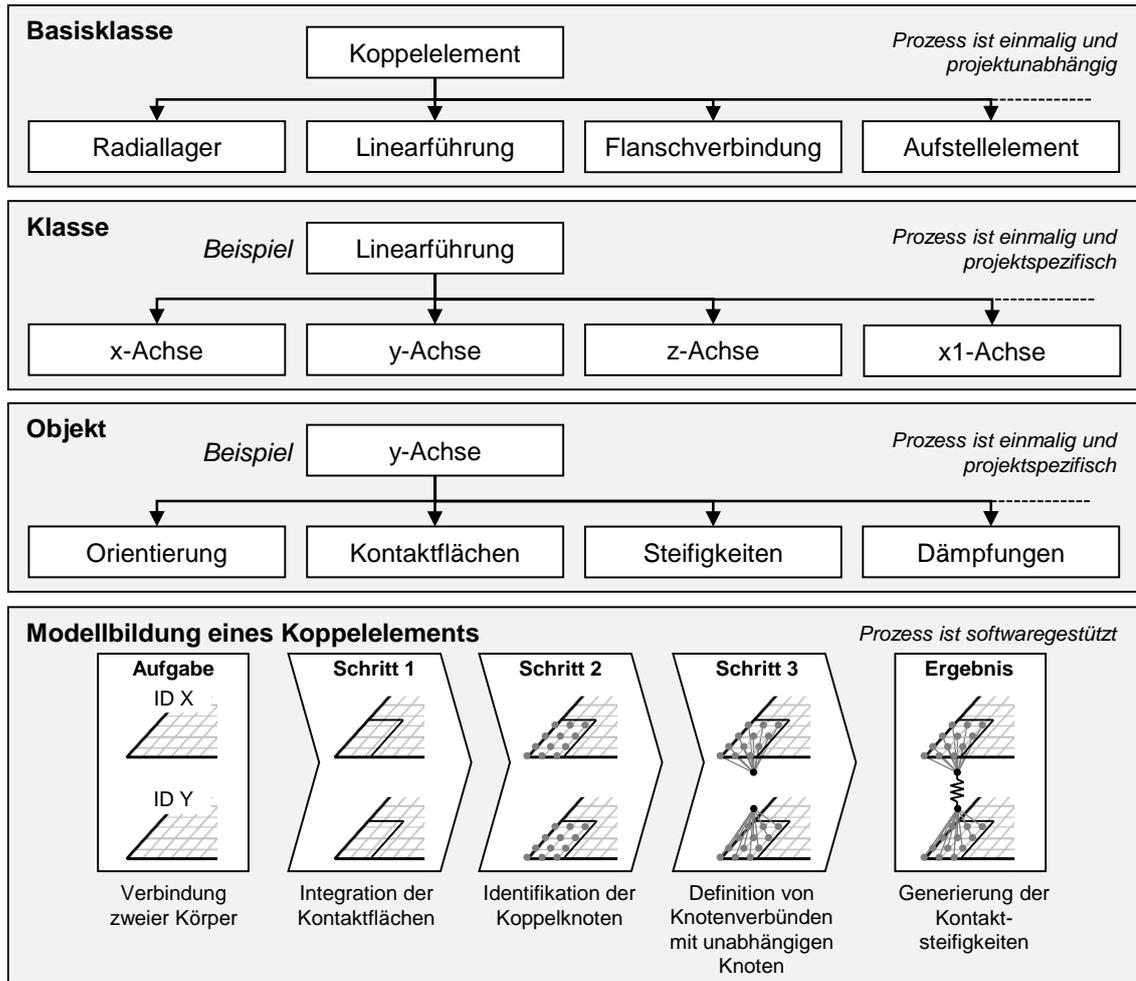


Abbildung 4.8: Vorgehensweise zur softwaregestützten Verbindung beliebiger FE-Strukturen (in Anlehnung an SCHNEIDER 2000)

Mit den definierten Objekten kann eine softwaregestützte Modellerstellung zur Generierung eines stellungsflexiblen Maschinenmodells erfolgen. Dazu werden die IDs der Strukturkomponenten herangezogen und über die zugehörigen Objekte miteinander verbunden. Die definierten Steifigkeitseigenschaften der Koppelemente werden dabei mit Ersatzfedern abgebildet. Mit Hilfe von Starrkörperelementen werden sie mit mehreren Knoten der Strukturkomponente gekoppelt (SCHNEIDER 2000). Zur Identifikation dieser abhängigen Knoten werden alle im Bereich einer Flanschfläche eines Verbindungselementes liegenden Knoten verwendet. Ein neu generierter unabhängiger Knoten im Schwerpunkt der Fläche dient als Angriffspunkt für die Feder und kann über den starr gekoppelten Knotenverbund eine realitätsnahe Krafteinleitung gewährleisten (Abbildung 4.8, unten).

Nach der Fertigstellung des FE-Modells der Maschinenstruktur erfolgt mittels eines FEM-Programmes die Berechnung der notwendigen Matrizen:

- Modalmatrix Φ
- Massenmatrix M
- Steifigkeitsmatrix K
- Eigenfrequenzmatrix Ω

Mit diesen Matrizen lassen sich die Zustandsraummodelle nach Gleichung (4.22) erstellen.

Neben den FE-Daten der Maschinenkomponenten sowie den Objekten der Koppelemente sind weitere Informationen für die mechanische Integration aktiver Zusatzsysteme notwendig. Die repräsentativen FE-Knoten von Werkzeug und Werkstück dienen zur Erstellung der Ausgangsmatrizen. Die relative dynamische Verlagerung zwischen diesen beiden Knoten infolge einer bspw. impulsartigen Anregung durch ein aktives Zusatzsystem ist die Basis der Bewertungsmethode.

Für die Bewertung einer Lösung wird der gesamte Arbeitsraum der Maschine berücksichtigt. Sinnvollerweise werden Maschinenpositionen betrachtet, die das dynamische Strukturverhalten der Maschine stark beeinflussen können, also bspw. die Extrempositionen im Arbeitsraum. Für jede Position wird anschließend ein FE-Modell erstellt. Die Anzahl der Positionen hat folglich einen wesentlichen Einfluss auf die Rechenzeiten zur Lösungsfindung und ist möglichst gering zu halten. Es empfiehlt sich in einer ersten Berechnung, den Arbeitsraum in wenige Punkte zu unterteilen und, sofern notwendig, erst in weiterführenden Untersuchungen zu verfeinern.

Außerdem kann der Lösungsraum aufgrund definierter Anforderungen eingeschränkt werden, um nicht unnötig Rechenkapazität in Anspruch zu nehmen. Wesentlichen Einfluss hierauf haben Parameter wie die maximalen Abmessungen von Sattel- und Ankoppelementen. Um den Lösungsraum im Vorfeld der Berechnungen auf ein handhabbares Maß zu reduzieren, ist es sinnvoll, Knoten der FE-Struktur zu identifizieren, die überhaupt für eine Ankopplung eines aktiven Zusatzsystems in Betracht kommen.

4.3.4 Identifikation relevanter Knotenpunkte

In einem ersten Schritt werden den einzelnen FE-Knoten die Identifikationsnummern ihrer Strukturkomponenten zugewiesen, denn relativ wirkende aktive

Zusatzsysteme können nur zwischen Strukturkomponenten integriert werden, die kinematisch direkt miteinander gekoppelt sind. Dieser Schritt wird als *Komponentenanalyse* bezeichnet. Im nächsten Schritt sind die Knoten zu analysieren, die auf der Oberfläche der FE-Struktur liegen, denn Knoten, die innerhalb der Strukturkomponenten liegen, können bei der Betrachtung ausgeschlossen werden. Dieser *Oberflächenanalyse* folgt für jede Maschinenposition die *Koppelementanalyse*, da in den Bereichen dieser Elemente befindliche Knoten ebenso nicht für eine Ankopplung aktiver Zusatzsysteme in Frage kommen.

Während für absolut wirkende Zusatzsysteme die nach obigen Regeln identifizierten Knoten als Lösungsmenge dienen, kann der Lösungsraum für relativ wirkende Systeme weiter reduziert werden. Für die Integration eines RWZ kommen lediglich Oberflächen von Strukturkomponenten in Frage, die in der kinematischen Kette hintereinander angeordnet sind. Die Ermittlung der FE-Knoten, an die ein Sattелеlement gekoppelt werden kann, erfolgt mit den bereits initialisierten Linearführungsdaten in der Objektbeschreibung. Damit lassen sich die möglichen Knoten-Kombinationen relativ wirkender Zusatzsysteme für jede Maschinenstellung bestimmen.

Mit diesen Informationen können alle möglichen aktiven Zusatzsysteme generiert werden. Dazu werden für jedes System die auf die Struktur wirkenden Kräfte und Momente berechnet und in die Eingangsmatrix eingetragen. Ist ein aktives Zusatzsystem in einer Maschinenstellung umsetzbar, in einer anderen jedoch nicht, muss diese Lösung von der Berechnung ausgeschlossen werden. Dazu wird die Knoten-Identifikationsnummer des Angriffsknotens der Ankoppelebene verwendet, da diese sich trotz der Maschinenbewegung im Arbeitsraum als einzige Größe nicht verändert. Sind weiterhin auch der Abstand zwischen den beiden Angriffsknoten und der Richtungsvektor der Aktorkraft identisch, handelt es sich um die gleiche Lösung. Der Abstand von zwei Knoten allein beinhaltet noch keine Information über die Sattel- bzw. Ankoppelement-Geometrie eines aktiven Zusatzsystems.

Es wird nun für alle möglichen Zusatzsystem-Konfigurationen in einer Maschinenstellung in jeder weiteren Stellung nach den gleichen Konfigurationen gesucht. Werden so viele gefunden, wie Arbeitsraumpositionen vorhanden sind, existiert die Lösung und wird bei der Berechnung berücksichtigt, ansonsten wird die Lösung verworfen.

4.3.5 Vorschrift zur Bewertung aktiver Zusatzsysteme

Die Bewertung der Wirksamkeit eines Anbauortes eines aktiven Zusatzsystems basiert auf folgender Idee: Je größer der Einfluss des aktiven Zusatzsystems auf die relative Verlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück ist, desto besser ist es dazu geeignet, Ratterschwingungen zu vermeiden. Für diese Analyse wird das Maschinenmodell von dem aktiven Zusatzsystem virtuell angeregt und die relative Strukturantwort zwischen Werkzeug und Werkstück berechnet.

Abbildung 4.9 zeigt ein FE-Modell mit einem aktiven Zusatzsystem.

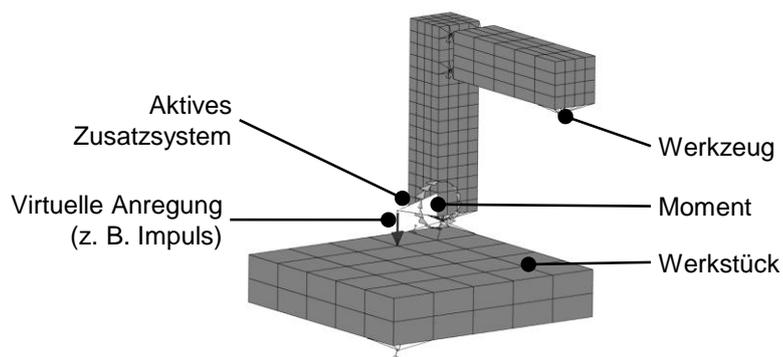


Abbildung 4.9: FE-Modell mit aktivem Zusatzsystem

Abbildung 4.10 stellt neben dem klassischen dynamischen Relativnachgiebigkeits-Frequenzgang (RNF) der Maschinenstruktur die relative Strukturantwort zwischen Werkzeug und Werkstück dar.

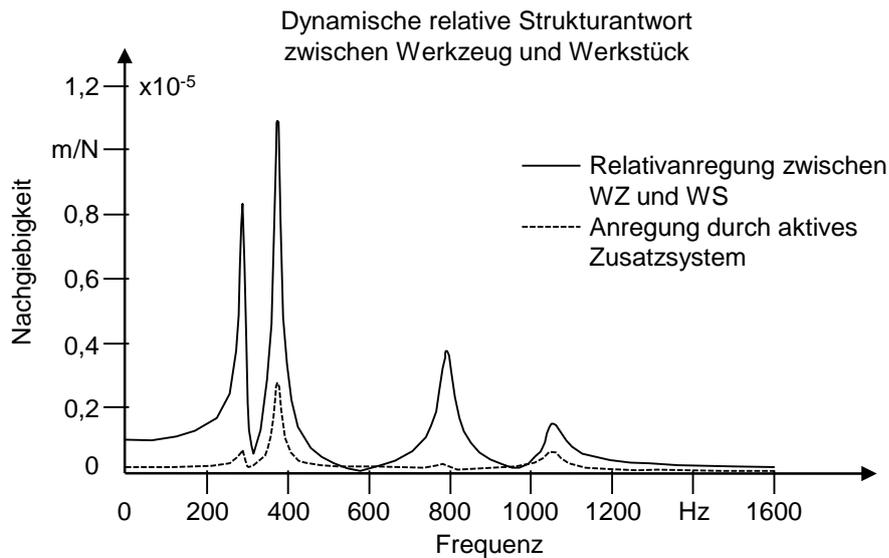


Abbildung 4.10: Relative Strukturantworten eines FE-Modells zwischen Werkzeug und Werkstück infolge Relativanregung zwischen Werkzeug und Werkstück und Anregung durch das Zusatzsystem

Das berechnete Strukturantwortverhalten charakterisiert die Wirksamkeit des entsprechenden aktiven Zusatzsystems auf die strukturdynamischen Schwachstellen der Maschine. Bei der Betrachtung des RNF in Abbildung 4.10 fällt auf, dass die dominante Eigenfrequenz bei 250 Hz durch das aktive Zusatzsystem wenig beeinflussbar ist, dafür die Frequenz bei 380 Hz sehr stark angeregt werden kann. Dieser Sachverhalt lässt sich folgendermaßen interpretieren: Das aktive Zusatzsystem befindet sich bei der 250 Hz-Eigenschwingungsform eher nahe eines Schwingungsknotens, wohingegen das System bei der 380 Hz-Eigenschwingungsform in einem Bereich größerer Amplituden liegt. In diesem Abschnitt sollen die Grundlagen vorgestellt werden, um die Beeinflussbarkeit strukturdynamischer Schwachstellen mittels aktiven Zusatzsystemen zu bewerten.

Normen dienen als eine Maßeinheit für die Intensität der Antwort eines Systems auf eine bestimmte Anregung, wie einen Impuls oder weißes Rauschen. Diese Standardisierung erlaubt es, verschiedene Anbauorte aktiver Zusatzsysteme miteinander zu vergleichen (GAWRONSKI 2004). Für die Bewertung aktiver Zusatzsysteme in einer Werkzeugmaschine eignet sich die H_2 -Norm besonders gut, da sie mit einem Wert die Beeinflussbarkeit einzelner Eigenschwingungsformen quantifiziert. Es kann damit aber ebenso eine Zusatzsystem-Konfiguration bewertet werden, denn das quadratische Mittel der H_2 -Normen aller berücksichtigten Eigenschwingungsformen repräsentiert die Intensität der Strukturantwort infolge der Anregung durch eine Zusatzsystem-Konfiguration. Wenn dieser

quadratische Mittelwert für jedes aktive Zusatzsystem berechnet wird, können die wirksamsten Anbauorte identifiziert werden.

Die H_2 -Norm $\| \cdot \|_2$ einer flexiblen Struktur mit der Übertragungsfunktion der i -ten Eigenschwingungsform G_i lässt sich wie folgt berechnen:

$$\|G_i\|_2 = \frac{\|B_{m,i}\|_2 \|C_{m,i}\|_2}{2\sqrt{\zeta_i \omega_i}} \quad (4.30)$$

Die Matrizen $B_{m,i}$ und $C_{m,i}$ sind die Ein- und Ausgangsmatrizen der i -ten Eigenschwingungsform in modaler Zustandsraumdarstellung. Die Berechnung ihrer H_2 -Normen ist in GAWRONSKI 2004 beschrieben. Eine praktikable Berechnung ermöglicht die Simulationssoftware Matlab. Die Variable ζ_i bzw. ω_i ist der modale Dämpfungsparameter bzw. die Eigenfrequenz der i -ten Eigenschwingungsform. Für jede Eigenschwingungsform berechnet sich demnach ein Wert für die H_2 -Norm.

Für ein System mit S_Z aktiven Zusatzsystemen, R Ausgängen und n_m Moden haben die Matrizen $B_{m,i}$ und $C_{m,i}$ nach Abschnitt 4.2.3 folgende Form:

$$B_m = \begin{bmatrix} B_{m,1} \\ B_{m,2} \\ \vdots \\ B_{m,n_m} \end{bmatrix} \text{ mit} \quad (4.31)$$

$$B_{m,i} = [B_{m,i1} \quad B_{m,i2} \quad \dots \quad B_{m,iS_Z}] \text{ und } i = 1 \dots n_m$$

$$C_m = [C_{m,1} \quad C_{m,2} \quad \dots \quad C_{m,n_m}] \text{ mit}$$

$$C_{m,i} = \begin{bmatrix} C_{m,1i} \\ C_{m,2i} \\ \vdots \\ C_{m,Ri} \end{bmatrix} \text{ und } i = 1 \dots n_m \quad (4.32)$$

Für eine Werkzeugmaschinenstruktur ist $R = 3$ zu setzen, da die relativen Strukturantworten zwischen Werkzeug und Werkstück in x-, y- und z-Richtung als Ausgänge ausreichen. Die rotatorischen Freiheitsgrade werden bei der Betrachtung vernachlässigt, da davon ausgegangen wird, die dominanten Schwingungsamplituden mit den translatorischen Freiheitsgraden erfasst zu haben.

Die H_2 -Norm einzelner Eigenschwingungsformen reicht für die Analyse verschiedener aktiver Zusatzsysteme noch nicht aus. Ein repräsentativer Wert je

Zusatzsystem ist notwendig. Daher soll in einem ersten Schritt die H_2 -Norm der Strukturantwort der i -ten Eigenschwingungsform infolge einer Anregung mit dem j -ten aktiven Zusatzsystem berechnet werden. Dazu ist die Gleichung (4.30) folgendermaßen anzupassen:

$$\|G_{ij}\|_2 = \frac{\|\mathbf{B}_{m,ij}\|_2 \|\mathbf{C}_m\|_2}{2\sqrt{\zeta_i \omega_i}} \quad (4.33)$$

Diese Norm beschreibt die Strukturantwort der i -ten Eigenschwingungsform aufgrund einer Anregung mit dem j -ten Aktor. Die Antwortintensität wird für die drei Ausgänge R durch einen einzigen Wert quantifiziert.

Im zweiten Schritt soll nur ein Wert für jeden Aktor über alle Eigenschwingungsformen berechnet werden. Nach GAWRONSKI 2004 gilt folgende Eigenschaft der H_2 -Norm:

$$\|G_j\|_2 = \sqrt{\sum_{i=1}^{n_m} \|G_{ij}\|_2^2} \quad (4.34)$$

Die H_2 -Norm $\|G_j\|_2$ bildet die Anregungsintensität aller Eigenschwingungsformen infolge eines integrierten aktiven Zusatzsystems ab.

Mit Hilfe der H_2 -Norm kann genauso eine Bewertung der dynamischen Eigenschaften der Maschinenstruktur erfolgen. Dazu sind die Ein- und Ausgangsmatrizen \mathbf{B}_m und \mathbf{C}_m so zu besetzen, dass die x-, y- und z-RNF zwischen Werkzeug und Werkstück charakterisiert werden. Die H_2 -Norm nach Gleichung (4.35) stellt dann ein Maß für das dynamische Verhalten der passiven Maschinenstruktur dar:

$$\|G\|_2 = \sqrt{\|G_{xx}\|_2^2 + \|G_{yy}\|_2^2 + \|G_{zz}\|_2^2} \quad (4.35)$$

Die Berechnung dieser Gleichung ist notwendig, um das Verhältnis zwischen der Wirkung des j -ten aktiven Zusatzsystems auf die i -te Eigenschwingungsform und der dynamischen Eigenschaften der Maschine zu bestimmen. Dieses Verhältnis wird als Platzierungsindex σ bezeichnet:

$$\sigma_{ij} = w_{G,ij} \frac{\|G_{ij}\|_2}{\|G\|_2} \quad (4.36)$$

mit $i = 1 \dots n_m$ und $j = 1 \dots S_Z$

Bei dem Faktor $w_{G,ij}$ handelt es sich um einen optionalen Gewichtungsfaktor, der dem j -ten aktiven Zusatzsystem und der i -ten Eigenschwingungsform zugeordnet ist, falls spezielle Eigenschwingungsformen bei der mechanischen Integration stärker gewichtet werden sollen. Ein Platzierungsindex ist keine H_2 -Norm mehr, sondern lediglich ein Zahlenwert, mit dem sich verschiedene Konfigurationen miteinander vergleichen lassen.

Mit den Indizes kann die Platzierungsmatrix Σ generiert werden:

$$\Sigma = \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & & \sigma_{1S_Z} \\ \sigma_{21} & \ddots & & \vdots \\ & & \ddots & \vdots \\ \sigma_{n_m 1} & \dots & \dots & \sigma_{n_m S_Z} \end{bmatrix} \quad (4.37)$$

In dieser Matrix entspricht die i -te Zeile der i -ten Eigenschwingungsform und die j -te Spalte dem j -ten aktiven Zusatzsystem. Der Platzierungsindex σ_{Pos} eines einzelnen aktiven Zusatzsystems wird durch den quadratischen Mittelwert der jeweiligen Spalte aus der Platzierungsmatrix Σ ermittelt:

$$\sigma_{Pos,j} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n_m} \sigma_{ij}^2} \text{ mit } j = 1 \dots S_Z \quad (4.38)$$

Der maximale Wert repräsentiert den wirksamsten Anbauort des aktiven Zusatzsystems für das betrachtete Zustandsraummodell.

Eine anschauliche Interpretation der Platzierungsindizes liefert Abbildung 4.11: Je stärker die relative Strukturantwort zwischen Werkzeug und Werkstück auf eine Anregung eines aktiven Zusatzsystems ausfällt, desto besser ist dessen mechanische Integration. Für verschiedene aktive Zusatzsysteme werden zunächst die H_2 -Normen berechnet. Außerdem wird die H_2 -Norm des RNF der Struktur

generiert. Das Verhältnis dieser beiden Normen liefert den Platzierungsindex für jedes aktive Zusatzsystem.

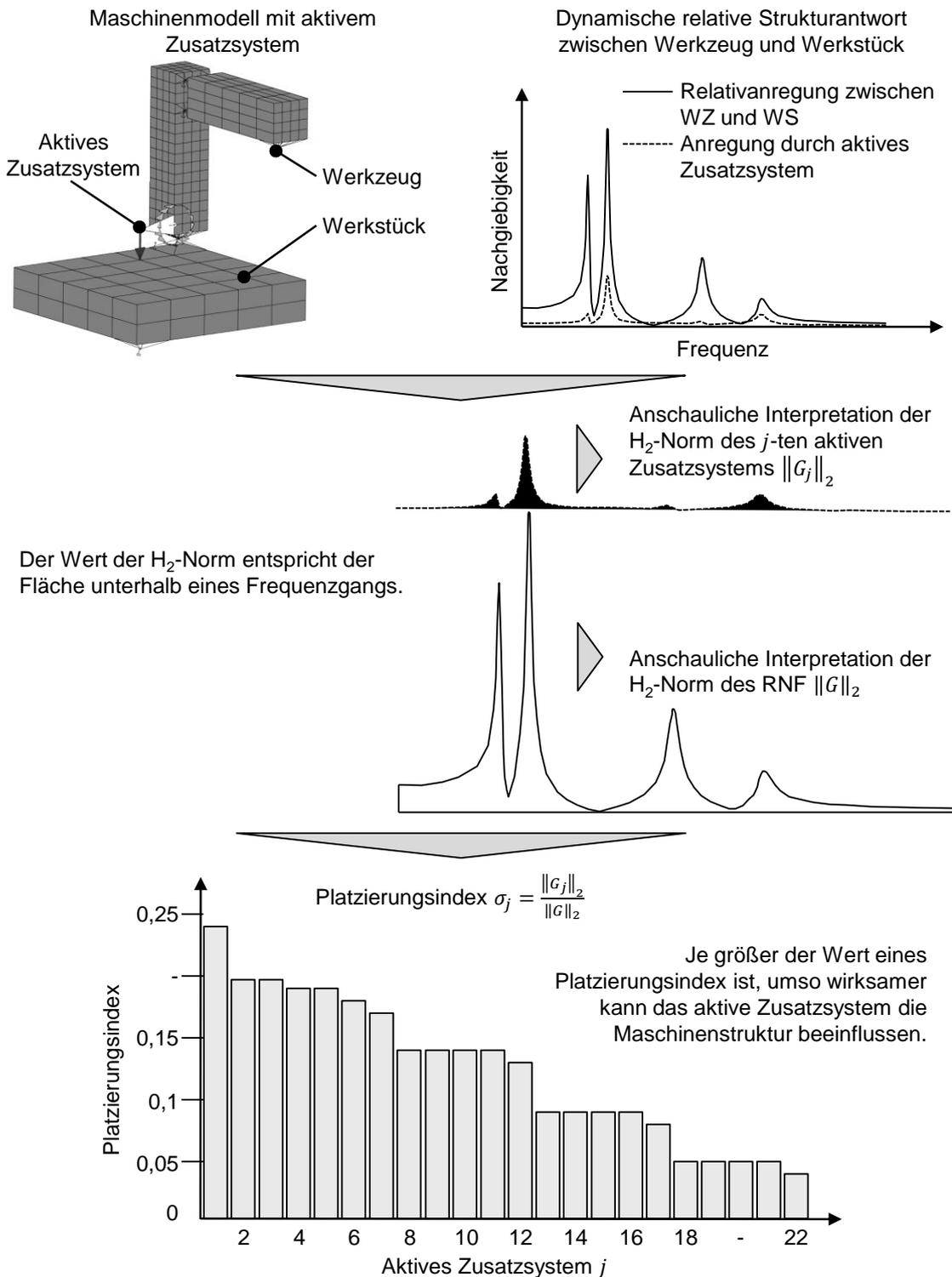


Abbildung 4.11: Anschauliche Interpretation von Platzierungsindizes

Der Platzierungsindex σ_{flex} für ein aktives Zusatzsystem bei mehreren Stellungen einer Maschine im Arbeitsraum wird über den arithmetischen Mittelwert berechnet. Dazu werden sämtliche Platzierungsindizes $\sigma_{pos,j}$ für jeweils ein aktives Zusatzsystem über alle Maschinenpositionen einbezogen. Die Variable n_{pos} entspricht der Anzahl der zu berücksichtigenden unterschiedlichen Maschinenpositionen:

$$\sigma_{flex,j} = \frac{\sum_{pos=1}^{n_{pos}} \sigma_{pos,j}}{n_{pos}} \text{ mit } j = 1 \dots S_z \quad (4.39)$$

Mit Hilfe der vorgestellten Normen ist somit eine Bewertung der einzelnen aktiven Zusatzsysteme bzw. ihrer Anbindungsorte hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit für stellungsflexible Maschinenmodelle möglich.

4.3.6 Vorgehensweise bei der mechanischen Integration

Das folgende Schaubild fasst die zuvor beschriebenen Abläufe zur Integration aktiver Zusatzsysteme in Werkzeugmaschinen zusammen (Abbildung 4.12) und präsentiert eine strukturierte Vorgehensweise zur mechanischen Integration. Im Rahmen dieser Arbeit wurde dieses Vorgehen in Form eines Rechnerwerkzeuges implementiert.

Die wesentlichen Bestandteile des Werkzeugs sind Programmbausteine zur Manipulation der Ein- und Ausgangsdaten, zur Aufbereitung des FE-Modells und zur Berechnung der Systemmatrizen und Platzierungsindizes. Eine einmalig durchzuführende Prozedur generiert das stellungsflexible Maschinenmodell mit den zu Beginn initialisierten Daten der Maschine und der Kontaktflächen.

Im nächsten Schritt werden alle theoretisch möglichen Lösungen für die Integration aktiver Zusatzsysteme analysiert. Dazu werden für jede Lösung in allen Maschinenstellungen die Platzierungsindizes berechnet und anschließend das arithmetische Mittel dieser Indizes gebildet. Diese Werte quantifizieren die Leistungsfähigkeit der aktiven Zusatzsysteme über den gesamten Arbeitsraum. Eine Sortierung der Ergebnisse sowie eine graphische Visualisierung der Integrationsvorschläge erleichtern die finale Auswahl einer umsetzbaren Lösung durch den/die Benutzer/-in.

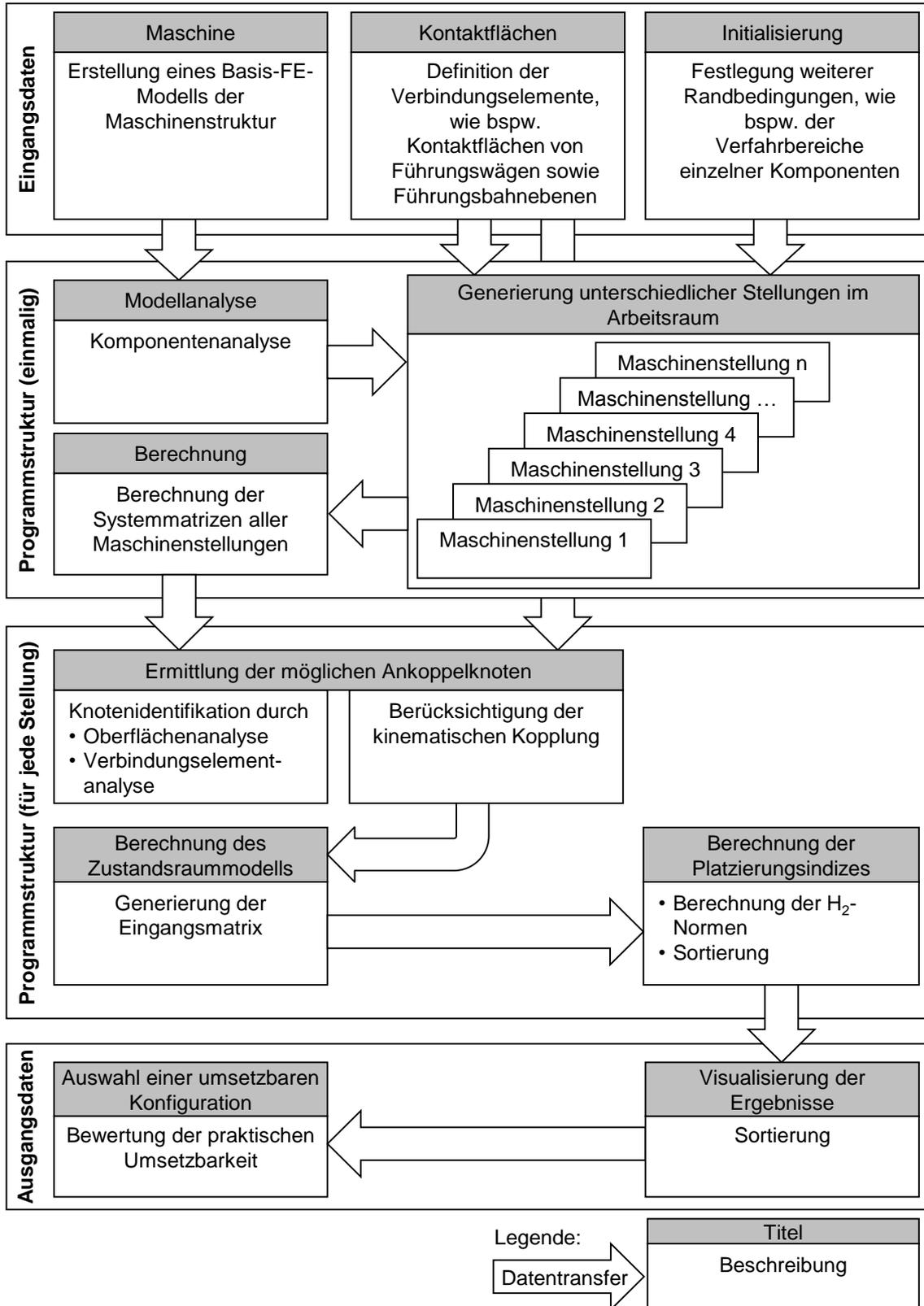


Abbildung 4.12: In ein Rechnerwerkzeug implementierte Vorgehensweise zur Lösungsfindung bei der mechanischen Integration aktiver Zusatzsysteme für Werkzeugmaschinen

4.4 Zusammenfassung

Bestehende Ansätze zur Integration aktiver Zusatzsysteme in mechanische Strukturen erwiesen sich für die Anwendung auf den Bereich der Werkzeugmaschinen als unzureichend. Daher wurde in diesem Kapitel eine strukturierte Vorgehensweise bei der mechanischen Integration aufgezeigt. Die strukturdynamischen Grundlagen bildeten dabei die Basis für die Modellvorstellung aktiver Zusatzsysteme sowie die Modellerstellung einer stellungsflexiblen Maschinenstruktur. Es wurden Möglichkeiten zur Identifikation möglicher Ankoppelknoten aufgezeigt. Eine Bewertungsvorschrift zum Vergleich der verschiedenen Integrationsmöglichkeiten stellte den Schwerpunkt des Kapitels dar. Das entwickelte Vorgehen diente als Basis für eine implementierte Programmstruktur, mit der die aufwändigen Berechnungen des Anwendungsbeispiels im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt werden konnten. Die Vorgehensweise liefert als Ergebnis Gestaltungsvorschläge für die Integration aktiver Zusatzsysteme. Die Entwicklung einer geeigneten Regelstrategie für den effizienten Einsatz des Systems ist Inhalt des folgenden Kapitels.

5 Entwicklung einer Regelstrategie

5.1 Allgemeines und Inhalt des Kapitels

Die Integration aktiver Zusatzsysteme kann an jeder Stelle in der Maschinenstruktur erfolgen. Daher kommt den relevanten Übertragungspfaden bei der Entwicklung einer Regelstrategie eine besondere Bedeutung zu. Die anregende Zerspankraft verursacht eine relative Strukturantwort zwischen Werkzeug und Werkstück, die mit Beschleunigungssensoren identifiziert werden kann. Dieser Übertragungspfad wird als *Primärstrecke* bezeichnet und repräsentiert das relevante dynamische Verhalten der Maschine. Zum besseren Verständnis ist in Abbildung 5.1 links ein Drei-Massen-Schwinger als Modellvorstellung dargestellt. An der Masse 1 greift die Zerspankraft an. Das Übertragungsverhalten von der anregenden Zerspankraft zur Antwort dieser Masse entspricht der Primärstrecke. Die resultierende Schwingung dieser Masse sei mit Hilfe des an der Masse 3 angreifenden aktiven Zusatzsystems zu reduzieren. Die wirkende Aktorkraft legt dabei einen Übertragungspfad zurück, der als *Sekundärstrecke* definiert wird. Diese hat eine Veränderung von Amplitude und Phase der von der Aktorkraft verursachten Schwingung zur Folge. Um der Strukturantwort der Masse 1 entgegenzuwirken, ist mit der Aktorkraft an dieser Masse eine identische Gegenschwingung zu erzwingen. Ohne Kenntnis der Sekundärstrecke ist eine Generierung einer um 180° phasenverschobenen Gegenschwingung an der Masse 1 nicht realisierbar. Abbildung 5.1 rechts zeigt zwei mögliche Applikationen aktiver Zusatzsysteme an einer realen Maschinenstruktur mit der Primärstrecke und den vorliegenden Sekundärstrecken.

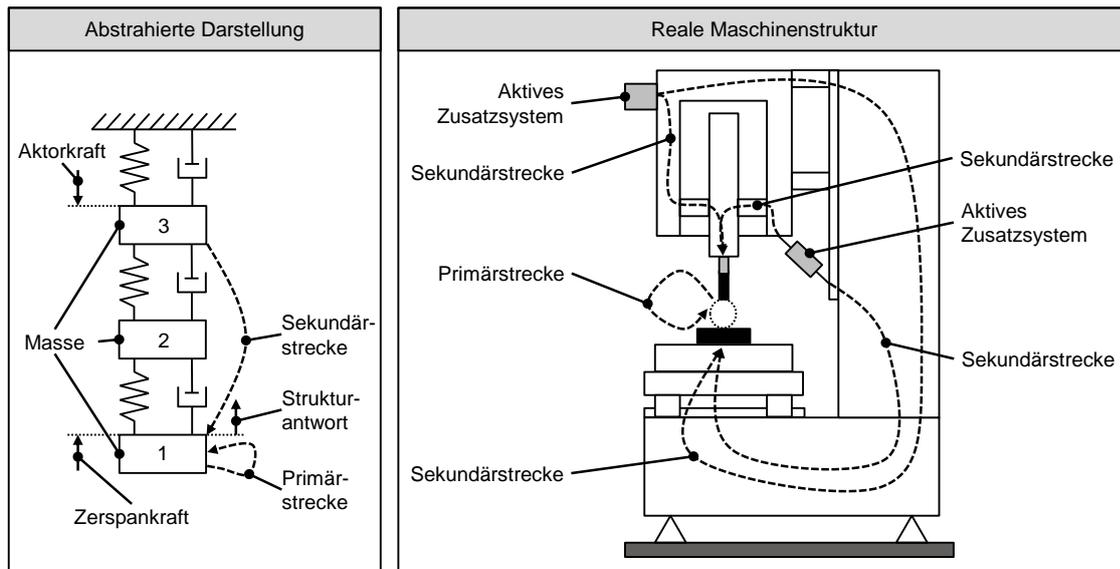


Abbildung 5.1: Übertragungspfade in einer Werkzeugmaschine mit aktiven Zusatzsystemen (rechts) sowie in einer abstrahierten Darstellung (links)

Es können je Stellglied mehrere Sekundärstrecken existieren (Abbildung 5.1, rechts). Das aktive Zusatzsystem verursacht eine Verlagerung am Werkzeug sowie am Werkstück. Da für das Gesamtsystemverhalten, wie eingangs definiert, nicht die absolute Verlagerung am Werkzeug, sondern die relative Verlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück relevant ist, ist dieser Sachverhalt zu berücksichtigen, wenn Verlagerungen am Werkstück detektierbar sind.

Sekundärstrecken können messtechnisch erfasst oder mit Hilfe finiter Berechnungsmethoden abgeschätzt werden. Die notwendigen Komponenten für eine Messung sind mit dem aktiven Zusatzsystem und der Sensorik an Werkzeug und Werkstück bereits vorhanden.

Nachdem in diesem Abschnitt wichtige Grundlagen aufgezeigt wurden, beschreibt Abschnitt 5.2 die Anforderungen an eine Regelung aktiver Zusatzsysteme. Abschnitt 5.3 gibt einen Einblick in bestehende Regelstrategien, die bereits erfolgreich für die aktive Schwingungsreduktion eingesetzt werden. Daraus wird eine den Anforderungen entsprechende Strategie abgeleitet und in den folgenden Abschnitten 5.4 und 5.5 eine geeignete Lösung entwickelt.

5.2 Anforderungen an eine Regelung zur aktiven Schwingungsreduktion

Eine wesentliche Anforderung an ein aktives Zusatzsystem ist es, unabhängig vom Maschinentyp, also bei unterschiedlichen dynamischen Verhaltensweisen, Ratterschwingungen vermeiden zu können. Die in Kapitel 4 beschriebene Vorgehensweise bei der mechanischen Integration liefert dazu eine geeignete Position. Die identifizierte Lösung kann an beliebigen Stellen in der Maschinenstruktur liegen. Das stellt besondere Herausforderungen an die zu entwickelnde Regelstrategie.

Für die regelungstechnische Auslegung sollen folgende Randbedingungen gelten:

- Der Betrieb der verschiedenen Werkzeuge erfolgt jeweils mit konstanter Spindeldrehzahl. Es kann daher von periodischen Anregungen mit einer oder mehreren dominanten Erregerfrequenzen ausgegangen werden, je nachdem welcher Teilung die Werkzeugschneiden unterliegen.
- Das Auslesen der Spindeldrehzahl aus der Maschinensteuerung in Kombination mit den hinterlegten Werkzeugdaten lässt eine Berechnung der Erregerfrequenzen zu.
- Die Bestimmung der dabei auftretenden Amplituden hingegen ist damit nicht möglich. Eine Messung der auftretenden Zerspankräfte wird aus Gründen der Wirtschaftlichkeit ausgeschlossen, da sich eine Apparatur zur Zerspankraftmessung als sehr kostenintensiv darstellt.
- Für die Messung des Fehlersignals soll ein Beschleunigungssensor verwendet werden.

Jede Werkzeugmaschine besitzt unterschiedliche Eigenschwingungsformen. Die zugehörigen Eigenfrequenzen können während des Betriebs einer Maschine variieren. Dies kann bspw. durch den Verschleiß der Maschinenkomponenten oder einen Werkzeugwechsel hervorgerufen werden. Während der Verfahrbewegung kommt es zur Veränderung der Masseverteilung und daher zu einer Verschiebung der Eigenfrequenzen. Diese Variation soll von der zu entwickelnden Regelstrategie kompensiert werden.

Darüber hinaus wird gemäß der übergreifenden Zielsetzung eine Regelung angestrebt, die sich nicht nur an die variierenden Systemeigenschaften anpassen, sondern auch auf unvorhergesehene Störungen reagieren kann.

Zusammenfassend ergeben sich für die Regelungsstrategie aktiver Zusatzsysteme folgende Anforderungen (Abbildung 5.2):

Nr.	Anforderung
1	Das aktive Zusatzsystem kann beliebig in der Struktur angeordnet sein.
2	Berücksichtigung der festgestellten Randbedingungen
3	Berücksichtigung veränderlicher Streckeneigenschaften
4	Selbstständige Anpassung des Reglers an die aktuelle Störung

Abbildung 5.2: Anforderungen an die Regelstrategie

Zunächst werden bewährte Regelungen betrachtet, um anschließend eine den Anforderungen gerechte Strategie auszuwählen.

5.3 Regelstrategien zur aktiven Schwingungsreduktion

5.3.1 Allgemeines

Im Gegensatz zum Bereich der aktiven Lärmbeeinflussung, wo vorwiegend Steuerungsansätze Anwendung finden, wird für das Einsatzgebiet der aktiven Schwingungsreduktion häufig die Regelung vorgezogen (EHMANN 2004). Zur Regelung aktiver Systeme zur Beeinflussung mechanischer Strukturen existieren klassische, kollokale Regelungskonzepte, für die kein Modell der Regelstrecke notwendig ist, sowie moderne, modellbasierte Regelstrategien (GAWRONSKI 2004). Alle Ansätze funktionieren nach dem Prinzip der Aufschaltung eines um 180° phasenverschobenen Gegensignals. Einschränkungen in der Leistungsfähigkeit lassen sich teilweise auf die Nichteinhaltung dieses Prinzips zurückführen. Die Unterschiede der Regelkonzepte werden in den folgenden Abschnitten erläutert, um in einem abschließenden Vergleich die Auswahl einer geeigneten Regelstrategie zu erleichtern.

5.3.2 Kollokale Regelstrategien

Die aufgrund ihrer Einfachheit am häufigsten vorzufindenden Regler in der aktiven Schwingungsreduktion sind die *kollokalen Regler*. *Kollokation* bedeutet in

diesem Zusammenhang, dass der Aktor und der dazugehörige Sensor sich am selben Ort befinden. Diese Regler besitzen eine garantierte Stabilität (PREUMONT 2002), da keine sekundäre Übertragungsstrecke existiert. Wird die Kollokation nicht eingehalten, kann es zur Reduktion der Regelgüte oder sogar zu Stabilitätsproblemen kommen (LOCATELLI 2001).

Die Regelgröße kollokaler Regler ist die zu reduzierende Schwingung und die Führungsgröße ist damit gleich Null. Um eine dämpfende Wirkung zu erzielen, wird als Rückführgröße die negative Geschwindigkeit verwendet, welche über ein Proportionalglied verstärkt wird. Neben diesem als *Geschwindigkeitsrückführung* bezeichneten Konzept der kollokalen Regelung sind in der Literatur noch weitere Formen zu finden, wie die Ansätze der *Beschleunigungsrückführung* bzw. der *positiven Wegrückführung* sowie der *positiven Krafrückführung* (LOCATELLI 2001 und PREUMONT 2002). Dabei wird die notwendige Phasenverschiebung des periodischen Messsignals durch Integration (Phasenverschiebung von -90°), Differentiation (Phasenverschiebung von $+90^\circ$), Negieren (Phasenverschiebung von $\pm 180^\circ$) oder Vorschaltung eines geeigneten Filters erreicht.

Der erfolgreiche Einsatz dieser Regler konnte bereits in vielen Arbeiten zur aktiven Schwingungsreduktion im Bereich der Werkzeugmaschinen bewiesen werden (CHUNG ET AL. 1997, EHMANN ET AL. 2004, GANGULI ET AL. 2007, HUYANAN ET AL. 2007 und ROTH 2009). Es lässt sich feststellen, dass die verschiedenen kollokalen Regler keinen signifikanten Unterschied in ihrer Leistungsfähigkeit erwarten lassen, da sie alle auf dem gleichen Prinzip beruhen. Lediglich der zu betreibende Aufwand für die Aufbereitung der Messsignale und die Entwicklung der verwendeten Filter ist von der jeweiligen Strategie abhängig.

5.3.3 Modellbasierte Regelstrategien

Optimale Zustandsregelung

Bei der *optimalen Zustandsregelung*⁹, die auch als *linear-quadratische Regelung* bzw. *LQ-Regelung* bezeichnet wird, sind zunächst Güteforderungen an den gesamten Verlauf der Regelgrößen zu definieren. Anschließend kann der Regler

⁹ Der Regelkreis einer Zustandsregelung basiert auf der Zustandsraumdarstellung. Bei dieser Form der Regelung wird der Zustand der Regelstrecke durch Messung oder durch einen Beobachter der Regelstrecke zugeführt.

durch die Lösung eines Optimierungsproblems gefunden werden (DITTMAR ET AL. 2009). Dieses Reglerentwurfsverfahren setzt eine vollständige Steuer- und Beobachtbarkeit des Systems voraus (KERN 2009). Kann dieses Kriterium von relevanten Zuständen nicht erfüllt werden, ist die Verwendung von Beobachtern¹⁰, wie bspw. des Luenberger-Beobachters¹¹ oder eines Kalman-Filters¹², zielführend.

MEI ET AL. 2006 realisierten in der Theorie mit Hilfe einer optimalen Regelung eine wesentliche Erhöhung des stabilen Bereichs in der Stabilitätskarte eines Drehprozesses. Im realen Versuch applizierte KERN 2009 eine LQ-Regelung mit Luenberger-Beobachter an einem aktiven Magnetlager einer Werkzeugmaschinen-Spindel und konnte damit die stabile Schnitttiefe von 2 mm auf 6 mm erhöhen.

Das aufwändige, iterative Entwurfsverfahren der optimalen Regelung berücksichtigt jedoch weder Modellunsicherheiten noch kann damit auf eine Veränderung der Regelstrecke reagiert werden.

Robuste Regelstrategien

Robuste Regler gehören zu den modellbasierten Reglern, welche Kenntnisse des Systems berücksichtigen, um die Regelung für definierte Randbedingungen robust zu gestalten. Probleme bezüglich Stabilität aufgrund von Phasenverlusten, wie sie bei den kollokalen Reglern auftreten, können dadurch teilweise behoben werden (EHMANN ET AL. 2004). Die Theorie dazu stammt bereits aus den 1980iger Jahren, weshalb es dazu zahlreiche Veröffentlichungen und Neuentwicklungen gibt (MÜLLER 1996, GAWRONSKI 2004, EHMANN 2004 und GU ET AL. 2005).

In der Reglerentwicklung wird ein Regler meist für ein Modell einer realen Regelstrecke ausgelegt. Aufgrund unvermeidlicher Abweichungen zwischen dem Modell und dem realen Verhalten der Regelstrecke muss bei einer praktischen Umsetzung mit Einschränkungen der Regelgüte gerechnet werden. Die Idee der

¹⁰ Ein Beobachter ist ein Modell, das nicht messbare Zustände eines Systems aus dem Verlauf der Ein- und Ausgangsgrößen ermitteln kann.

¹¹ Der Luenberger-Beobachter ist eine Erweiterung des Beobachters, bei dem die Differenz zwischen dem Ausgang der Strecke und dem Ausgang des Modells zurückgeführt wird. Damit lassen sich Störungen bzw. Ungenauigkeiten kompensieren.

¹² Ein Kalman-Filter ist ein Zustandsschätzer, dessen Schätzung eine lineare Kombination der vorangegangenen Schätzungen mit dem neuen Messwert ist.

robusten Regler besteht darin, Modellfehler bereits bei der Reglersynthese zu berücksichtigen. Der Regler lässt sich damit trotz Störeinflüssen und möglichen Modellunsicherheiten robust und stabil gestalten. Es sind dabei Annahmen für die Unsicherheiten und Störeinflüsse zu treffen, für die der Regler dann speziell ausgelegt wird. Das Erstellen der Regelung ist aufwändig und meist ein iterativer Prozess (SCHÖNHOF 2003). Ändern sich die dynamischen Eigenschaften der Regelstrecke, wie z. B. durch Verschleiß, ist ein neuer Regler auszulegen. Eine Adaption an die Regelstrecke findet nicht statt. Werden die Unsicherheiten größer gewählt, um derartige Änderungen zu berücksichtigen, ist mit einer Einschränkung der Regelgüte zu rechnen.

Regelung mit Harmonischen

DENKENA ET AL. 2007 präsentierten eine adaptronische Spindeleinheit, die mit Hilfe dreier Piezoaktoren und einer so genannten *Regelung mit Harmonischen* Werkzeugschwingungen aus dem Prozess über gezielte Gegenschwingungen kompensiert. Das modellbasierte Verfahren benötigt für eine gute Regelgüte ein sehr genaues Modell der Regelstrecke. Der Varianz dieser Regelstrecke durch nichtlineares Verhalten der Aktorik, Veränderungen der dynamischen Eigenschaften der Maschinenstruktur oder Variation der Spindeldrehzahl begegnen DENKENA ET AL. 2007 durch eine experimentelle Analyse der verschiedenen Einflussgrößen und eine anschließende robuste Auslegung der Regelungsparameter.

Eine Schwingungskompensation von regenerativen Ratterschwingungen ist mit diesem Verfahren nicht möglich, wohingegen beispielsweise durch Messereingriffsstöße verursachte fremderregte Schwingungen zuverlässig reduziert werden können.

Adaptive Regelungssysteme

Adaptive Regelungssysteme sind Systeme, die ihr Verhalten den sich ändernden Eigenschaften der zu regelnden Systeme oder der darauf einwirkenden Signale anpassen (KERN 2009). Hierbei wird zwischen gesteuerten adaptiven Verfahren, für deren Einsatz die auf das System einwirkenden Störgrößen bekannt sein müssen, und adaptiven Verfahren mit Rückführung, deren Adaption auf identifizierten Prozessgrößen basiert, unterschieden.

Die erstgenannte Variante, eine adaptive Steuerung auf Basis des Least-Mean-Squares-(LMS)-Algorithmus, präsentierten PAN ET AL. 1996 zur Steuerung eines

an einem Drehmeißel montierten magnetostriktiven Aktors. An einem Laboraufbau konnte eine Reduktion der Resonanznachgiebigkeit der ersten Eigenfrequenz um etwa 20 dB erreicht werden. Dieses Verbesserungspotenzial konnte während der Zerspanung nicht vollständig reproduziert werden. AHMED ET AL. 2005 verwendeten zur aktiven Schwingungsunterdrückung einen erweiterten Ansatz, indem das auf die Struktur wirkende Referenzsignal zusätzlich gefiltert wird. Dieser Adaptionsalgorithmus wird als Filtered-X-Least-Mean-Squares-(FxLMS)-Algorithmus bezeichnet.

MAYER 2003 beschreibt, wie sich mit diesem Ansatz ein rückführendes Verfahren zur Regelung und Identifikation aktiver mechanischer Strukturen mit adaptiven digitalen Filtern realisieren lässt. Diese Form der Regelung bietet somit die Möglichkeit der Adaptionsfähigkeit, so dass im Vergleich zu Reglern mit festen Parametern auf sich veränderliche Störsignale optimal reagiert werden kann. ATZRODT ET AL. 2005 testeten dieses Verfahren erfolgreich an einem Laboraufbau, bestehend aus einem auf Piezoaktoren basierenden aktiven Interface, das zwischen zwei Strukturen in den Kraftfluss eingebaut wurde. Es gelang damit, Störungen zu entkoppeln, die auf eine der Komponenten wirkte.

Eine derartige Regelungsstruktur kann mittels Internal Model Control (IMC), basierend auf einem Modell der Sekundärstrecke, in eine Steuerung transformiert werden. Das für eine funktionierende Steuerung fehlende Referenzsignal wird hierbei aus dem adaptiven Filterausgang und dem gemessenen Fehlersignal gewonnen (ANDRÉN ET AL. 2004). ANDRÉN ET AL. 2004 verwendeten ein solches adaptives Verfahren zur Regelung eines in einen Drehmeißel integrierten Piezoaktors, um die Stabilität eines Drehprozesses zu erhöhen.

Die theoretische Modellbildung mit dem Ziel eines detaillierten Systemverständnisses und speziell für die Festlegung der Struktur des Regelkreises sowie den Entwurf adaptiver Regelungen ist nach KERN 2009 unverzichtbar. SCHÖNHOF 2003 unterstrich den Wert experimentell identifizierter Modelle für den numerischen Entwurf von Reglern zur aktiven Schwingungsreduktion, da diese mit geringem Aufwand bei sehr hoher Qualität gewonnen werden können.

5.3.4 Zusammenfassung

Abbildung 5.3 stellt die potenziellen Regelstrategien für aktive Zusatzsysteme einander gegenüber. Dabei werden die Kriterien *Aufwand*, *Regelgüte*, *Stabilität* und *Adaptionsfähigkeit* bewertet.

	Art der Regelung	Aufwand	Regelgüte	Stabilität	Adaptionfähigkeit
Kollokale Regelstrategien	Geschwindigkeitsrückführung	○	●	●	○
	Beschleunigungsrückführung	○	●	●	○
	Positive Wegrückführung	○	●	●	○
	Positive Krafrückführung	○	●	●	○
Modellbasierte Regelstrategien	Optimale Zustandsregelung	●	●	●	○
	Robuste Regelung	●	●	●	●
	Regelung mit Harmonischen	●	●	●	○
	Adaptive Regelung	●	●	●	●

Legende: ○ gering
 ● mittel
 ● hoch

Abbildung 5.3: Vergleichsschaubild möglicher Regelstrategien aktiver Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion an Werkzeugmaschinen

Die kollokalen Regelstrategien zeichnen sich durch ihre garantierte Stabilität aus. Zudem sind sie aufgrund der einfachen Struktur mit geringem Aufwand zu realisieren. Bei den modellbasierten Strategien verhält es sich umgekehrt. Die Komplexität dieser Regelstrukturen erfordert eine größere Investition für die Entwicklung. Das große Potenzial bei der erreichbaren Regelgüte rechtfertigt jedoch in der Regel diesen Aufwand.

Vor dem Hintergrund der in Abschnitt 5.2 definierten Anforderungen die Regelstrategie für aktive Zusatzsysteme ist an dieser Stelle eine geeignete Regelung zu identifizieren. Die Anforderungen gemäß Abbildung 5.2 verlangen eine hohe Adaptionfähigkeit der zu entwickelnden Strategie. Die adaptive Regelung erscheint daher als zielführend und wird trotz des zu leistenden Initialaufwands als zu entwickelnde Regelung für aktive Zusatzsysteme ausgewählt.

5.4 Adaptive Steuerung

5.4.1 Allgemeines

Adaptive Strategien können in Form von Steuerungen oder Regelungen umgesetzt werden. Bevor auf die zu entwickelnde adaptive Regelung eingegangen wird, werden in diesem Abschnitt zum besseren Verständnis adaptive Kernkomponenten anhand von adaptiven Steuerungskonzepten erläutert. Der wesentliche Unterschied bei diesen Konzepten im Gegensatz zur adaptiven Regelung besteht darin, dass das anregende Signal der Regelstrecke bekannt ist. Im Werkzeugmaschinenbereich sind dies die anregenden Zerspankräfte aus dem Prozess, die sich nicht ohne aufwändige Messmittel erfassen lassen. Daher wird im weiteren Verlauf der Arbeit die adaptive Steuerung zu einer Regelung erweitert. Die zentralen Komponenten in allen Konzepten sind ein digitaler Filter und ein adaptiver Algorithmus, wie der LMS- bzw. der FxLMS-Algorithmus (Abbildung 5.4).

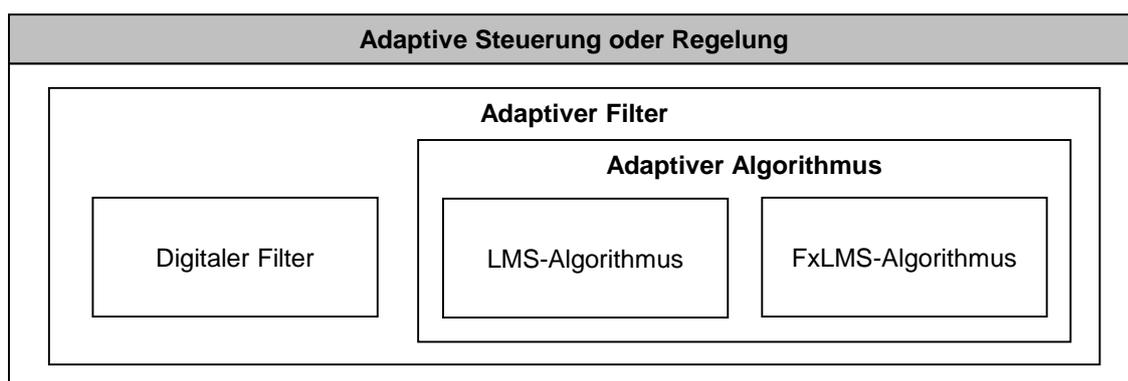


Abbildung 5.4: Kernkomponenten adaptiver Steuerungen bzw. Regelungen

Die Struktur adaptiver Filter wird im folgenden Abschnitt vertieft.

5.4.2 LMS-Algorithmus

Der Kern jeder adaptiven Steuerung bzw. Regelung ist ein adaptiver Filter. Die Filterparameter wie die Bandweite und die Resonanzfrequenz lassen sich dabei verändern. Die Koeffizienten eines derartigen Filters sind nicht konstant, sondern variabel gestaltet und werden mit einem adaptiven Algorithmus automatisiert angepasst (KUO ET AL. 1996). Abbildung 5.5 zeigt das Blockdiagramm eines adaptiven Filters. Das Fehlersignal $e(n)$ ergibt sich aus der Differenz des Störsignals $d_s(n)$ und des Gegensignals $y(n)$. Das Referenzsignal $x(n)$ wird dem digitalen Filter sowie dem adaptiven Algorithmus zugeführt, der die Koeffizienten des Filters derart variiert, dass eine Minimierung des Fehlersignals $e(n)$ erfolgt.

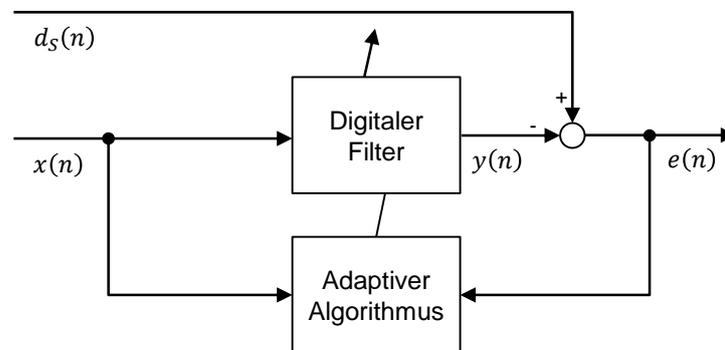


Abbildung 5.5: Blockdiagramm eines adaptiven Filters (in Anlehnung an KUO ET AL. 1996)

PASCHEDAG 2007 verwendet als digitalen Filter einen Finite-Impulse-Response-(FIR)-Filter. Die Übertragungsfunktion eines derartigen zeitdiskreten Filters mit L Koeffizienten w_i wird durch die Gleichung

$$W(z) = \frac{\sum_{i=0}^{L-1} w_i z^i}{z^L} = \frac{w_{L-1} z^{L-1} + \dots + w_1 z + w_0}{z^L} \quad (5.1)$$

beschrieben. Sein Übertragungsverhalten wird durch die Nullstellen vorgegeben. Alle Polstellen sind stets auf den Wert Null fixiert. Dadurch ist die Stabilität des Systems gewährleistet, da nach dem Stabilitätskriterium für zeitdiskrete dynamische Linear-Time-Invariant-(LTI)-Systeme solche Systeme dann stabil sind, wenn sich alle Pole im Einheitskreis befinden.

Der adaptive Algorithmus, der die Modifikation der Filterkoeffizienten zur Aufgabe hat, arbeitet nach bestimmten Leistungskriterien. Hierzu wird der quadratische Fehler $e^2(n)$ minimiert.

Der oben dargestellte adaptive Filter wird um eine mechanische Übertragungsstrecke, die Primärstrecke, erweitert. Erfolgt die Minimierung des quadratischen Fehlers $e^2(n)$ durch eine rekursive Berechnung der Parameter des FIR-Filters, wird diese Struktur als LMS-Algorithmus bezeichnet. Das Blockdiagramm dieser adaptiven Steuerung ist in Abbildung 5.6 dargestellt.

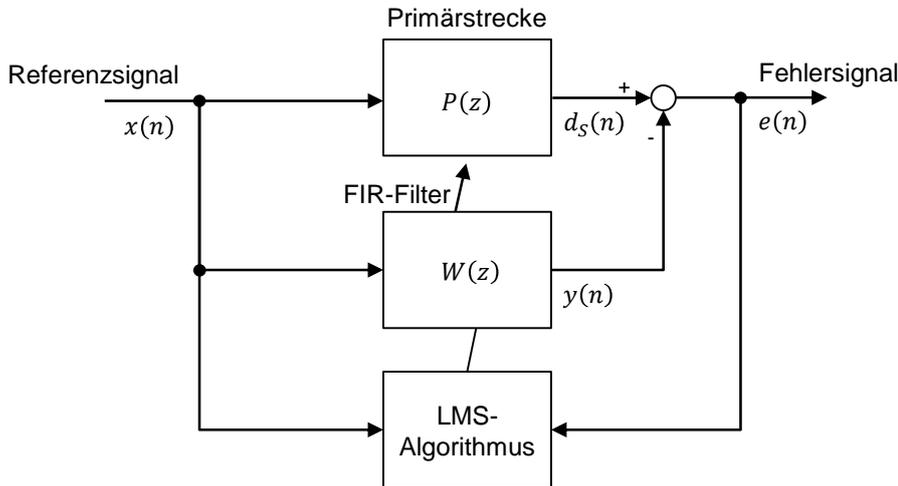


Abbildung 5.6: Adaptive Steuerung mit LMS-Algorithmus

Das Fehlersignal ergibt sich aus der Differenz des Störsignals $d_s(n)$ und des zu erzeugenden Gegensignals $y(n)$. Das Fehlersignal kann nur ausgelöscht werden, wenn

$$e(n) = d_s(n) - y(n) = 0 \quad (5.2)$$

gilt und der Filter $W(z)$ genau der Primärstrecke $P(z)$ entspricht, d. h.

$$W(z) = P(z). \quad (5.3)$$

Für den Fall einer zeitvarianten Primärstrecke $P(z)$ passt der adaptive Algorithmus die FIR-Filterkoeffizienten fortlaufend an. Diese Eigenschaft der adaptiven Steuerung eignet sich hervorragend für die Systemidentifikation von Übertragungsstrecken und wird daher in der vorliegenden Arbeit zur Identifikation der Sekundärstrecke eingesetzt.

Der Ausgang $y(n)$ des vom LMS-Algorithmus zu adaptierenden FIR-Filters $W(z)$ der Ordnung $N = L - 1$ lautet

$$y(n) = \sum_{i=0}^{L-1} w_i(n)x(n-i). \quad (5.4)$$

Dabei ist $x(n - i)$ der Wert des Eingangssignals und $y(n)$ der des Ausgangssignals zum aktuellen Abtastschritt n . Die Koeffizienten w_i sind die zu adaptierenden Filterkoeffizienten. Für eine vereinfachte Darstellung werden die letzten L Abtastwerte von $x(n)$ in umgekehrter zeitlicher Reihenfolge in einem Vektor $\mathbf{x}(n)$ angeordnet:

$$\mathbf{x}(n) = [x(n) \quad x(n - 1) \quad \dots \quad x(n - L + 1)]^T \quad (5.5)$$

Die Filterkoeffizienten bilden zusammen den Vektor $\mathbf{w}(n)$:

$$\mathbf{w}(n) = [w_0(n) \quad w_1(n) \quad \dots \quad w_{L-1}(n)]^T \quad (5.6)$$

Gleichung (5.4) wird somit zu

$$y(n) = \mathbf{w}^T(n)\mathbf{x}(n). \quad (5.7)$$

Mit Hilfe des LMS-Algorithmus ist der Vektor $\mathbf{w}(n)$ derart anzupassen, dass der quadratische Fehler minimiert wird. Das Einsetzen von Gleichung (5.7) in Gleichung (5.2) führt zu:

$$e(n) = d_S(n) - y(n) = d(n) - \mathbf{w}^T(n)\mathbf{x}(n) \quad (5.8)$$

Der Ausgang eines linearen zeitinvarianten Systems im Zeitbereich kann mittels Faltung des Eingangssignals $x(n)$ mit der Impulsantwort $g_P(n)$ des Systems berechnet werden:

$$d_S(n) = g_P(n) * x(n) \quad (5.9)$$

Damit gilt

$$d_S(n) = g_P(n) * x(n) - \mathbf{w}^T(n)\mathbf{x}(n). \quad (5.10)$$

Diese Gleichung verdeutlicht, dass im Idealfall die Koeffizienten des Filters $\mathbf{w}(n)$ exakt die Impulsantwort $g_P(n)$ der Strecke $P(z)$ nachbilden müssen. Die Anzahl L der Filterkoeffizienten ist hierbei groß genug zu wählen, um die Darstellung der Impulsantwort ausreichend genau zu realisieren.

KUO ET AL. 1996 verwenden zur Bestimmung der Koeffizienten $\mathbf{w}^T(n)$ die Methode des steilsten Abstiegs des quadratischen Fehlers $e^2(n)$:

$$\mathbf{w}(n + 1) = \mathbf{w}(n) - \frac{\mu \partial e^2(n)}{2 \partial \mathbf{w}(n)} \quad (5.11)$$

Bei jedem Iterationsschritt wird der Vektor $\mathbf{w}^T(n)$ in Richtung des steilsten Abstiegs des Gütemaßes verändert. Der Parameter μ stellt dabei die Schrittweite der Anpassung dar. Je größer die Schrittweite gewählt wird, umso größer ist die

Änderung der Koeffizienten. Nach Gleichung (5.8) folgt für die Änderung des quadratischen Fehlers

$$\frac{\partial e^2(n)}{\partial \mathbf{w}(n)} = 2e \frac{\partial e}{\partial \mathbf{w}} = -2e(n)\mathbf{x}(n). \quad (5.12)$$

Die rekursive Berechnungsformel (5.11) wird somit zu

$$\mathbf{w}(n+1) = \mathbf{w}(n) + \mu \mathbf{x}(n)e(n). \quad (5.13)$$

Ausgeschrieben nimmt Gleichung (5.13) folgende Form an:

$$\begin{bmatrix} w_0(n+1) \\ w_1(n+1) \\ \vdots \\ w_{L-1}(n+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} w_0(n) \\ w_1(n) \\ \vdots \\ w_{L-1}(n) \end{bmatrix} + \mu \begin{bmatrix} x(n) \\ x(n-1) \\ \vdots \\ x(n-L+1) \end{bmatrix} e(n) \quad (5.14)$$

Es handelt sich hierbei um ein Gleichungssystem mit L Unbekannten.

Die in diesem Abschnitt vorgestellte adaptive Steuerung gemäß Abbildung 5.6 wird in dieser Form zur Identifikation der Sekundärstrecke verwendet. Sie stellt allerdings auch die Grundlage für die angestrebte anpassungsfähige Regelung dar und wird deshalb im folgenden Abschnitt weiterentwickelt.

5.4.3 FxLMS-Algorithmus

Wie in Abschnitt 5.1 erläutert, liegt zwischen der Krafteinleitungsstelle des aktiven Zusatzsystems und dem Prozess ein mechanischer Übertragungspfad, die so genannte Sekundärstrecke $S(z)$ (Abbildung 5.7). Folglich muss der Filter $W(z)$ nicht die Strecke $P(z)$ nachbilden, sondern in diesem Fall die Strecke $P(z)S^{-1}(z)$ wiedergeben.

Aufgrund der unbekanntenen Sekundärstrecke kann ein Konvergieren des LMS-Algorithmus nicht mehr garantiert werden. Nach PASCHEDAG 2008 ist aufgrund der Wirkung der Sekundärstrecke $S(z)$ bei der vorliegenden Anwendung eine Erweiterung zum FxLMS-Algorithmus notwendig. Dazu ist das Referenzsignal $x(n)$ mit einer Abschätzung von $S(z)$ zu filtern, ehe es dem LMS-Algorithmus zugeführt wird (Abbildung 5.7).

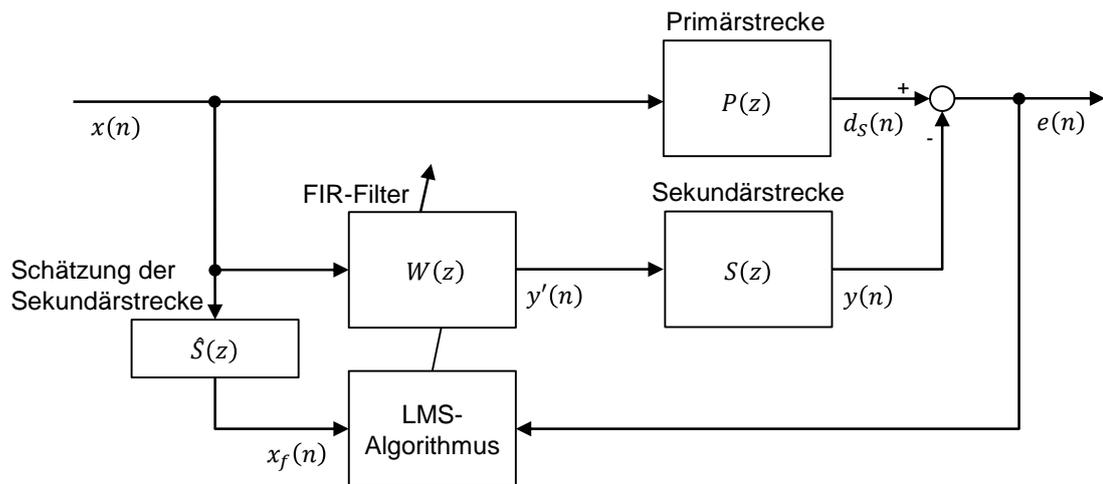


Abbildung 5.7: Adaptive Steuerung mit FxLMS-Algorithmus (in Anlehnung an PASCHEDAG 2008)

Eine Erklärung findet sich durch eine Erweiterung der Gleichung (5.8) um die Strecke $S(z)$. Der Ausgang $y'(n)$ des Filters $W(z)$ in Abbildung 5.7 ist nun Eingang der Strecke $S(z)$. Um das Signal $y(n)$ zu erhalten, muss der Ausgang $y'(n)$ des Filters mit der Impulsantwort $g_S(n)$ der Strecke $S(z)$ gefaltet werden. Damit lässt sich das Fehlersignal mit

$$\begin{aligned} e(n) &= d_S(n) - y(n) = d_S(n) - y'(n) * g_S(n) \\ \Leftrightarrow e(n) &= d_S(n) - (g_W(n) * x(n)) * g_S(n) \end{aligned} \quad (5.15)$$

berechnen. Mit dem Referenzsignal $x(n)$ und der Impulsantwort $g_S(n)$ kann das gefilterte Referenzsignal $x_f(n)$ bestimmt werden:

$$x_f(n) = x(n) * g_S(n) \quad (5.16)$$

Aus Gleichung (5.10) folgt:

$$g_W(n) = \mathbf{w}^T(n) \quad (5.17)$$

Ein Einsetzen der Gleichungen (5.16) und (5.17) in (5.15) führt zur Gleichung des Fehlersignals:

$$e(n) = d_S(n) - \mathbf{w}^T(n) \mathbf{x}_f(n) \quad (5.18)$$

Daraus ergibt sich die Rekursionsformel für die Koeffizienten analog zu Gleichung (5.13) mit

$$\mathbf{w}(n+1) = \mathbf{w}(n) + \mu \mathbf{x}_f(n) e(n). \quad (5.19)$$

Um die Effizienz in der praktischen Anwendung zu steigern, werden zwei Modifikationen an Gleichung (5.19) durchgeführt (PASCHEDAG 2008). Die Berech-

nungsvorschrift wird um den so genannten Leckfaktor ν erweitert, für den $0 < \nu < 1$ gelten muss. Es kann bei diesem Algorithmus der Fall sein, dass alle Filterkoeffizienten um einen steigenden Offset anwachsen. Der Leckfaktor wirkt dieser Drift entgegen.

Die Schrittweite μ gibt die Konvergenzgeschwindigkeit des Algorithmus an. Für die Schrittweite gilt: Je größer die Schrittweite μ gewählt wird, desto schneller wird die Anpassung des Filters $W(z)$ ausgeführt. Dabei ist allerdings zu beachten, dass zu große Werte der Schrittweite ein instabiles Verhalten des Algorithmus zur Folge haben können. Die Definition einer Stabilitätsgrenze schafft hier Abhilfe:

$$0 < \mu < \frac{\alpha_{max}}{LP_{min}} \quad (5.20)$$

Dabei ist $\alpha_{max} = 2$ und die Signalleistung P_{min} des Signals $x_f(n)$ wird näherungsweise mit

$$P_{min} = \frac{1}{L} \mathbf{x}_f^T(n) \mathbf{x}_f(n) \quad (5.21)$$

bestimmt.

Für den Faktor α muss $\alpha < \alpha_{max}$ gelten. Einsetzen der Modifikationen in die Gleichung (5.19) liefert für die Filterkoeffizienten folgende Berechnungsvorschrift:

$$\mathbf{w}(n+1) = \nu \mathbf{w}(n) + \frac{\alpha}{LP_{min}} \mathbf{x}_f(n) e(n) \quad (5.22)$$

Für die Identifikation der geeigneten Parameter bieten sich Experimente oder Simulationen an.

Für eine Werkzeugmaschine ist das Referenzsignal $x(n)$ die anregende Zerspankraft. Da für die vorgestellte adaptive Steuerung das Referenzsignal bekannt sein muss, kommt diese Lösung in dieser Form nicht in Frage. Das Referenzsignal ist anderweitig zu gewinnen. Das Vorgehen hierbei wird im folgenden Abschnitt beschrieben und als adaptive Regelung bezeichnet.

5.5 Adaptive Regelung

Um den Schritt von einer adaptiven Steuerung zu einer Regelung zu gehen, muss das Referenzsignal aus bestehenden Größen abgeschätzt werden. Dazu wird eine Idee von KUO ET AL. 1996 aufgegriffen, der diese Form der Regelung als Störgrößenregelung bezeichnet (Abbildung 5.8).

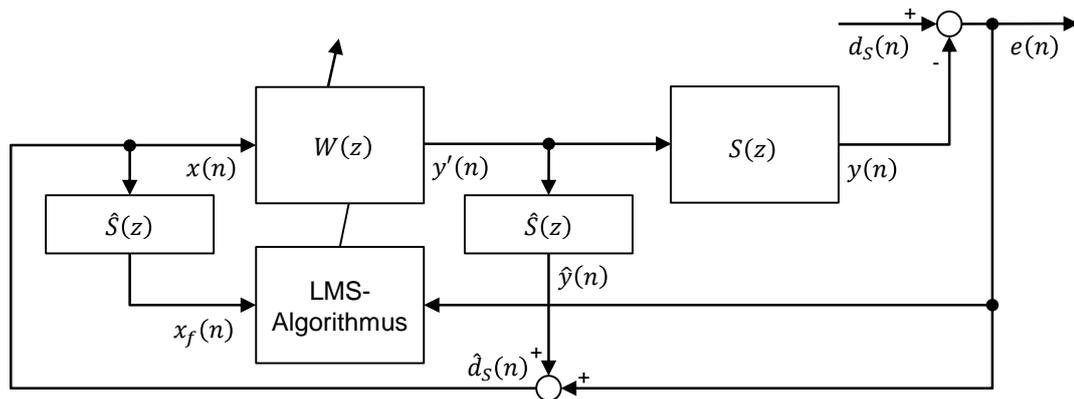


Abbildung 5.8: Störgrößenregelung mit FxLMS-Algorithmus (in Anlehnung an KUO ET AL. 1996)

Bei dieser Art der adaptiven Regelung ist ein Signal $y(n)$ zu erzeugen, welches das Störsignal $d_s(n)$ exakt nachbildet, so dass wieder gilt:

$$e(n) = d_s(n) - y(n) = 0 \quad (5.23)$$

Um dies zu erreichen, muss das unbekannte Störsignal abgeschätzt werden. Da $d_s(n)$ sich aus der Summe von Fehlersignal $e(n)$ und $y(n)$ ergibt, lässt sich das Störsignal annähern, indem das Fehlersignal $e(n)$ und eine Abschätzung von $y(n)$ addiert werden:

$$\hat{d}_s(n) = e(n) + \hat{y}(n) \quad (5.24)$$

Für diesen Fall der Regelung liegt erneut eine Sekundärstrecke $S(z)$ vor, deren Inverse von der Strecke $W(z)$ nachgebildet werden muss, denn ist die Forderung

$$W(z) = S^{-1}(z) \quad (5.25)$$

erfüllt, dann entspricht das Übertragungsverhalten der beiden in Reihe angeordneten Glieder $W(z)$ und $S(z)$ dem Wert Eins. Nach Abbildung 5.8 kann das Referenzsignal $x(n)$ mit der Schätzung $\hat{d}_s(n)$ gleich gesetzt werden. Für den Fall, dass Gleichung (5.25) gilt, wird also dem Störsignal $d_s(n)$ die Schätzung $\hat{d}_s(n)$ negiert zugeführt und es findet eine Auslöschung statt.

Der Ausgang des Filters $y'(n)$ ist gleichzeitig das Eingangssignal für die Strecke $S(z)$. Existiert zudem eine geschätzte Sekundärstrecke $\hat{S}(z)$, so hat diese auch $y'(n)$ als Eingangssignal. Der Ausgang von $\hat{S}(z)$ ist demnach eine Abschätzung von $y(n)$, also $\hat{y}(n)$. Mit diesem Zusammenhang und Gleichung (5.24) lässt sich folglich $\hat{d}_S(n)$ und somit das eingangs gesuchte Referenzsignal $x(n)$ bestimmen.

Zusammengefasst lautet der geschilderte Sachverhalt folgendermaßen: Entspricht die Schätzung der Sekundärstrecke der realen Sekundärstrecke, dann gilt

$$\hat{S}(z) = S(z) \quad (5.26)$$

und somit

$$\hat{y}(n) = y(n). \quad (5.27)$$

Damit folgt

$$\hat{d}_S(n) = d_S(n) = x(n) \quad (5.28)$$

und Gleichung (5.23) ist erfüllt.

Die Umsetzung dieses Ansatzes ist im Wesentlichen an zwei Bedingungen geknüpft:

- Nachbildung der inversen Sekundärstrecke, so dass für die dominanten Störfrequenzen gilt: $W(z) \approx S^{-1}(z)$
- Existenz eines Modells der Sekundärstrecke: $\hat{S}(z) \approx S(z)$

Um die Funktionsweise der Regelung zu gewährleisten, müssen beide Bedingungen nur im relevanten Frequenzbereich gelten. Dominiert bspw. eine bestimmte Frequenz die Störung, so reicht eine Erstellung der Inversen der Sekundärstrecke bei dieser Frequenz aus.

Ein Vorteil dieser Regelungsstrategie ist, dass das jeweilige Übertragungsverhalten der verschiedenen Komponenten (Sensor, Leistungsverstärker, Aktor, etc.) nicht im Einzelnen bestimmt werden muss, denn für die Regelung ist lediglich deren Gesamtübertragungsverhalten von Interesse. Dieses Übertragungsverhalten kann bei der Identifikation der Sekundärstrecke direkt mit abgebildet werden.

Eine Betrachtung des Regelansatzes im Frequenzbereich veranschaulicht die Arbeitsweise der adaptiven Regelung (Abbildung 5.9). Das Blockschaltbild aus Abbildung 5.8 wurde um die primäre Strecke der Maschinenstruktur $P(z)$ erweitert, bei der am Eingang eine periodische Prozesskraft mit der Frequenz ω_2 angreift. Außerdem ist der adaptiven Regelung eine Bandsperre hinzugefügt wor-

den, um die für den Zerspanprozess verantwortliche Frequenz ω_2 aus dem Fehlersignal herauszufiltern.

Ohne die Bandsperre interpretiert der LMS-Algorithmus den für den Schnitt verantwortlichen Energieeintrag als Störgröße. Die Folge ist ein ständiges Entgegenwirken des aktiven Zusatzsystems gegen diese erzwungene Anregung. Noch deutlicher wird die Notwendigkeit der Bandsperre bei der Betrachtung von Ratterschwingungen. Die Anregung der Primärstrecke (Abbildung 5.9) in der Nähe ihrer ersten Eigenfrequenz ω_1 durch den Zerspanprozess mit der Frequenz ω_2 kann zu Ratterschwingungen führen. Diese sind durch die Eigenschwingungsformen des Systems mit den entsprechenden Eigenfrequenzen charakterisiert. Die Aufgabe der adaptiven Regelung ist die Unterdrückung der Anregung dieser Eigenfrequenzen. Die vom aktiven Zusatzsystem zur Verfügung stehende Leistung kann dafür nur dann vollständig genutzt werden, wenn sie nicht gegen die mit Schneideneintrittsfrequenz angeregten Schwingungen infolge der Zahneintrittsstöße eingesetzt werden muss. Mit Hilfe der Bandsperre wird dies ermöglicht. Da laut den Anforderungen an die Regelstrategie die Spindeldrehzahl und die Werkzeugdaten bekannt sind, ist die Berechnung der Anregungsfrequenz durch den Zerspanprozess leicht möglich und steht für die Parametrierung der Bandsperre zur Verfügung.

Die final entwickelte adaptive Regelung für aktive Zusatzsysteme ist in Abbildung 5.9 dargestellt. Für jedes Übertragungsglied ist zum besseren Verständnis der entsprechende Amplitudenfrequenzgang abgebildet. Bei den Signalen ist die Fast-Fourier-Transformierte (FFT) angegeben.

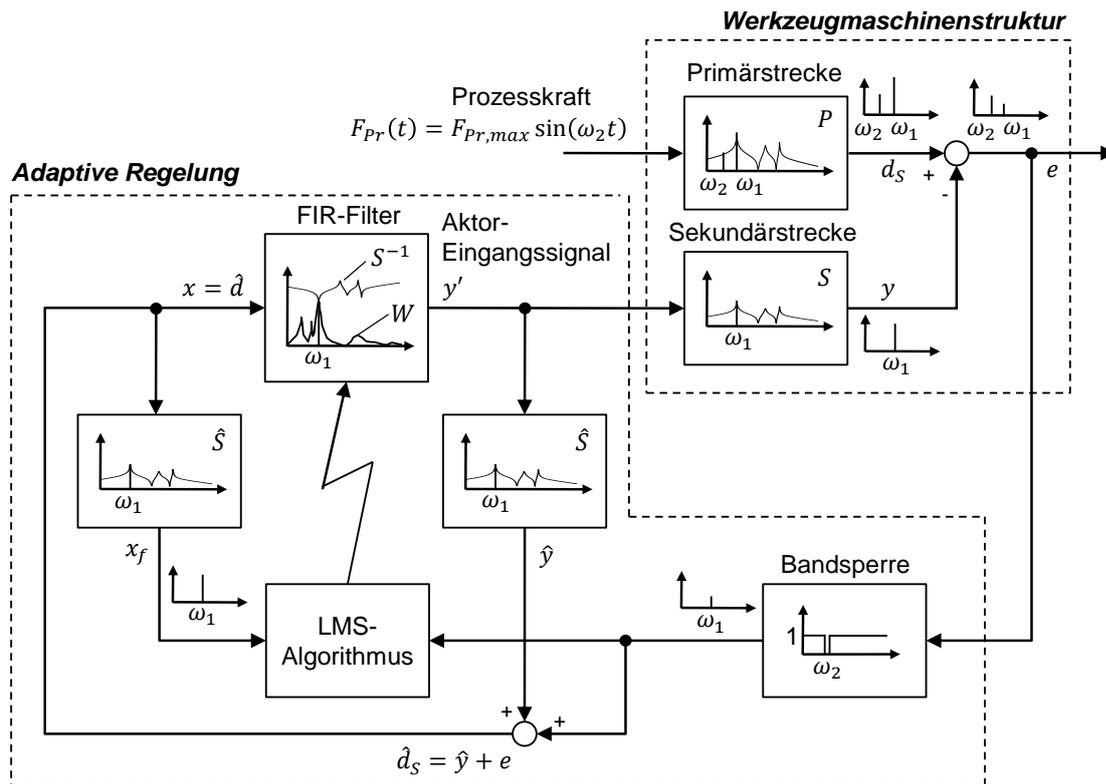


Abbildung 5.9: Anschauliche Darstellung der adaptiven Regelung für aktive Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion an Werkzeugmaschinen

Der LMS-Algorithmus besitzt die Eigenschaft, dass nur die Frequenzen der Übertragungsfunktion $W(z)$ angepasst werden, die im Referenzsignal enthalten sind. Da das mit der Schätzung $\hat{S}(z)$ gefilterte Referenzsignal $x(n)$ nur aus der Frequenz ω_1 besteht, generiert der Algorithmus nur die Inverse bei dieser einen Frequenz. Sind im Referenzsignal mehrere Frequenzen enthalten, werden die entsprechenden Punkte der Inversen gleichzeitig nachgebildet. Je mehr Frequenzen auftreten, umso schwieriger gestaltet sich allerdings die Anpassung.

5.6 Zusammenfassung

Die Lage aktiver Zusatzsysteme in einer Werkzeugmaschinenstruktur stellt besondere Anforderungen an die zu entwickelnde Regelstrategie. Die mechanischen Übertragungspfade vom Angriffspunkt des Zusatzsystems bis zum Ort des Prozesses sind bei der Reglerauslegung zu berücksichtigen. Eine Analyse bestehender Ansätze zur Regelung aktiver Zusatzsysteme zeigte die vielversprechende Strategie der adaptiven Regelung auf. Der LMS-Algorithmus bildet den Kern derartiger Regelstrukturen. Aufgrund der vorliegenden Sekundärstrecke bestand

die Notwendigkeit einer Weiterentwicklung dieses Algorithmus und es wurde ein Regler vorgestellt, der für den Einsatz in einer Werkzeugmaschinenstruktur geeignet ist.

Diese adaptive Regelung hat den Vorteil, ein aktives Zusatzsystem zu jedem Zeitpunkt mit geeigneten Betriebsparametern zu steuern. Weiterhin bedarf eine derartige Strategie keinerlei Systeminformationen, sondern sie kann sich vielmehr selbsttätig auf jedes Zielsystem einstellen. Nach der konstruktiven Integration aktiver Zusatzsysteme sind diese damit sofort einsatzbereit, ohne von einem/einer kostenintensiven Entwicklungsingenieur/-in in Betrieb genommen werden zu müssen.

Im folgenden Kapitel soll die Eignung des entwickelten adaptiven Reglers zur Schwingungsreduktion mit Hilfe aktiver Zusatzsysteme an einem Anwendungsbeispiel unter Beweis gestellt werden.

6 Anwendungsbeispiel

6.1 Inhalt des Kapitels

Dieses Kapitel soll die zuvor beschriebene Vorgehensweise zur Entwicklung aktiver Zusatzsysteme an einem Anwendungsbeispiel verdeutlichen. In Abschnitt 6.2 wird die Beispielmachine vorgestellt, in die zwei verschiedene aktive Zusatzsysteme integriert werden sollen. Es wird zunächst der Aufbau der Portalfräsmaschine beschrieben und anschließend das Mess- und das FE-Modell vorgestellt. Diese dienen zur Visualisierung dominanter dynamischer Schwachstellen der Maschinenstruktur. Mit dem FE-Modell kann analog Abschnitt 4.3.3 das stellungsflexible Modell für die folgende mechanische Integration (Abschnitt 6.3) der beiden aktiven Zusatzsysteme vorbereitet werden. In Abschnitt 6.4 werden Zerspanversuche mit jedem der zwei aktiven Zusatzsysteme mit und ohne die entwickelte adaptive Regelung mit dem Ziel beschrieben, Ratterschwingungen zu vermeiden und die Leistungsfähigkeit der Maschine zu steigern.

6.2 Portalfräsmaschine

Als Versuchsobjekt diente die in Abbildung 6.1 links dargestellte 3-Achs-Portalfräsmaschine. Mit Hilfe einer Modalanalyse der Maschine kann die Qualität des FE-Modells durch einen iterativen Abgleich verbessert werden (Abbildung 6.1). Die Anregung der Maschinenstruktur erfolgte bei der Modalanalyse mit einem elektrodynamischen Erreger am Tool-Center-Point (TCP) in einem Frequenzbereich zwischen 20 Hz und 200 Hz, welcher die größten strukturellen Schwachstellen aufweist.

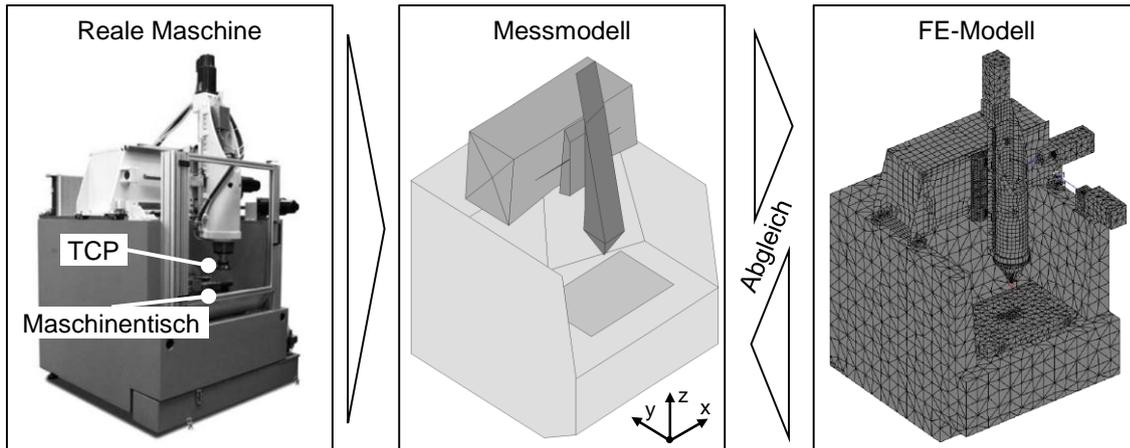


Abbildung 6.1: Vorgehen bei der Modellbildung der mechanischen Struktur

Zur Messung der dynamischen Relativnachgiebigkeit wurde ein Beschleunigungssensor am TCP und einer auf dem Maschinentisch befestigt. Auf dem Maschinentisch konnte kein Signal gemessen werden, das oberhalb des Rauschpegels des Sensors lag. Dies kann auf die massive Bauweise und die dämpfende Wirkung des Maschinenbetts zurückgeführt werden. Das Nachgiebigkeitsverhalten der Portalfräsmaschine wird also nur durch die absolute Nachgiebigkeit am TCP charakterisiert.

Messmodell

Bei der Integration von aktiven Zusatzsystemen ist zu beachten, dass die dynamische Nachgiebigkeit der Maschinenstruktur stark von der Stellung der Maschinenkomponenten im Arbeitsraum abhängig sein kann. Der Arbeitsraum der Beispielmachine beträgt $x_{Ko} = 620$, $y_{Ko} = 460$ und $z_{Ko} = 340$ mm. Speziell bei Portalfräsmaschinen mit auskragenden Elementen kann diese Eigenschaft besonders ins Gewicht fallen. Abbildung 6.2 zeigt drei im Rahmen der Modalanalyse gemessene Nachgiebigkeitsfrequenzgänge am TCP mit jeweils verschiedenen Stellungen der Maschinenkomponenten. Bei der Verfahrbewegung des TCP von der Stellung „links-hinten-oben“ über die Arbeitsraummitte bis zur Position „rechts-vorne-unten“ wird eine Variation der Eigenfrequenz sowie der Amplitude deutlich.

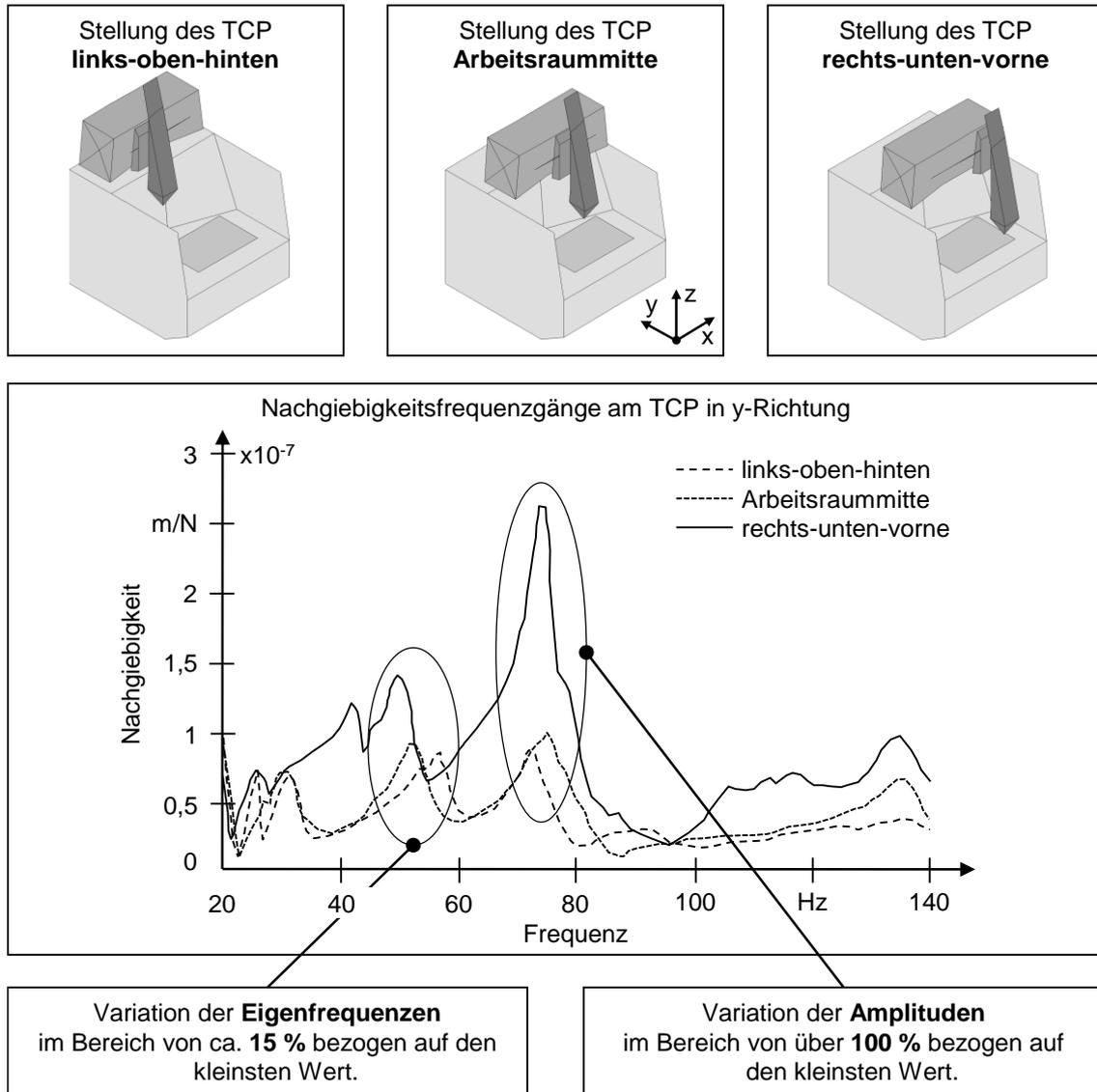


Abbildung 6.2: Gemessene Nachgiebigkeitsfrequenzgänge der Portalfräsmaschine am TCP in y-Richtung für drei Stellungen im Arbeitsraum

Die mechanische Integration aktiver Zusatzsysteme in die Portalfräsmaschine kann theoretisch auch direkt mit dem generierten Messmodell erfolgen. Die Anzahl der Integrationsmöglichkeiten ist dabei jedoch geringer als bei einem FE-Modell, da auf systematische Weise lediglich an den Messpunkten der Struktur ein aktives Zusatzsystem positioniert werden kann. Deshalb ist für diese Aufgabe die Verwendung eines stärker diskretisierten FE-Modells vorzuziehen.

FE-Modell

Das im Rahmen der Arbeit aufgebaute FE-Modell der Portalfräsmaschine besteht aus vier im Kraftfluss liegenden Strukturkomponenten, dem Maschinenbett sowie dem x-, dem y- und dem z-Schlitten (Abbildung 6.3).

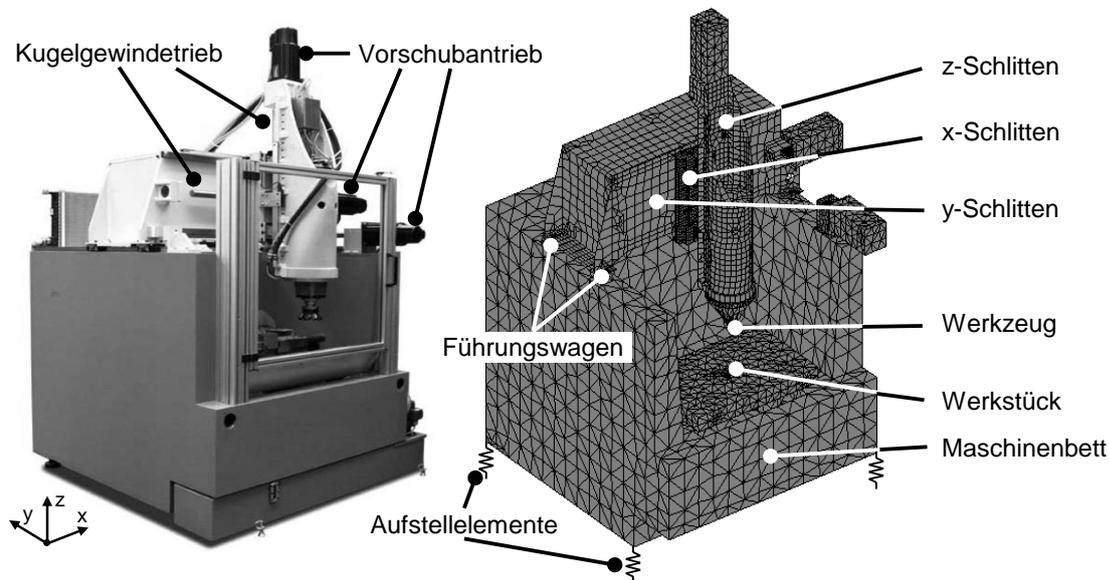


Abbildung 6.3: Als Versuchsmaschine zur Verfügung stehende Portalfräsmaschine und zugehöriges FE-Modell

Das massive Maschinenbett, auf dem das Werkstück befestigt ist, wird durch die mittels Federn modellierten Aufstellelemente im Raum festgelegt. Die ebenso mit Federn abgebildeten Führungswagen ermöglichen die Beweglichkeit des y-Schlittens auf dem Bett in der y-Richtung. Ein an der Front geführter x-Schlitten trägt die z-Einheit mit integrierter Motorspindel. Das FE-Modell besitzt 33402 Knoten und 200412 Freiheitsgrade.

Zur Generierung aller Maschinenstellungen ist das Basismodell analog Abschnitt 4.3 zu analysieren. Im Rahmen der Komponentenanalyse wird jedem Knoten des Modells die Identifikationsnummer seiner jeweiligen Maschinenkomponente zugewiesen. Mit den Freiheitsgraden der Komponenten und der kinematischen Kette kann durch Addition der betreffenden Knoten-Koordinaten eine Verfahrbewegung des Maschinenmodells realisiert werden. Die Extrempositionen der Maschine spannen den Arbeitsraum auf, der mit Hilfe einer definierten Schrittweite bei Bedarf die entsprechenden Zwischenstellungen beinhaltet.

Um die Bedeutung der Notwendigkeit der kinematischen Kopplung zu verdeutlichen, soll der TCP bspw. an die Position 0/400/350 mm gefahren werden

(Abbildung 6.4). Dazu sind der y-Schlitten und alle in der kinematischen Kette folgenden Komponenten um 400 mm in y-Richtung zu bewegen. In diesem Fall betrifft dies alle Strukturkomponenten, außer dem Maschinenbett. Eine Erhöhung aller y-Knoten-Koordinaten der entsprechenden Komponenten um 400 mm ist der erste Schritt. Die entsprechende Wiederholung dieser Prozedur für die x- und die z-Koordinate führt zur gewünschten Maschinenposition.

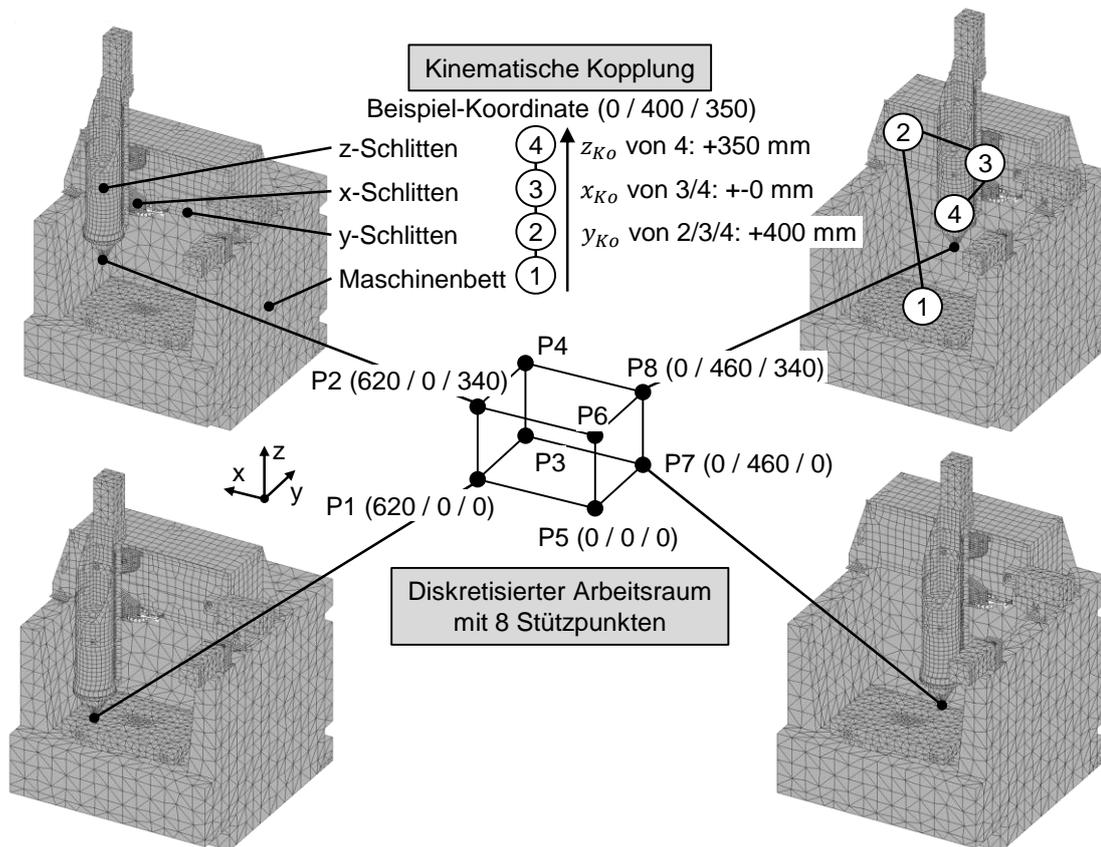


Abbildung 6.4: Kinematische Kopplung der Strukturkomponenten, beispielhafte Diskretisierung des Arbeitsraumes und notwendige Koordinaten-Modifikation bei einer Verfahrbewegung des TCP auf die Beispiel-Koordinate (0/400/350)

Für das vorliegende Anwendungsbeispiel wurden die acht Extremstellungen im Arbeitsraum generiert. Die anschließende Berechnung mit einem FEM-Solver lieferte für jede der acht Maschinenpositionen die notwendigen Matrizen zur Erstellung der modalen Zustandsraummodelle nach Gleichung (4.22).

Weiterhin können mit Hilfe des FE-Modells dominante Schwachstellen der Maschine aufgezeigt werden, um ein verbessertes Systemverständnis zu erhalten. Dazu wurden beispielhaft für die Maschinenposition in der Mitte des Arbeits-

raums (Abbildung 6.3, rechts) die drei direkten dynamischen RNF zwischen Werkzeug und Werkstück berechnet (Abbildung 6.5). Die zugehörigen Dämpfungswerte konnten mit Hilfe einer experimentellen Modalanalyse gewonnen werden.

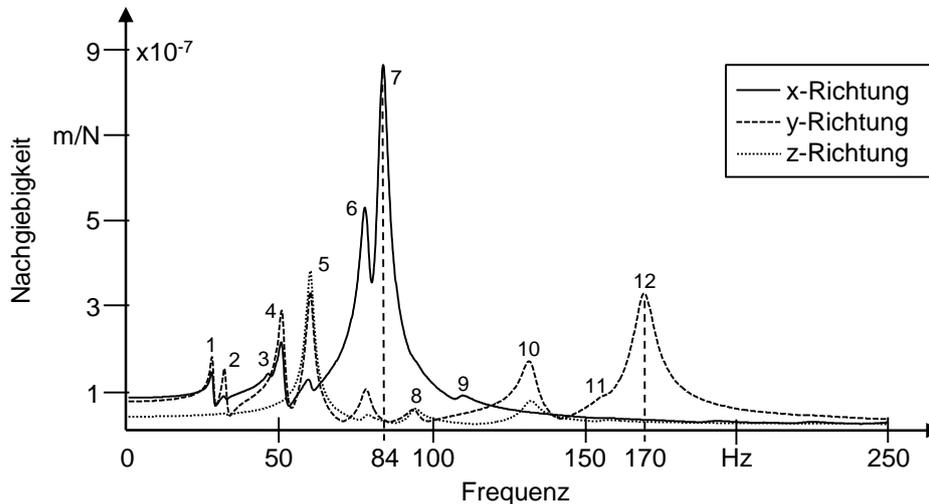


Abbildung 6.5: Direkte dynamische RNF zwischen Werkzeug und Werkstück

Zur anschaulichen Interpretation dieser Darstellung dient folgendes Beispiel: Unterliegt die Struktur einer sinusförmigen Anregung mit 84 Hz relativ zwischen Werkzeug und Werkstück in der x-Richtung mit einer maximalen Kraftamplitude von 100 N, so stellt sich im eingeschwungenen Zustand eine maximale Amplitude von 0,085 mm ein.

Die 6., 7. und 12. Eigenfrequenz repräsentieren aufgrund ihrer hohen Amplitude strukturelle Schwachstellen der Maschine. Um eine bessere bildliche Vorstellung dieser Schwachstellen zu erhalten, wurden im nächsten Schritt die den Eigenfrequenzen zugehörigen Eigenschwingungsformen analysiert. Jede Spalte der Modalmatrix Φ charakterisiert eine Eigenschwingungsform. Jede Zeile in einer Spalte stellt eine normierte Amplitude für einen Freiheitsgrad dar. Die Addition dieser normierten Werte mit den Koordinaten der FE-Knoten liefert die maximale Verformung der Gesamtstruktur bei der entsprechenden Eigenschwingungsform und einer definierten Anregungskraft. Dieser Zusammenhang soll exemplarisch für die oben genannten kritischen Frequenzen verdeutlicht werden.

In Abbildung 6.6 sind dazu die Extrempositionen der drei Eigenschwingungsformen dargestellt. Der überzeichnete Maßstab dient zur Veranschaulichung der vorliegenden Bewegungen. Die große translatorische Bewegung des x-Schlittens bei der 6. Eigenschwingungsform wird zum einen durch das Einknicken des

Vorschubantriebs und zum anderen durch die Nachgiebigkeit des Kugelgewindetriebs begünstigt. Die nachgiebigen Führungswägen zwischen dem x- und dem y-Schlitten sind die Ursache für die Eigenschwingungsform der 7. Eigenfrequenz. Die 12. Eigenschwingungsform setzt sich aus einer Überlagerung mehrerer Strukturverformungen zusammen. Dabei schwingt der y-Schlitten entlang der y-Achse und der z-Schlitten vollzieht eine Verformung um die x-Achse.

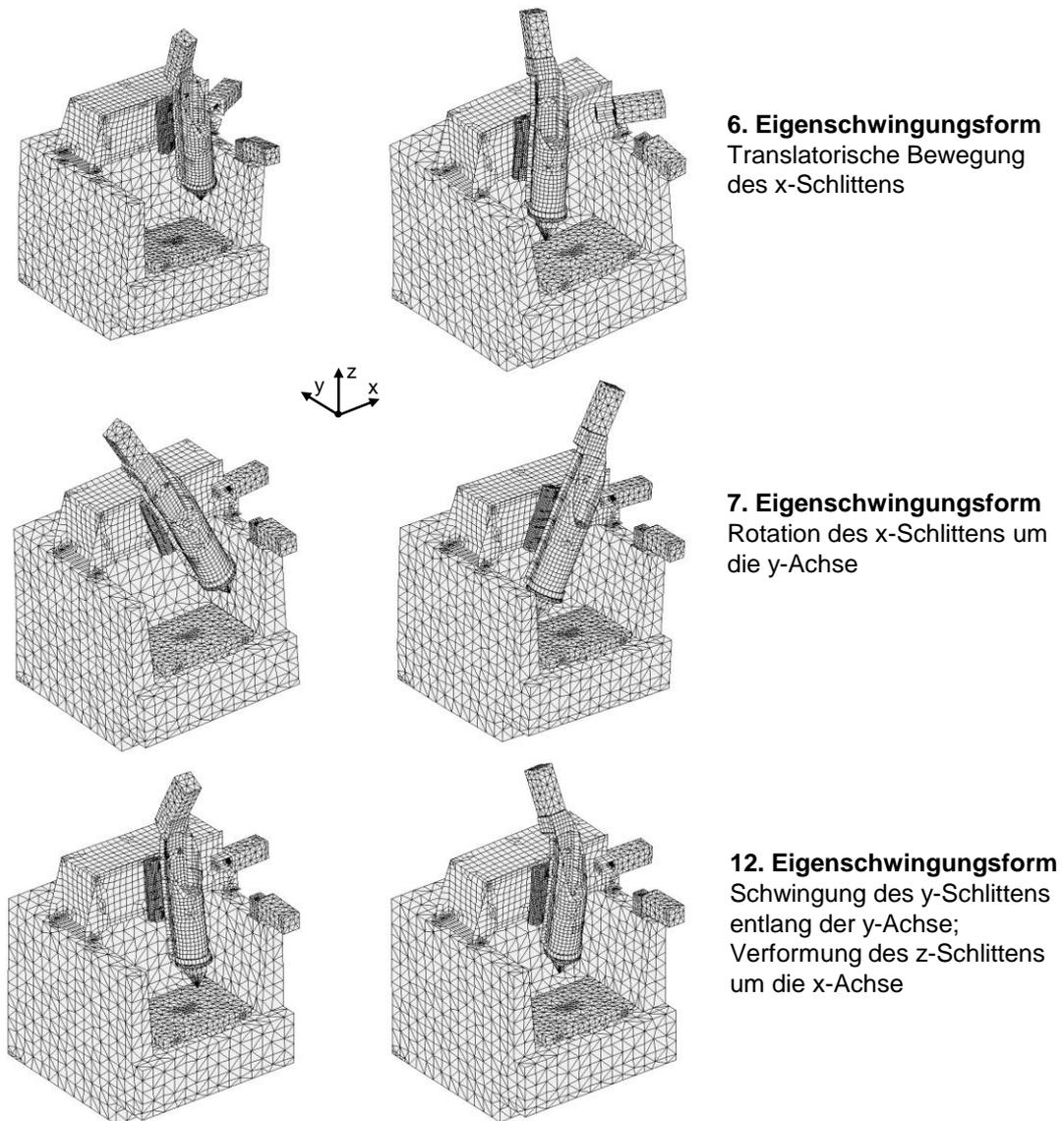


Abbildung 6.6: Dominante Eigenschwingungsformen mit zugehöriger Beschreibung der Bewegungsform

6.3 Mechanische Integration

6.3.1 Allgemeines

Das Vorgehen bei der mechanischen Integration wurde für ein absolut und ein relativ wirkendes aktives Zusatzsystem durchgeführt. Beides soll im Folgenden beschrieben werden. Das grundsätzliche Vorgehen zur Lösungsfindung ist für beide Systeme identisch. Die mechanische Integration eines relativ wirkenden aktiven Zusatzsystems gestaltet sich aufgrund der Integration zwischen zwei Strukturkomponenten allerdings anspruchsvoller. Daher werden in diesem Abschnitt die Zwischenergebnisse dieser Bauweise dargestellt und erläutert. Die finalen Ergebnisse der mechanischen Integration werden für beide Varianten gemeinsam gezeigt.

Zunächst war das FE-Modell und die zu initialisierenden Daten gemäß Abschnitt 4.3 zu definieren. Anschließend wurden analog Abbildung 6.4 acht Maschinenpositionen generiert (P1-P8). Eine Anforderung an aktive Zusatzsysteme aus Abschnitt 3.2 ist die maximale Einschränkung des Arbeitsraums um 250 mm. Daher wurden dem Algorithmus zur Lösungsfindung die Restriktionen gemäß Abbildung 6.7 vorgegeben.

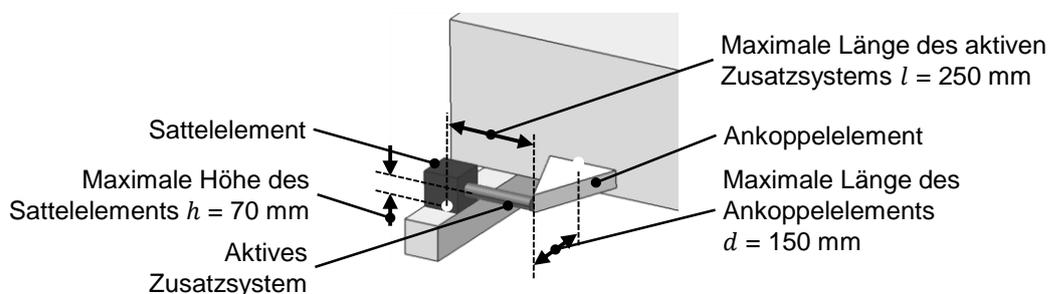


Abbildung 6.7: Geometrische Restriktionen des aktiven Zusatzsystems

Aufgrund dieser Restriktionen resultierte, unter der Berücksichtigung des gesamten Arbeitsraums sowie möglicher Ankoppelknoten (Abschnitt 4.3.4), eine Reduktion des Lösungsraums auf 400 Integrationsmöglichkeiten relativ wirkender aktiver Zusatzsysteme. Dieser Lösungsraum ist das Ergebnis des in Kapitel 4 entwickelten Rechnerwerkzeugs, nachdem die Oberflächenanalyse, die Verbindungselementanalyse und die Berücksichtigung der kinematischen Kopplung durchgeführt wurden.

6.3.2 Berechnung der Platzierungsindizes

Mit der Berechnungsvorschrift nach Abschnitt 4.3.5 wurden zunächst alle Platzierungsindizes σ_{Pos} aller Integrationsmöglichkeiten zu jeder einzelnen Maschinenposition ermittelt. Abbildung 6.8 zeigt die sortierten Platzierungsindizes σ_{Pos} jedes RWZ für die ausgewählten acht Maschinenpositionen im Arbeitsraum.

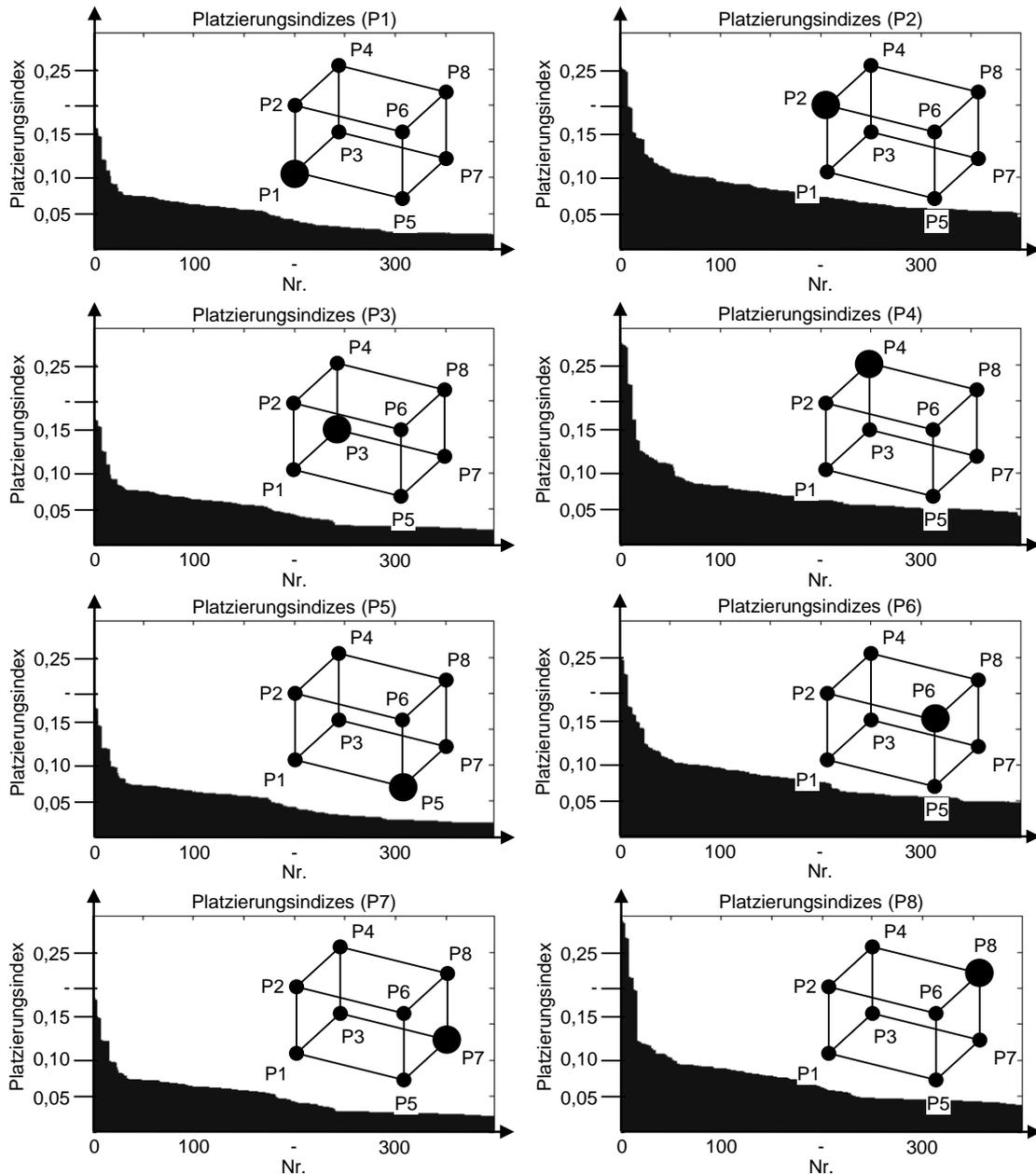


Abbildung 6.8: Platzierungsindizes für jede der acht ausgewählten Maschinenpositionen

Es fällt auf, dass das Ergebnis der leistungsfähigsten Lösung für verschiedene Positionen stark variiert. Die Unterschiede reichen von Platzierungsindizes mit

dem Wert 0,16 in der ersten Position bis hin zu 0,3 in der Position 8. Wie diese Werte zu interpretieren sind, lässt sich am besten anhand der Nachgiebigkeitsfrequenzgänge und der Strukturantwort infolge einer Anregung durch das aktive Zusatzsystem erläutern. Abbildung 6.9 zeigt hierzu beispielhaft die Strukturantworten am TCP in den Positionen 1 und 2.

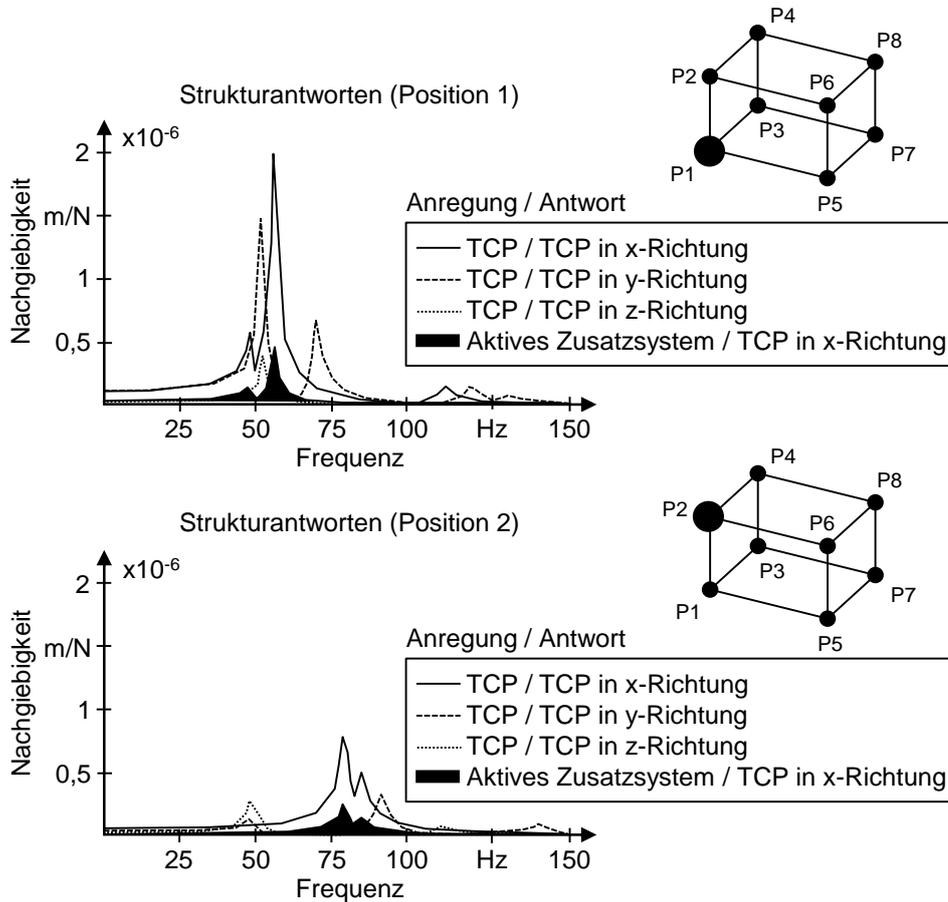


Abbildung 6.9: Strukturantworten am TCP in x-, y- und z-Richtung infolge von Anregungen am TCP und durch das aktive Zusatzsystem für zwei Maschinenpositionen

Die beiden Positionen unterscheiden sich lediglich in der Stellung des z-Schlittens. Bei Position 1 ist der z-Schlitten komplett in den Arbeitsraum nach unten gefahren. Umgekehrt verhält es sich für die Position 2. Die auskragende Masse in Position 1 hat eine reduzierte dynamische Steifigkeit der Maschinenstruktur zur Folge und führt zu höheren Amplituden in den Nachgiebigkeitsfrequenzgängen als in der Position 2 (Abbildung 6.9). Die H_2 -Norm $\|G\|_2$ für die passive Struktur wurde für jede Maschinenstellung bestimmt und repräsentiert die Intensität der Strukturschwingung infolge einer definierten Anregung für jede Stellung. Die H_2 -Norm der passiven Struktur an Position 1 ist gemäß Abbildung

6.9 größer als in der Position 2. Wird nun die H_2 -Norm des aktiven Zusatzsystems mit der H_2 -Norm der passiven Struktur ins Verhältnis gesetzt, können die Schwankungen der Platzierungsindizes erklärt werden. Bspw. ist der Platzierungsindex an der Position 2 hoch, da bei geringer Nachgiebigkeit der Struktur das aktive Zusatzsystem verhältnismäßig stark auf das Verhalten am TCP einwirken kann.

Eine Betrachtung der Auswirkungen der aktiven Zusatzsysteme mit den größten Platzierungsindizes auf die Strukturantwort am TCP liefert die Erkenntnis, dass die x-Richtung der Maschinenstruktur besonders gut beeinflussbar ist (Abbildung 6.9). Strukturantworten am TCP in y- oder z-Richtung infolge einer Anregung durch das aktive Zusatzsystem sind daher in Abbildung 6.9 nicht dargestellt.

Letztendlich interessiert aber die leistungsfähigste Lösung der mechanischen Integration unter Berücksichtigung aller Maschinenpositionen. Sämtliche Platzierungsindizes $\sigma_{Pos,i}$ mit $Pos = 8$ und $i = 1 \dots 400$ sind damit bestimmt. Der arithmetische Mittelwert nach Gleichung (4.39) aus Abschnitt 4.3.5 liefert die finalen Platzierungsindizes $\sigma_{flex,i}$ mit $i = 1 \dots 400$ jedes relativ wirkenden aktiven Zusatzsystems für das stellungsflexible Maschinenmodell. Die Wirksamkeit absolut wirkender Zusatzsysteme lässt sich analog bewerten.

6.3.3 Visualisierung der Ergebnisse

Die zugehörigen Lösungen zu den Platzierungsindizes $\sigma_{flex,i}$ mit $i = 1 \dots 400$ für relativ und absolut wirkende aktive Zusatzsysteme sind im nächsten Schritt zu visualisieren. Die jeweils besten Ergebnisse der Berechnung für beide Wirkprinzipien sind in Abbildung 6.10 dargestellt.

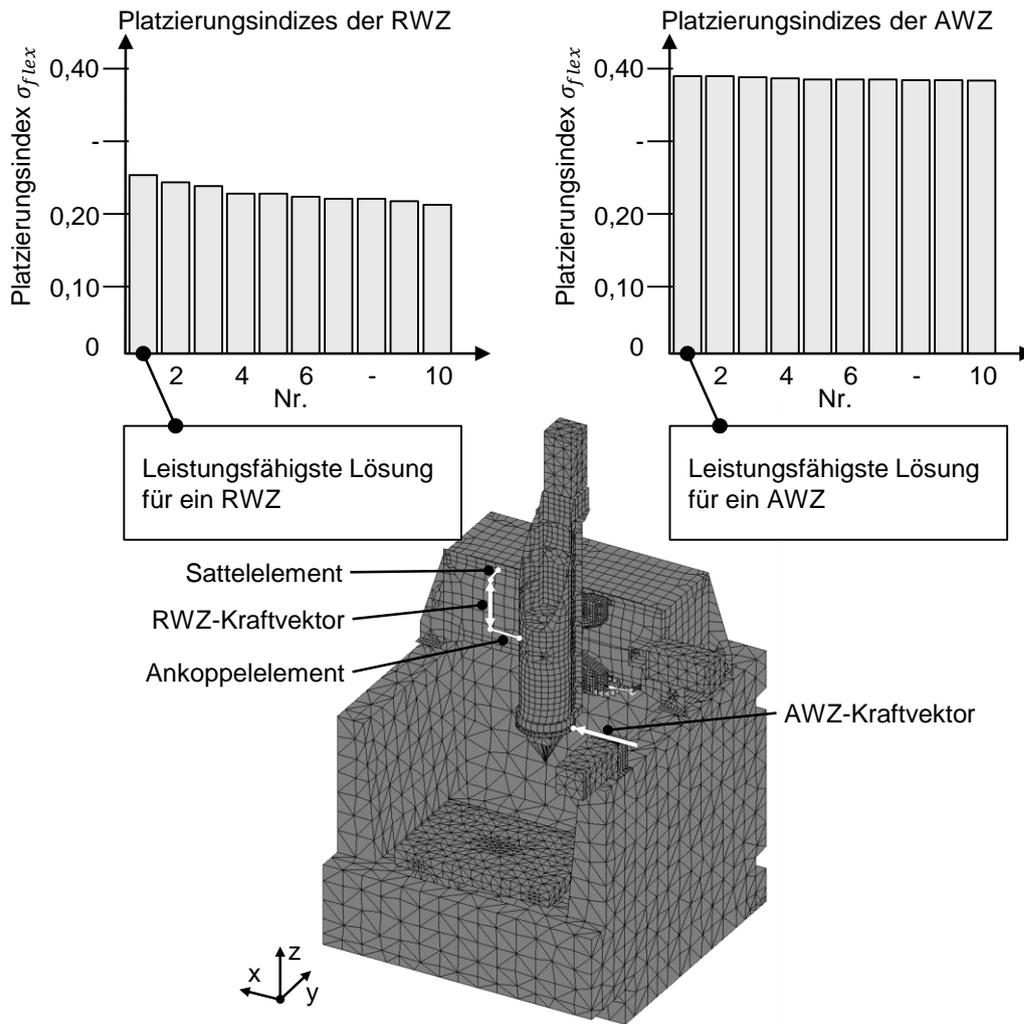


Abbildung 6.10: Platzierungsindizes der mechanischen Integration für RWZ und AWZ und Visualisierung der jeweils leistungsfähigsten Lösung anhand des FE-Modells der Versuchsmaschine

Die Lösung für das RWZ befindet sich zwischen y-Schlitten und x-Schlitten. Das Sattелеlement wird auf der oberen Führungsbahn geführt und das zugehörige Ankoplelement muss am x-Schlitten befestigt werden. Die Lösung ermöglicht ein besonders starkes Einwirken auf die dominante 7. Eigenschwingungsform der Maschinenstruktur, die durch eine Rotation des x-Schlittens um die y-Achse gekennzeichnet ist.

Die Integrationslösung für das AWZ befindet sich in unmittelbarer Nähe des TCP in Richtung der x-Koordinate. Das strukturdynamische Verhalten der Maschine hat bereits eine dominante Nachgiebigkeit in dieser Koordinatenrichtung gezeigt. Der größere Wert des Platzierungsindex für diese Lösung lässt sich durch die stärkere Strukturantwort des TCP infolge einer Anregung an diesem Knoten erklären.

Der theoretische Teil der mechanischen Integration war damit abgeschlossen und es wird im Folgenden die praktische Umsetzung der gefundenen Lösungen beschrieben.

6.3.4 Praktische Umsetzung

Aus den berechneten Ergebnissen wurden beide Wirkprinzipien aktiver Zusatzsysteme an dem Versuchsträger realisiert (Abbildung 6.11).

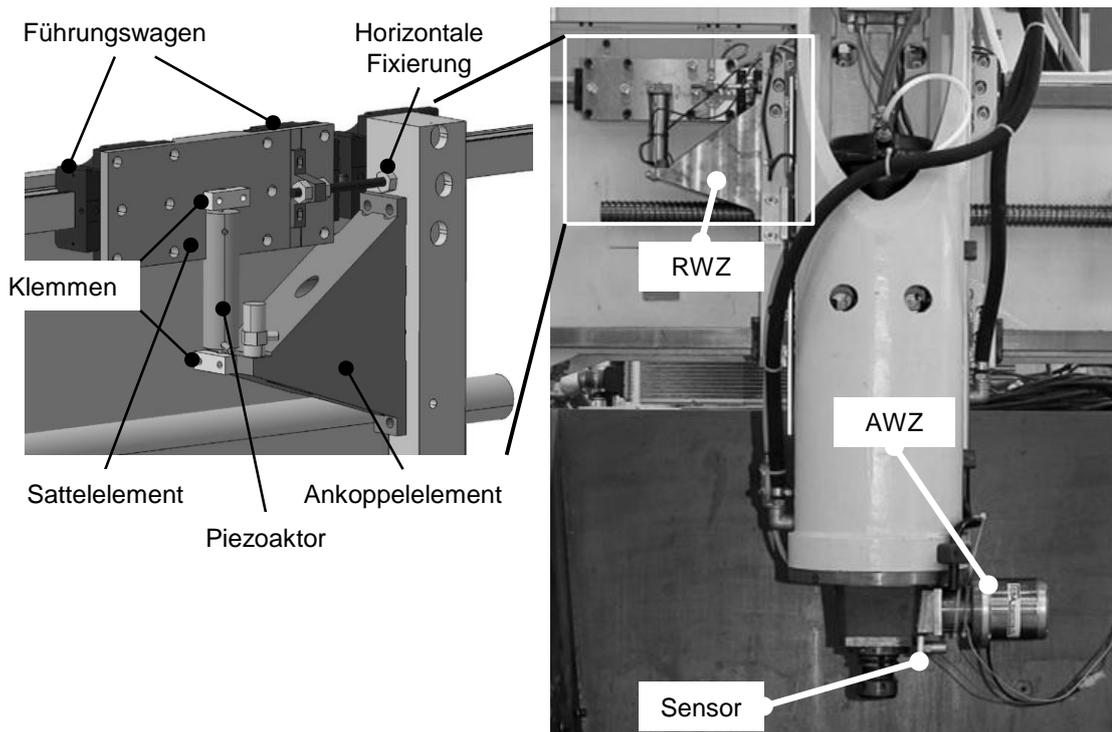


Abbildung 6.11: Umgesetzte Konfiguration mit RWZ und AWZ an der Versuchsmaschine

Relativ wirkendes aktives Zusatzsystem

Das RWZ wurde aufgrund der in Abschnitt 2.3 dargestellten Eigenschaften mit einem Piezoaktor ausgestattet. Die Integration erfolgte analog der berechneten Ergebnisse zwischen dem x- und dem y-Schlitten der Portalfräsmaschine. Als Sattellelement wurde ein Schlitten entwickelt, der die Verfahrbarkeit der Vorschubachsen sicherstellt sowie die Kraftübertragung auf den y-Schlitten gewährleistet. Für die kraftschlüssige Anbindung an die Ankoppelemente hat der Piezoaktor an jedem Ende einen zylindrischen Schaft mit einem Durchmesser von 8 mm, der geklemmt werden kann. Das Ankoppelement am x-Schlitten dient zur Übertragung der Kraft des aktiven Zusatzsystems in Richtung des TCP.

Die relevanten Leistungsdaten des Piezoaktors sind:

Hochvolt-Piezoaktor vom Typ P-239K131 der Firma Physik Instrumente GmbH & Co. KG:

- Spannungsbereich $U_{RWZ} = 0 \dots 1000 \text{ V}$
- Kraftbereich $F_{RWZ} = \pm 2500 \text{ N}$ (vorgespannt)
- Kraftskalierung 5 N/V
- Nominale Maximaldehnung $x_{RWZ} = 100 \text{ }\mu\text{m}$

Absolut wirkendes aktives Zusatzsystem

Die Kernkomponente des AWZ ist gemäß Abschnitt 2.3 ein elektrodynamischer Aktor. Mit einer Gesamtmasse von 2,5 kg erreicht der verwendete Aktor maximale Kraftamplituden von ca. 50 N in einem Frequenzbereich von 20 bis 2000 Hz. Es ist zu berücksichtigen, dass ein aktives Zusatzsystem die Maschinenstruktur durch seine Eigenmasse beeinflussen kann. Laut ROTH 2009 sollte diese zusätzliche Masse an der auskragenden Strukturkomponente ca. 5 % der Schlittenmasse nicht übersteigen. Im vorliegenden Fall bedeutet dies eine maximale Masse des Aktors von 15 kg.

Die Befestigung des Aktors am z-Schlitten erfolgte über eine Klebung. Eine hierfür vorgesehene zusätzliche Vorrichtung ermöglicht jederzeit eine erneute Demontage des Aktors. Die ganze Konstruktion wurde horizontal angebracht, weswegen auf den Klebstoff Schäl- und Querkräfte wirken. Der verwendete Epoxidharzklebstoff Hysol 9466 der Firma Henkel AG & Co. KGaA ist speziell für diese Bedingungen ausgewählt worden und hält den Belastungskräften problemlos stand.

Zusätzlich wurde ein Kraftsensor integriert, um auch die tatsächlich auftretenden Kräfte messen zu können. Mögliche Ungenauigkeiten durch eine Umrechnung der Anregungsspannung in die wirkende Kraft mit Hilfe der Herstellerangaben werden dadurch vermieden. Allerdings sind Querkräfte schädlich für den Sensor. Aus diesem Grund musste noch eine zusätzliche Führung in die Befestigungsvorrichtung eingebracht werden, die diese Kräfte aufnimmt.

Letztlich besteht die Befestigung des AWZ aus drei Einzelteilen. An einer nachträglich bearbeiteten Fläche des z-Schlittens wurde das spindelseitige Verbindungsstück mit dem Epoxidharz aufgeklebt. Auf dieses wurde das mittige Verbindungsstück mit dem inneren Teil der Führung aufgeschraubt. Das mittige sowie das aktorseitige Verbindungsstück sind über die Kraftmessdose miteinander

der verbunden. Die Kraftübertragung erfolgt nur über die Messdose, und die Querkräfte werden von der Führung aufgenommen. Das komplette AWZ, samt z-Schlitten und Aktor, ist in Abbildung 6.12 dargestellt.

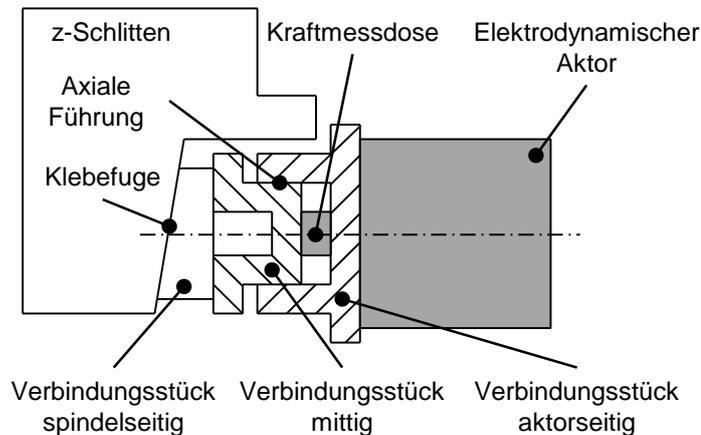


Abbildung 6.12: Befestigung des AWZ an der Portalfräsmaschine

Unmittelbar in der Nähe des TCP befindet sich ein Beschleunigungssensor, der die Schwingungen misst und somit das Fehlersignal für die Regelung wiedergibt. Bei diesem Sensor handelt es sich um einen Dreiachsbeschleunigungssensor der Kistler Holding AG vom Typ 8692C10M1 mit einer Empfindlichkeit von 500 mV/g.

Die relevanten Leistungsdaten des elektrodynamischen Aktors sind:

Elektrodynamischer Aktor vom Typ SA-10 der Firma CSA Engineering Inc.:

- Spannungsbereich $U_{AWZ} = 0 \dots 20 \text{ V}$
- Kraftbereich $F_{AWZ} = \pm 50 \text{ N}$
- Kraftskalierung 5 N/V
- Nominale Maximaldehnung keine Angabe

Leistungselektronik, Hard- und Software-Komponenten

Die Ansteuerung der aktiven Zusatzsysteme bzw. ihrer Verstärker erfolgt über eine Steuerkarte vom Typ PCI-6024E der Firma National Instruments Corporation, welche die Software und den Anschlussblock (BNC 2120) miteinander verbindet. Die Steuerkarte ist in einen Target-PC integriert, der die Signale über einen Signalmonitor ausgeben kann. Der Anwender hat die Möglichkeit, den adaptiven Regler über einen Host-PC zu steuern, der mit dem Target-PC mittels LAN-Verbindung kommuniziert (Abbildung 6.13).

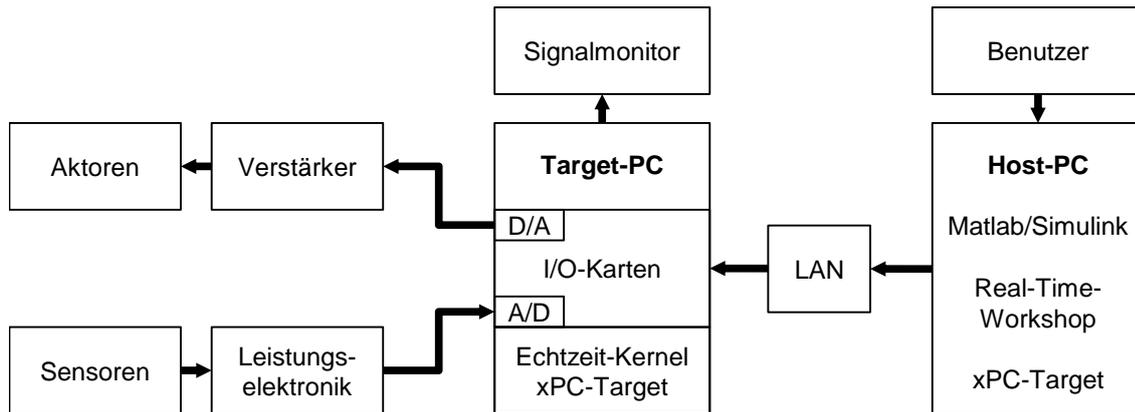


Abbildung 6.13: Verwendete Hard- und Software-Komponenten sowie die Richtung des Signalflusses

Für die Realisierung der Echtzeitumgebung wurde auf eine Toolbox der Firma The MathWorks Inc. zurückgegriffen, das so genannte xPC-Target. Das xPC-Target kompiliert ein auf dem Host-PC erstelltes Matlab/Simulink-Modell und erzeugt Maschinencode, der anschließend auf dem Target-PC in Echtzeit läuft.

Da auf dem Target-PC nichts anderes als der Echtzeit-Kernel ausgeführt wird, ist die komplette Rechenleistung nur für diese Anwendung verfügbar. Nachdem der Code auf den Target-PC geladen wurde, konnte die adaptive Regelung in Echtzeit laufen und verschiedene Signale auf den beiden PCs konnten parallel erfasst, graphisch angezeigt und protokolliert werden.

6.3.5 Zusammenfassung

Die mechanische Integration aktiver Zusatzsysteme wurde in diesem Abschnitt für die beiden Wirkprinzipien RWZ und AWZ am Beispiel der Portalfräsmaschine durchgeführt. Die Umsetzung an der Beispielmachine erfolgte jeweils für die leistungsfähigste Lösung. Dabei wurde ein aktives Zusatzsystem auf Basis eines Piezoaktors und eines auf Basis eines elektrodynamischen Aktors realisiert. Für beide Systeme ist eine Leistungsperipherie mit geeigneten Hard- und Software-Komponenten aufgebaut worden. Die Funktionsfähigkeit der darauf applizierten adaptiven Regelung wird im folgenden Abschnitt demonstriert.

6.4 Adaptive Regelung

6.4.1 Allgemeines

Wie in Abschnitt 5.1 beschrieben, kommt den Übertragungspfaden einer Maschinenstruktur mit integrierten aktiven Zusatzsystemen eine besondere Bedeutung zu. Abbildung 6.14 stellt die relevanten Übertragungspfade beider aktiver Zusatzsysteme an der realen Maschinenstruktur dar.

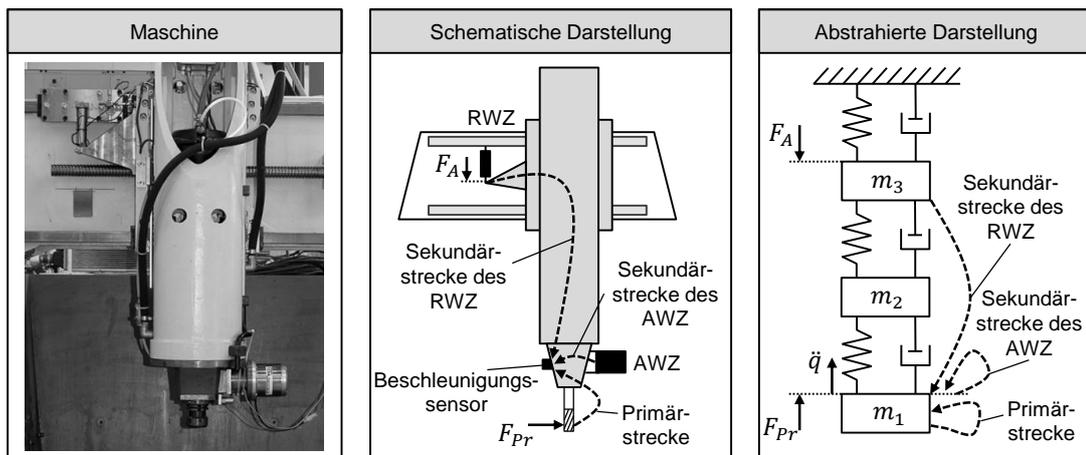


Abbildung 6.14: Übertragungspfade in der Portalfräsmaschine

Der anregende Zerspanprozess bzw. die anregende Zerspankraft F_{Pr} verursacht eine Strukturantwort, die vom Beschleunigungssensor identifiziert wird. Die Primärstrecke ist in diesem Fall das dynamische Verhalten der Portalfräsmaschine am TCP. Die zur Reduktion des Fehlersignals wirkende Kraft F_A des aktiven Zusatzsystems legt, je nach Maschinenposition, die gezeigte Sekundärstrecke zurück. Am Beispiel des RWZ bedeutet dies: Die Erregerkraft F_{Pr} verursacht eine Schwingung der Masse m_1 . Um dieser Schwingung entgegenzuwirken, ist mit der Kraft F_A eine identische Gegenschwingung an der Masse m_1 zu erzwingen. Die vorliegende Sekundärstrecke verändert jedoch die Strukturantwort des anregenden Kraftsignals F_A in Amplitude und Phase. Folglich ist zur Generierung einer um 180° phasenverschobenen Gegenschwingung an der Masse m_1 die Sekundärstrecke zu ermitteln.

Nach Abschnitt 5.1 besitzt ein aktives Zusatzsystem mehrere Sekundärstrecken. Das RWZ leitet in die Richtung der Führungsbahn die gleiche Kraft wie in Richtung des TCP ein und resultiert somit in der Theorie dort in einer Verlagerung am Ende des Rückwärtszweiges, also am Werkstück. Da für die Qualität der Zerspanung die relative Verlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück rele-

vant ist, ist dieser Sachverhalt zu berücksichtigen, wenn Verlagerungen am Werkstück detektierbar sind. Im Rahmen dieser Arbeit konnte weder infolge einer Anregung mit dem RWZ noch mit dem AWZ ein nennenswertes Signal mit dem Beschleunigungssensor auf dem Maschinentisch gemessen werden. Die Sekundärstrecken in dieser Richtung können demnach für die beiden realisierten Zusatzsysteme vernachlässigt werden.

6.4.2 Identifikation der Sekundärstrecken

Wie in Abschnitt 5.4.2 bereits ausgeführt, wird der LMS-Algorithmus zur Identifikation der Sekundärstrecke verwendet. Die notwendigen Komponenten für diesen Zweck sind mit den aktiven Zusatzsystemen und dem Beschleunigungssensor bereits vorhanden, denn das Verhältnis zwischen einer definierten Anregung durch ein aktives Zusatzsystem und der Antwort am Beschleunigungssensor liefert das gewünschte Übertragungsverhalten. Für den adaptiven Regler wird eine Funktion der geschätzten Sekundärstrecke benötigt. Der FIR-Filter eignet sich für diese Anforderung besonders gut. Das Blockdiagramm zur Identifikation der Sekundärstrecke entspricht dem, das in Abschnitt 5.4.2 als adaptive Steuerung mit dem LMS-Algorithmus bezeichnet wurde (Abbildung 6.15).

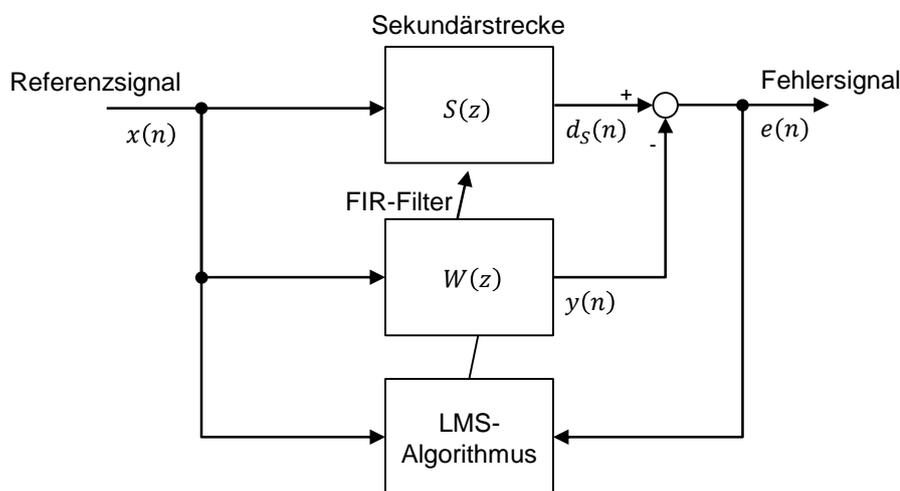


Abbildung 6.15: Blockschaltbild zur Identifikation der Sekundärstrecke mittels LMS-Algorithmus und FIR-Filter

Die reale Sekundärstrecke beinhaltet neben der mechanischen Strecke zwischen Zusatzsystem und Beschleunigungssensor das Übertragungsverhalten der Leistungselektronik sowie der Aktorik. Zur Identifikation dieser gesamten Sekundärstrecke wurde als Anregungssignal $x(n)$ ein bandbegrenztetes Rauschen verwendet. Der FIR-Filter lässt sich so in einem breiten Frequenzbereich an die Sekun-

därstrecke anpassen. Theoretisch besteht die Möglichkeit der Abbildung der gesamten Sekundärstrecke von 0 Hz bis zu einer frei wählbaren oberen Grenzfrequenz. Allerdings beansprucht dies eine deutlich größere Anzahl an Filterkoeffizienten und erhöht zudem die Berechnungszeit.

Die Identifikation der Sekundärstrecke an der Portalfräsmaschine wird am Beispiel der Sekundärstrecke des RWZ verdeutlicht. Dazu wurde der FIR-Filter im Bereich von 50 Hz bis 150 Hz an die Sekundärstrecke adaptiert. Die Koeffizienten des FIR-Filters wurden so lange von dem LMS-Algorithmus angepasst, bis der Filter die Sekundärstrecke nachbildete und das Fehlersignal $e(n)$ nicht weiter minimiert werden konnte. Die verwendeten Werte für die Parameter Abtastzeit T_A , Schrittweite μ , Leckfaktor ν , Minimalleistung P_{min} und Anzahl der Koeffizienten L sind erfahrungsbasiert, was im Verlauf einer Vielzahl von Versuchen gute Ergebnisse lieferte. Abbildung 6.16 zeigt die sehr gute Anpassung des Filters an die reale Sekundärstrecke im definierten Frequenzbereich.

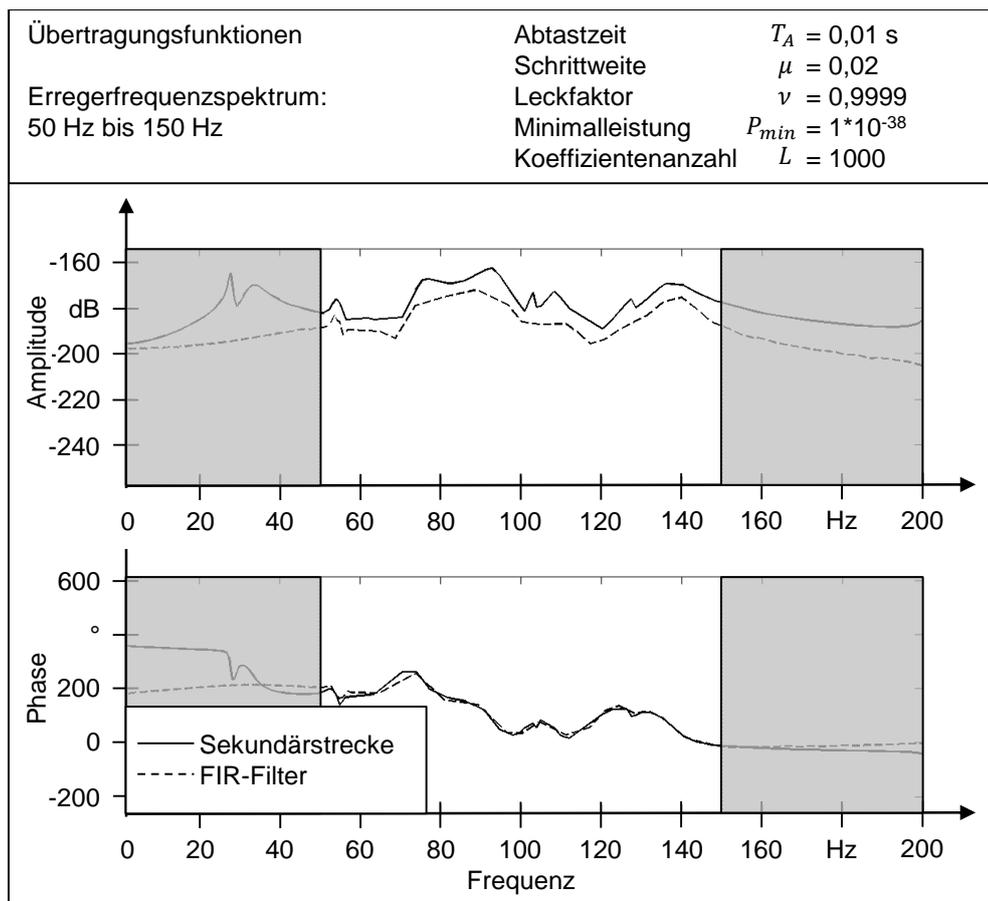


Abbildung 6.16: Übertragungsverhalten der Sekundärstrecke mit dem RWZ und identifizierter FIR-Filter in Amplitude (dB) und Phase ($^{\circ}$)

Dieser Identifikationsprozess wurde ebenso für das AWZ durchgeführt. Die gewonnenen Ergebnisse lieferten die Schätzungen der Sekundärstrecken für die entwickelte adaptive Regelung. Bevor diese im realen Zerspanversuch getestet werden konnte, musste die Funktionsfähigkeit anhand eines Vorversuchs bestätigt werden. Dies wird im folgenden Abschnitt beschrieben.

6.4.3 Vorversuch mit adaptiver Regelung

Mit der jeweils identifizierten Sekundärstrecke der aktiven Zusatzsysteme kann die adaptive Regelung aus Abschnitt 5.5 vervollständigt werden. In einem Vorversuch sollte das RWZ einer definierten Störانregung durch das AWZ entgegenwirken. Dazu wurde mit dem AWZ die Maschinenstruktur mit einer konstanten Frequenz von 65 Hz angeregt. Das Signal des Beschleunigungssensors am TCP wurde aufgezeichnet und in eine Verlagerung umgerechnet. Die adaptive Regelung des RWZ wurde nach drei Sekunden eingeschaltet (Abbildung 6.17).

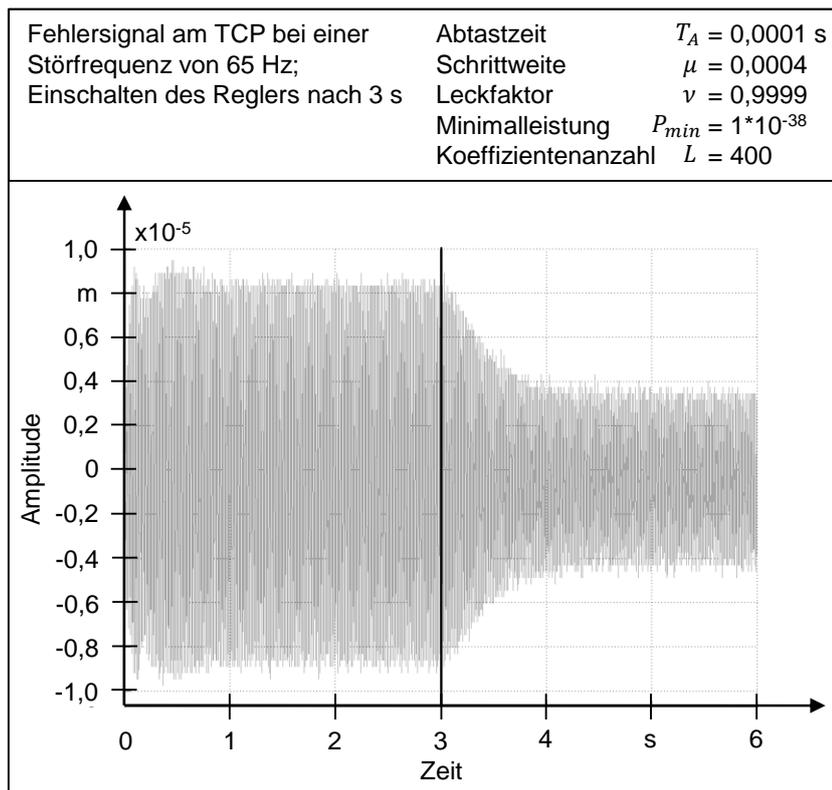


Abbildung 6.17: Fehlersignal am TCP bei einer Anregung mit 65 Hz mit dem AWZ und aktiver Schwingungsreduktion nach drei Sekunden durch das RWZ

Nach Aktivierung der Regelung verringerte sich die Schwingungsamplitude am TCP bereits nach weniger als einer Sekunde um ca. 50 %.

Um die Reaktion der adaptiven Regelung auf komplexere Störsignale zu untersuchen, kam ein gestuftes Anregungssignal zum Einsatz. Ein derartiges Signal ermöglicht eine Analyse der Regelungsergebnisse bei variierender Anregungsfrequenz. In der Realität kommt dies bspw. einer Veränderung der Spindeldrehzahl gleich. Dazu wurde das Testsignal wiederum zur Speisung des AWZ verwendet. Dieses Testsignal erzeugt eine Sinusschwingung mit konstanter Frequenz, die sich nach einem definierten Zeitraum v um einen bestimmten Betrag q erhöht. Nach einer Übergangszeit von p Sekunden ist dann die Frequenz $f + q$ erreicht, welche wiederum für v Sekunden konstant bleibt. Der Frequenzverlauf des Anregungssignals über der Zeit ist in Abbildung 6.18 dargestellt.

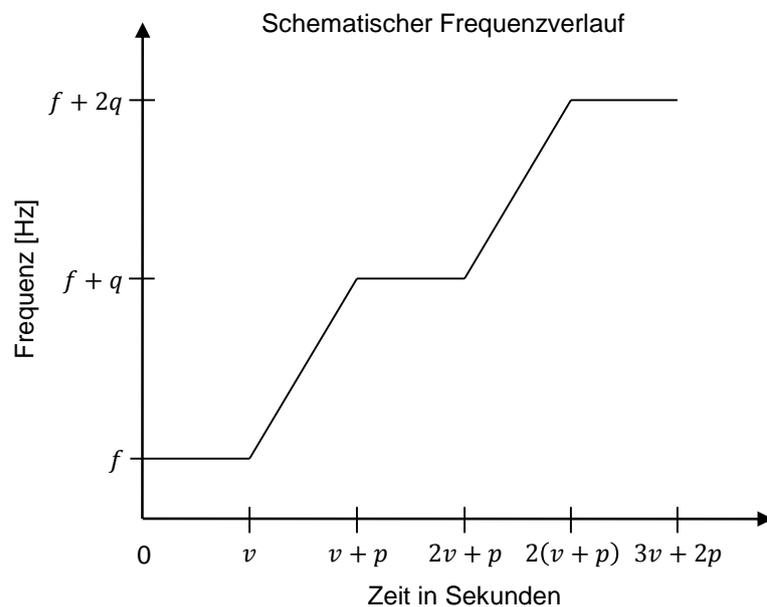


Abbildung 6.18: Schematische Struktur des Testsignals zur gestuften Erhöhung der anregenden Frequenz über der Zeit

Der Sinusverlauf startete bei einer Frequenz von $f = 100$ Hz und steigerte sich nach $v = 4,8$ Sekunden um die Frequenz $q = 5$ Hz. Diese Rampe wird innerhalb $p = 0,2$ durchlaufen. So wird in 60 Sekunden vom AWZ ein Frequenzbereich von 100 Hz bis 155 Hz angeregt.

In der Abbildung 6.19 werden die Beschleunigungssignale am TCP des ungeregelten und des geregelten Prozesses miteinander verglichen. Die obere Grafik der Abbildung veranschaulicht eine Schwingungsreduktion des dynamischen Verhaltens in allen Bereichen des Frequenzspektrums, und zwar obwohl eine Eigenfrequenz der Struktur bei ca. 120 Hz durchlaufen wird. Während der Übergangsdauer zwischen den Frequenzen ist der Regler in der Lage der angeregten

Schwingung entgegenzuwirken. Erst das Ende jeder Rampe, das einer impulsartigen Anregung gleichkommt, stellt eine besondere Herausforderung an den Regler dar.

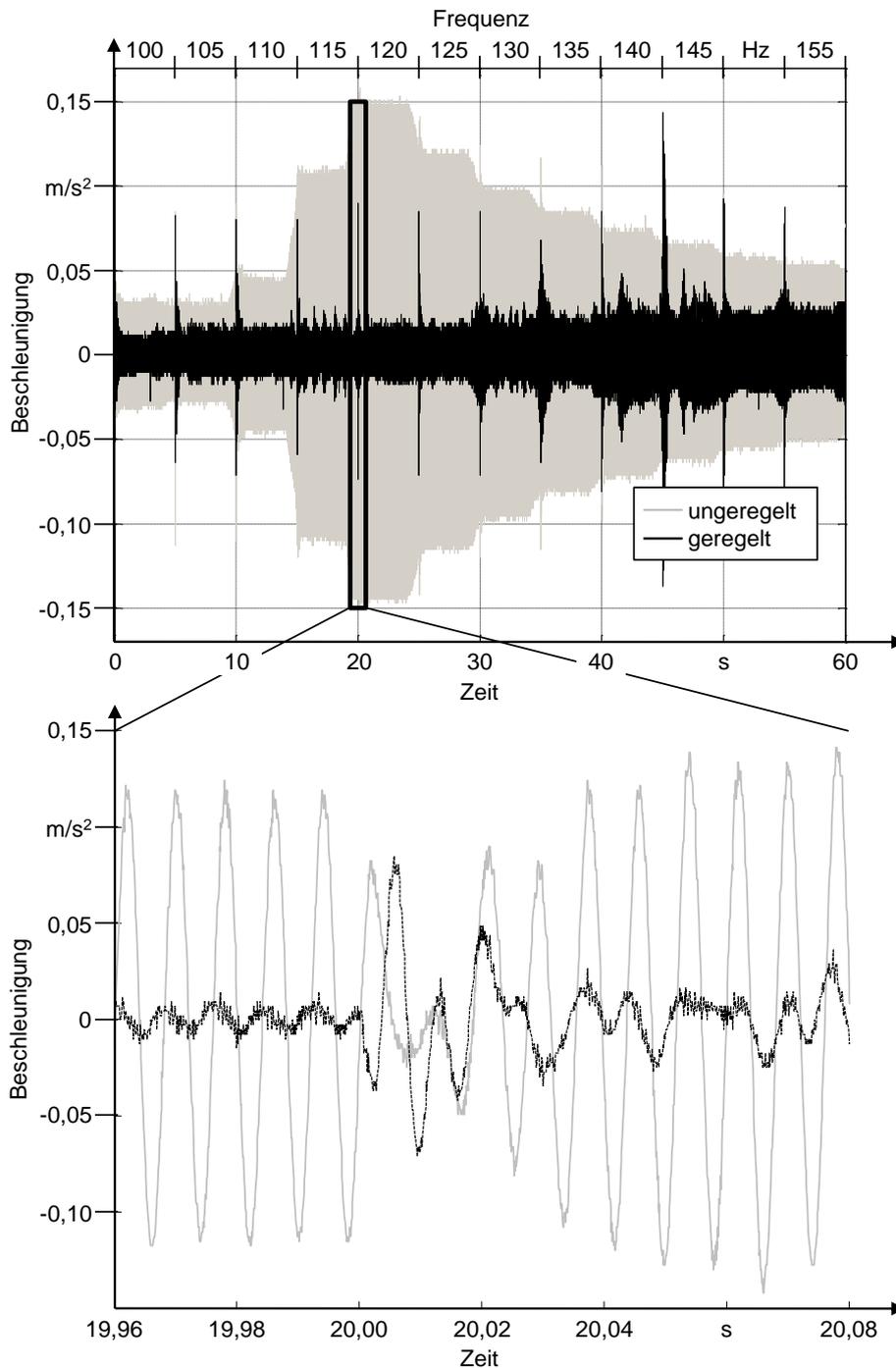


Abbildung 6.19: Fehlersignalvergleich über großem Frequenzbereich mit gestufter Sinusanregung von 100 bis 155 Hz (oben) und Detailansicht des Übergangs von 115 Hz auf 120 Hz (unten)

Der untere Teil der Abbildung 6.19 zeigt die Reaktionsgeschwindigkeit des adaptiven Reglers infolge der Anregung am Ende der Rampe von 115 auf 120 Hz. Dabei dauert es weniger als 0,04 s, bis der Impuls kompensiert ist. Insgesamt ergibt sich im Vergleich zwischen den Sensorantworten in unregelmäßigem und regelmäßigem Zustand im Bereich der Resonanzfrequenz um 120 Hz eine Reduktion der Schwingungsamplitude auf ca. ein Sechstel.

Die vielversprechenden Ergebnisse aus den vorangegangenen Versuchen untermauern die wirkungsvolle Funktionsweise der adaptiven Regelung hinsichtlich der Schwingungsreduktion. Ob darüber hinaus auch die Vermeidung von Ratterschwingungen erfolgreich realisiert werden kann, soll im nächsten Abschnitt gezeigt werden.

6.4.4 Zerspanversuche

Während bei den Vorversuchen stets einer definierten Frequenz entgegengewirkt wurde, kann es bei der realen Zerspanung zu mehreren auftretenden Frequenzen kommen. Es existiert zum einen die Schneideneintrittsfrequenz und zum anderen können Struktureigenfrequenzen angeregt werden, was im schlimmsten Fall zu den schädlichen Ratterschwingungen führen kann.

Bei den im Folgenden beschriebenen Zerspanversuchen wurden ausschließlich Nuten gefräst. Dabei galten die Parameter:

- Werkzeug: 3-Schneider-VHM-Fräser mit Durchmesser $d_{WZ} = 16$ mm
- Werkstoff: C45
- Spindeldrehzahl $n_{WZ} = 2000$ 1/min
- Vorschub pro Zahn $f_Z = 0,1$ mm
- Schneideneintrittsfrequenz $f_S = 100$ Hz

Die Portalfräsmaschine kann mit diesen Parametern je nach gewählter Schnitt-Tiefe im stabilen Schnitt betrieben oder zum Rattern gebracht werden. Abbildung 6.20 zeigt die erzielten Oberflächenqualitäten mit den Schnitt-Tiefen $a = 2$ mm und $a = 3$ mm. Für $a = 2$ mm arbeitete die Maschine zuverlässig im stabilen Bereich. Eine Erhöhung der Schnitt-Tiefe auf bis zu $a = 3$ mm hat Ratterschwingungen zur Folge. Diese Erhöhung entspricht einer Zunahme des Zeitspanvolumens um ca. 50 %.

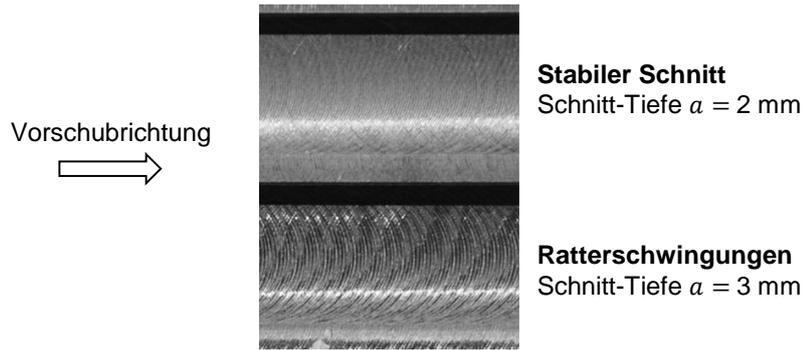


Abbildung 6.20: Erzielte Oberflächenqualität der Versuchsmaschine beim Nutenfräsen mit verschiedenen Schnitt-Tiefen; stabiler Schnitt (oben) und Ratterschwingungen (unten)

Die auftretenden Ratterschwingungen sollten bei den folgenden Versuchen mit jedem der beiden aktiven Zusatzsysteme vermieden werden.

Relativ wirkendes aktives Zusatzsystem

Bei den nachfolgend erläuterten Zerspanversuchen kamen das RWZ und die adaptive Regelung zum Einsatz. Dabei wurden die Schnitt-Tiefen variiert und der adaptive Regler während der laufenden Zerspanung zu- bzw. abgeschaltet, um seinen Einfluss auf den Zerspanprozess herauszustellen. In Abbildung 6.21 sind vier verschiedene Versuchsergebnisse abgebildet.

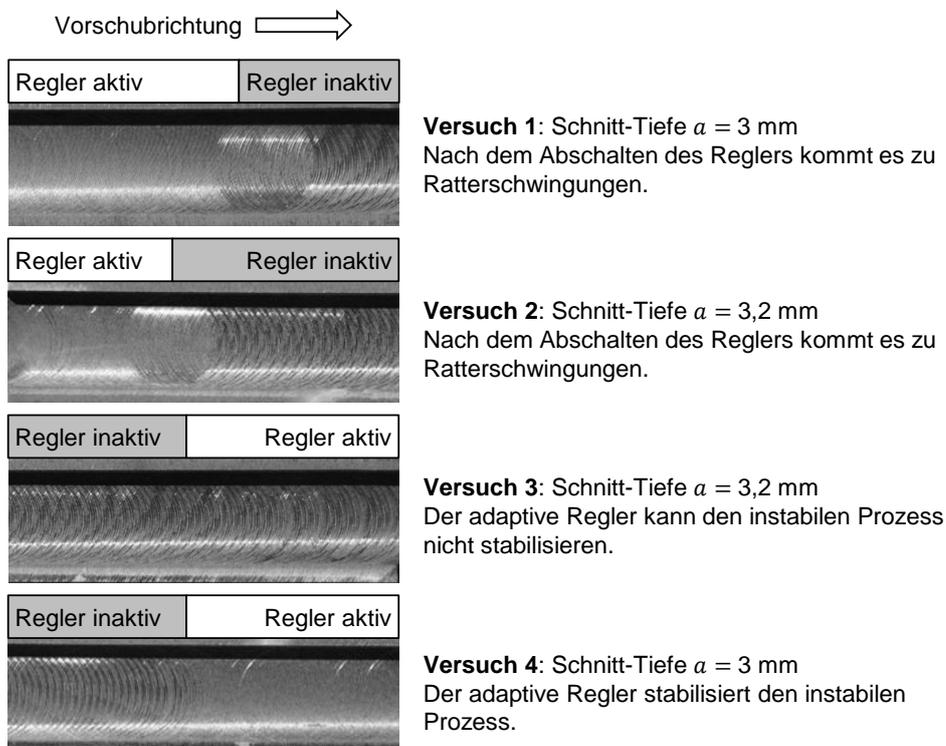


Abbildung 6.21: Versuchsergebnisse mit dem RWZ

Der Versuch 1 wurde mit einer aktiven Regelung gestartet. So konnte ein stabiler Schnitt realisiert werden, obwohl sich die Portalfräsmaschine in diesem Bearbeitungsbereich unter normalen Bedingungen instabil verhält. Dies bestätigte sich durch auftretende Ratterschwingungen nach dem Abschalten der adaptiven Regelung.

Versuch 2 unterschied sich vom Versuch 1 nur aufgrund einer größeren Schnitttiefe von ca. 6,5 %. Das Ergebnis war identisch. Solange der Regler aktiv arbeitete, wurden Ratterschwingungen vermieden.

Der Versuch 3 hatte zum Ziel, einen instabilen Bearbeitungsprozess mit dem RWZ zu stabilisieren. Dazu wurde der Regler zunächst nicht betrieben und während dem instabilen Zerspanprozess zugeschaltet. Nach der Aktivierung des Reglers gelang dem RWZ die Stabilisierung bestehender Ratterschwingungen für die vorliegende Schnitttiefe von $a = 3,2$ mm nicht. In diesem Fall reichte die Leistung des aktiven Zusatzsystems nicht aus.

Eine Reduzierung der Schnitttiefe auf $a = 3$ mm und eine Wiederholung des vorangegangenen Versuchs lieferte dagegen das erwünschte Ergebnis im Versuch 4. Das RWZ mit adaptiver Regelung ist in der Lage, Ratterschwingungen nicht nur im Vorfeld zu vermeiden, sondern auch vorherrschendes Rattern zu stabilisieren.

Absolut wirkendes aktives Zusatzsystem

In einem weiteren Versuch kam das AWZ mit adaptiver Regelung zum Einsatz. Bei diesem Versuch wurde der Ablauf des letzten Versuchs 4 übernommen. D. h. das AWZ wurde zunächst ohne Regelung betrieben und es lagen Ratterschwingungen vor. Während der instabilen Bearbeitung wurde dann der Regler zugeschaltet und der Prozess sollte stabilisiert werden.

Mit dem AWZ ließen sich vergleichbare Ergebnisse wie mit dem RWZ erzielen und vorliegende Ratterschwingungen ausschalten. Die Darstellung einiger Signale soll zum besseren Verständnis der adaptiven Regelung beitragen. Dazu wird in drei Bereichen anhand des Bearbeitungsergebnisses eine Detailbetrachtung durchgeführt: Im Bereich des instabilen Schnitts, direkt nach Aktivierung der Regelung im Übergangsbereich und während der stabilen Zerspannung (Abbildung 6.22).

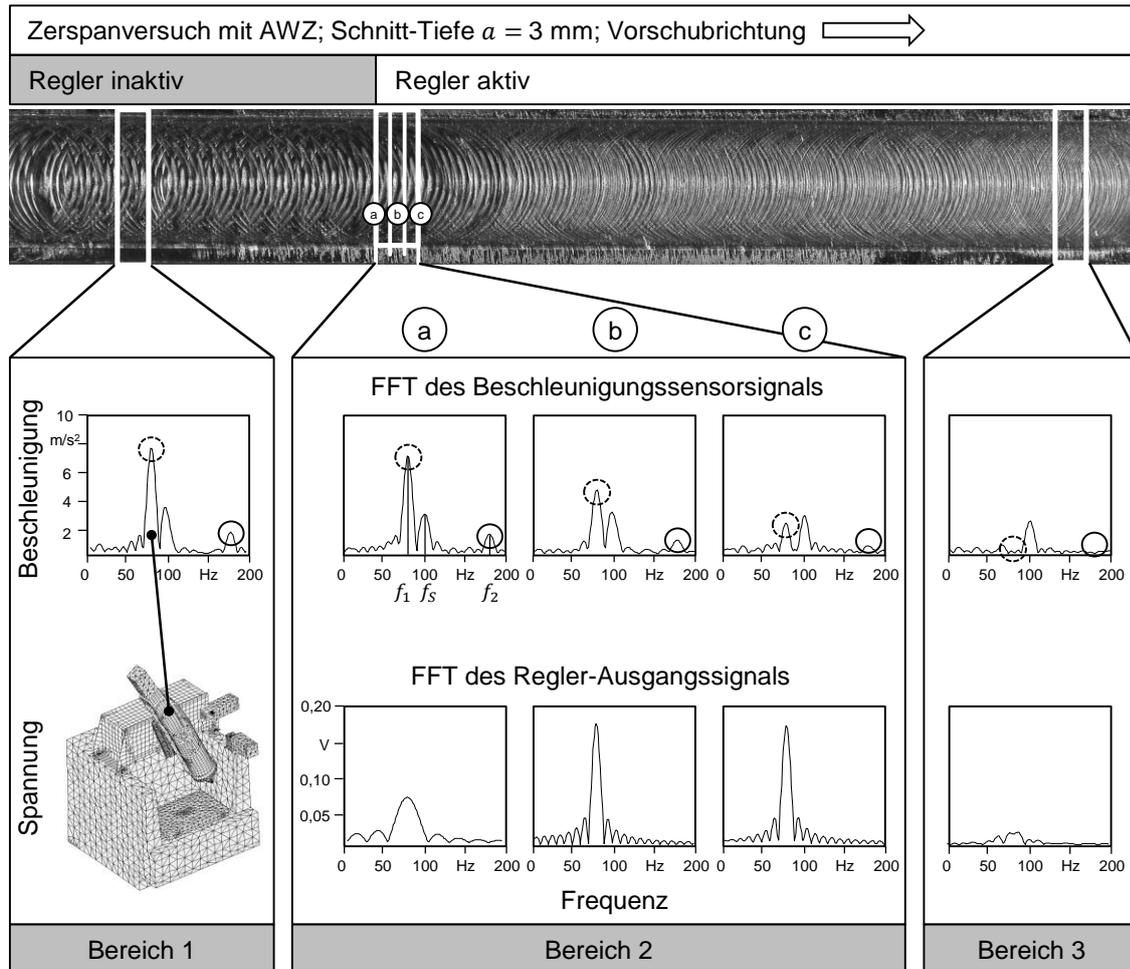


Abbildung 6.22: Versuchsergebnisse mit dem AWZ

Im Bereich 1 in Abbildung 6.22 traten nach dem Eintritt des Fräsers in das Werkstück deutliche Ratterschwingungen auf. Das Beschleunigungssignal des Sensors am TCP bestätigte diese dominanten Schwingungen bei ca. 80 Hz. Die dabei vorherrschende 7. Eigenschwingungsform der Maschinenstruktur wird durch das FE-Modell dargestellt. Die Schneideneintrittsfrequenz von 100 Hz ist ebenso deutlich zu sehen wie eine weitere Strukturschwingung bei ca. 180 Hz. Dabei handelt es sich um die 12. Eigenschwingungsform aus Abschnitt 6.2.

Der Bereich 2 fokussiert den Übergang von instabilem zu stabilem Schnitt nach Aktivierung der Regelung und ist in drei Abschnitte unterteilt. Zur Veranschaulichung der Arbeitsweise dienen die FFT von Zeitsignalauszügen. Analysiert wurden dabei das Signal des Beschleunigungsaufnehmers am TCP und das Regler-Ausgangssignal, also das Spannungssignal für die Leistungselektronik der Aktorik.

Direkt nach der Aktivierung des Reglers stieg das Spannungssignal am Regler-Ausgang bei der dominanten Resonanzfrequenz an (Abschnitt a). Im weiteren Verlauf (Abschnitt b) erhöhte sich diese Amplitude bis zur maximal zulässigen Leistung. Die Beschleunigungen der Strukturschwingungen mit den Frequenzen $f_1 = 80$ Hz und $f_2 = 180$ Hz wurden dadurch kontinuierlich reduziert, bis diese nach kurzer Zeit nahezu kompensiert waren (Abschnitt c).

Im Bereich 3 der Abbildung 6.22 ist am TCP weder die Resonanzfrequenz der 7. Eigenschwingungsform noch die Strukturschwingung bei 180 Hz vorhanden. Das Regler-Ausgangssignal dagegen beinhaltet noch die Frequenz $f_1 = 80$ Hz, zwar mit kleiner Amplitude, aber dieses Signal verhindert ein erneutes Anfachern der Struktur-Eigenschwingungsform.

Der Vorteil des aktiven Zusatzsystems ist folgender: Solange sich der Prozess im stabilen Schnitt befindet, bedarf es lediglich einer sehr geringen Leistung der Leistungselektronik, da eben keine energiereichen Eigenschwingungsformen der Struktur vorliegen. Die maximale Leistung des aktiven Zusatzsystems wird nur dazu benötigt, um aus dem Rattern in den stabilen Schnitt zu gelangen. Der instabile Zustand darf aber in der Realität erst gar nicht erreicht werden.

Die beschriebenen Versuche haben gezeigt, dass mit einem RWZ sowie mit einem AWZ unter Verwendung des adaptiven Regelalgorithmus Ratterschwingungen erfolgreich vermieden werden können.

Adaptiver Regler ohne Bandsperre

Wird der adaptive Regler aus Abschnitt 5.5 ohne die Bandsperre betrieben, so arbeitet er stets gegen die dominante Schwingung an. Bei einem Zerspanversuch hat dies die Wirkung, dass zunächst die volle Leistung des Aktors auf die Schneideneintrittsfrequenz konzentriert wird. Regt nun der Prozess eine Ratterschwingung an und überschreitet die in dieser Eigenfrequenz auftretende Schwingungsamplitude die der Schneideneintrittsfrequenz, kommt es zum Rattern. Der adaptive Regler konzentriert sich von nun an auf diese neue Frequenz, bis das Rattern unterdrückt ist. Da im Anschluss daran die Schneideneintrittsfrequenz wieder dominant ist, beginnt der Zyklus erneut, was während der Zerspannung einen ständigen Wechsel zwischen stabilem und instabilem Schnitt zur Folge hat. Aus dieser Erkenntnis lässt sich folgern, dass die adaptive Regelung derart arbeiten muss, dass sie der in der Regel tolerierbaren und für die Zerspannung systemimmanenten Fremderregung mit Schneideneintrittsfrequenz nicht entgegenwirken darf, sondern mit der gesamten Leistung alle anderen für die

Ratterneigung verantwortlichen Frequenzen unterdrücken muss. Für diesen Zweck wird das Fehlersignal des Beschleunigungssensors mit Hilfe einer Bandsperre im Bereich der Schneideneintrittsfrequenz gefiltert, so dass die Schneideneintrittsfrequenz im zurückgeführten Signal der Regelung nicht mehr enthalten ist.

Die im Einzelfall vorliegende Schneideneintrittsfrequenz kann aus den Technologiedaten mit dem CNC-Programm der Maschine berechnet werden. Mit der identifizierten Frequenz wird die parametrierbare Bandsperre ausgelegt. Bei mehreren auftretenden Frequenzen, bspw. verursacht durch ein Werkzeug mit ungleicher Teilung, muss die Bandsperre entsprechend gestaltet sein. Die Parametrierung kann automatisiert erfolgen, so dass nach einem Werkzeugwechsel oder nach der Variation der Technologieparameter keine manuelle Einstellung erforderlich ist.

6.5 Fazit des Kapitels

Auf der Basis eines FE-Modells einer Maschinenstruktur können mit der Methode zur mechanischen Integration aktive Zusatzsysteme in einer Maschine positioniert werden. Die Vorgehensweise liefert geeignete Vorschläge für unterschiedlich gestaltete Varianten aktiver Zusatzsysteme und darüber hinaus vertiefende Kenntnisse über die strukturdynamischen Eigenschaften der passiven Maschinenstruktur.

Die beiden Wirkprinzipien aktiver Zusatzsysteme konnten mit Hilfe der adaptiven Regelstrategie erfolgreich zur aktiven Schwingungsreduktion eingesetzt werden. Die systemimmanenten fremderregten Frequenzanteile müssen aus dem zurückgeführten Fehlersignal herausgefiltert werden, denn so gelingt es bereits mit geringer Leistung eines aktiven Zusatzsystems sehr große Wirkungen zu erzielen. Dies trifft aber nur zu, solange der Prozess stabil gehalten werden kann. Nach einmaliger Anfachung von Ratterschwingungen ist wesentlich mehr Energie zur erneuten Unterdrückung notwendig. Besitzt die Leistungselektronik eine ausreichende Reserve, so gelingt auch in diesem Fall die Vermeidung von Ratterschwingungen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

Im heutigen globalen Marktumfeld besteht für die deutschen Werkzeugmaschinenhersteller die Notwendigkeit nach innovativen Lösungen für die Wettbewerbsfähigkeit ihrer Produkte. Der Bereich der Adaptronik bietet mit seiner großen Bandbreite bereits hervorgebrachter Ideen ein enormes Potenzial für die Bewältigung dieser Herausforderung. Es wurden bereits Anstrengungen unternommen, diese Technologie von der Wissenschaft in die industrielle Anwendung zu transferieren. Doch aufgrund ihrer interdisziplinären Natur stellen sich mögliche adaptive Lösungen stets als äußerst komplex dar. Der wirtschaftliche Einsatz im Bereich der Werkzeugmaschinenbranche wird dadurch bis heute erschwert.

Ziel dieser Arbeit war es, ein Vorgehen herauszuarbeiten, das die Entwicklung aktiver Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion bei Werkzeugmaschinen unterstützt.

Ausgehend von der Analyse der Schwingungsarten und ihrer Ursachen wurden bestehende Technologien zur Schwingungsreduktion identifiziert. Die Verwendung aktiver Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion erwies sich als vielversprechender Ansatz.

Eine Einführung in die junge Disziplin der Adaptronik unterstützte bei der Beschreibung aktiver Zusatzsysteme in Kombination mit Werkzeugmaschinen als adaptronische Systeme. Die Analyse bestehender Lösungen für den Werkzeugmaschinenbereich stellte den Handlungsbedarf bei der Entwicklung dieser Systeme heraus. Dabei wurde das Fehlen einer verallgemeinerten, strukturierten Vorgehensweise deutlich.

Zunächst wurden Anforderungen an aktive Zusatzsysteme definiert. Die Anforderungen wurden so formuliert, dass die zu entwickelnden Systeme für beliebige Maschinenstrukturen qualifiziert werden können. Die mechanische Integration aktiver Zusatzsysteme innerhalb der Maschinenstruktur sollte an möglichst gut geeigneten Positionen erfolgen. Des Weiteren wurde die Notwendigkeit einer Regelstrategie festgestellt, die unabhängig vom Maschinenverhalten einen erfolgreichen Betrieb der aktiven Zusatzsysteme sicherstellt.

Bei der mechanischen Integration aktiver Zusatzsysteme wurde zwischen zwei Wirkprinzipien unterschieden. Es wurden relativ und absolut wirkende Zusatzsysteme betrachtet. Dies hatte auf den entwickelten Algorithmus zur Bewertung der mechanischen Integration wesentliche Auswirkungen. Die Positionierung eines AWZ gelang verhältnismäßig einfach. Ein RWZ gestaltete sich aufgrund der Vielzahl zu berücksichtigender Restriktionen als anspruchsvoller. In dieser Arbeit wurde zur Lösung dieser Problematik eine Systematik auf Basis der Methode der finiten Elemente vorgeschlagen.

Im Anschluss an die erfolgreiche Positionierung aktiver Zusatzsysteme in der Maschinenstruktur wurde eine adaptive Regelungsstrategie entwickelt, um das volle Potenzial der aktiven Zusatzsysteme auszuschöpfen. Nach Betrachtung der Anforderungen an eine Regelung sowie der Darstellung bestehender Ansätze fiel die Wahl auf eine adaptive Strategie. Auf Basis des FxLMS-Algorithmus wurde eine derartige Regelstrategie entwickelt. Die notwendige Sekundärstreckenidentifikation konnte mit dem implementierten LMS-Algorithmus realisiert werden.

Der Nachweis der Funktionalität der entwickelten Systematik zur mechanischen Integration sowie der Regelung der aktiven Zusatzsysteme wurde am Beispiel einer Portalfräsmaschine erbracht. Als RWZ wurde ein piezobasiertes System realisiert und als AWZ kam ein elektrodynamischer Aktor zum Einsatz. Diese Konfiguration hatte den Vorteil, dass für Vorversuche definierte Bedingungen geschaffen werden konnten. So war es möglich, vor den eigentlichen Zerspanversuchen bspw. eine definierte Zerspankraft mit dem AWZ zu simulieren, um das RWZ zu untersuchen und umgekehrt.

Die anschließenden Zerspanversuche bestätigten das große Potenzial der Adaptivtechnik. So konnte mit jedem der beiden umgesetzten aktiven Zusatzsysteme in Verbindung mit der adaptiven Regelstrategie das Zeitspanvolumen im stabilen Schnitt um ca. 50 % erhöht werden.

7.2 Ausblick

Diese Arbeit legt den Grundstein für den industriellen Einsatz aktiver Zusatzsysteme zur Leistungssteigerung von Werkzeugmaschinen. Bevor jedoch die Frage nach der Wirtschaftlichkeit adaptronischer Systeme gestellt werden kann, sind noch andere Problemstellungen, die sich im Rahmen dieser Arbeit ergeben haben, zu lösen.

Weitere Fragestellungen ergeben sich hinsichtlich der adaptiven Regelung. In den durchgeführten Versuchen hat sich gezeigt, dass die Ausgangsstruktur des Modells der Sekundärstrecke einen Einfluss auf die Qualität der adaptiven Regelung haben kann. Es wäre interessant zu untersuchen, inwiefern die Regelung durch das Sekundärstreckenmodell beeinflusst wird und ob hier noch Verbesserungspotenzial gegeben ist. Die Weiterführung dieses Gedankens wirft die Frage nach der Möglichkeit auf, das Modell der Sekundärstrecke adaptiv zu gestalten.

Für den industriellen Einsatz sind eine garantierte Stabilität des Regelkreises und eine hohe Lebensdauer der aktiven Zusatzsysteme erforderlich. Gerade die Folgen von Dauerbetrieb sind aufgrund fehlender Standardlösungen noch nicht bekannt. Feldversuche mit bereits entwickelten Prototypen können hierfür wichtige Erkenntnisse liefern.

Die exakte Prognose der Wirksamkeit adaptiver Systeme auf das Stabilitätsverhalten von Werkzeugmaschinen ist bislang nicht möglich. Die Simulationstechnik zur Abbildung der Maschine, des Zerspanprozesses, des aktiven Zusatzsystems, der Regelung sowie der Wechselwirkungen dieser Teilsysteme ist noch nicht so weit entwickelt, um zuverlässige quantitative Aussagen zu erhalten.

Wenn sich die Industrieunternehmen aktiv in die Weiterentwicklung adaptiver Systeme einbringen, und zwar Werkzeugmaschinenhersteller, Steuerungshersteller und Unternehmen, die entsprechende Aktorik entwickeln, können sie sich gemeinsam mit den Forschungsinstituten in die Lage versetzen, hochtechnisierte adaptronische Produkte auf den globalen Markt zu bringen.

8 Literaturverzeichnis

ABELE ET AL. 2008

Abele, E.; Hanselka, H.; Haase, F.; Schlote, D.; Schiffler, A.: Development and design of an active work piece holder driven by piezo actuators. *Production Engineering* 2 (2008) 4, S. 437-442.

ABELE ET AL. 2009

Abele, E.; Roth, M.; Ehmann, C.; Haydn, M.: Aktiv gedämpfte Maschinenstruktur. *Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb (ZWF)* 104 (2009) 9, S. 703-710.

AHMED ET AL. 2005

Ahmed, S.; Mayer, D.; Poigné, A.; Riedel, M.: Eingebettete Systeme zur Regelung adaptiver Strukturen. *Adaptronic Congress 2005*, 31. Mai / 01. Juni, Göttingen: 2005.

ÅKESSON 2007

Åkesson, H.: Active control of vibration and analysis of dynamic properties concerning machine tools. Department of Signal Processing. Karlskrona, Sweden: Printfabriken 2007. (Blekinge Institute of Technology Licentiate Dissertation Series 2007).

ALBERTZ 1995

Albertz, F.: Dynamikgerechter Entwurf von Werkzeugmaschinen-Gestellstrukturen. Diss. Technische Universität München (1995). Berlin: Springer 1995. ISBN: 3-540-60606-8 (Forschungsberichte *iwb* 93).

AL-REGIB ET AL. 2003

Al-Regib, E.; Ni, J.; Lee, S.-H.: Programming spindle speed variation for machine tool chatter suppression. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 43 (2003) 12, S. 1229-1240.

ANDRÉN ET AL. 2004

Andrén, L.; Håkansson, L.: Active Vibration Control of Boring Bar Vibrations. Karlskrona, Schweden: 2004.

AST ET AL. 2007

Ast, A.; Braun, S.; Eberhard, P.; Heisel, U.: Adaptronic Vibration Damping for Machine Tools. *Annals of the CIRP* 56 (2007) 1, S. 379-382.

AST ET AL. 2009

Ast, A.; Braun, S.; Eberhard, P.; Heisel, U.: An adaptronic approach to active vibration control of machine tools with parallel kinematics. *Production Engineering* 3 (2009) 2, S. 207-215.

ATZRODT ET AL. 2005

Atzrodt, H.; Herold, S.; Mayer, D.; Thomaier, M.; Melz, T.: Numerische Gesamtsystemsimulation aktiver Strukturen und experimenteller Abgleich. *Adaptronic Congress 2005*, 31. Mai / 01. Juni, Göttingen: 2005.

BAUDISCH 2003

Baudisch, T.: Simulationsumgebung zur Auslegung der Bewegungsdynamik des mechatronischen Systems Werkzeugmaschine. Diss. Technische Universität München (2003). München: Utz 2003. ISBN: 3-8316-0249-2. (Forschungsberichte *iwb* 179).

BERKEMER 2003

Berkemer, J.: Gekoppelte Simulation von Maschinendynamik und Antriebsregelung unter Verwendung linearer Finite-Elemente-Modelle. Stuttgart: Inst. für Statik und Dynamik der Luft- und Raumfahrtkonstruktionen 2003. ISBN: 3-930683-50-4.

BÖHLER 2009

Böhler, T. M.: Stark aus der Krise. Produktion Nummer 28-29. <www.produktion.de>.

BRECHER ET AL. 2011

Brecher, C.; Manoharan, D.; Klein, W.: Strukturintegrierte, adaptronische Kompensationsmodule für den Einsatz in Strukturbauteilen spanender Werkzeugmaschinen. In: Hesselbach, J. (Hrsg.): *Adaptronik für Werkzeugmaschinen*. Aachen: Shaker 2011, S. 1-18.

BRECHER ET AL. 2009

Brecher, C.; Manoharan, D.; Ladra, U.; Köpken, H. G.: Aktive Werkstückauflage zur Rattervermeidung. wt Werkstattstechnik online 99 (2009) 1/2, S. 10-16.

BRECHER ET AL. 2009

Brecher, C.; Witt, S.: Interactive analysis of the structural mechanic behaviour of machine tools. Production Engineering 3 (2009) 4-5, S. 475-481.

BROOS ET AL. 2006

Broos, A.; Schermann, T.; Schmitz, E. U.: Neue Prozessketten für die Simulation. wt Werkstattstechnik online 96 (2006) 1/2, S. 24-29.

CHUNG ET AL. 1997

Chung, B.; Smith, S.; Tlusty, J.: Active Damping of Structural Modes in High-Speed Machine Tools. Journal of Vibration and Control 3 (1997) 3, S. 279-295.

CLAESSON ET AL. 1998

Claesson, I.; Håkansson, L.: Adaptive Active Control of Machine-Tool Vibration in a Lathe. International Journal of Acoustics and Vibration 3 (1998) 4, S. 155-162.

DENKENA ET AL. 2007

Denkena, B.; Will, J. C.: Schwingungsregelung einer adaptronischen Frässpindel mit Piezoaktoren. wt Werkstattstechnik online 97 (2007) 11/12, S. 895-900.

DITTMAR ET AL. 2009

Dittmar, R.; Pfeiffer, B.-M.: Modellbasierte prädiktive Regelung. München, Wien: Oldenbourg 2009. ISBN: 3-486-27523-2.

DRESIG ET AL. 2006

Dresig, H.; Holzweißig, F.: Maschinendynamik. Berlin: Springer 2006. ISBN: 3540307095.

EHMANN 2004

Ehmann, C.: Methoden und Komponenten für die Realisierung aktiver Schwingungsdämpfung. Diss. Technische Universität Darmstadt (2003). Aachen: Shaker 2004. ISBN: 383222470X. (Forschungsberichte Mechatronik & Maschinenakustik).

EHMANN 2007

Ehmann, C.: Methoden und Praxisbeispiele der aktiven Schwingungsunterdrückung. In: VDI Wissensforum IWB GmbH (Hrsg.): Schwingungsdämpfung. Düsseldorf: VDI 2007, S. 231-244. ISBN: 978-3-18-092003-0.

EHMANN ET AL. 2002

Ehmann, C.; Nordmann, R.: Low Cost Actuator for Active Damping of Large Machines. IFAC Conference on Mechatronic Systems, 9.-11. Dezember, Berkeley, Kalifornien: 2002.

EHMANN ET AL. 2004

Ehmann, C.; Nordmann, R.: Gegenüberstellung von Reglerstrategien zur aktiven Schwingungsdämpfung am Beispiel einer Werkzeugmaschine. Adaptronic Congress, 27.-28. April, Hildesheim: 2004.

EHMANN ET AL. 2001

Ehmann, C.; Schönhoff, U.; Nordmann, R.: Aktive Schwingungsdämpfung bei Portalfräsmaschinen. (Hrsg.): VDI-Berichte. Düsseldorf: VDI 2001, S. 163-181.

EHRENSPIEL 2003

Ehrlenspiel, K.: Integrierte Produktentwicklung. München: Hanser 2003.

FLEISCHER ET AL. 2005

Fleischer, J.; Munzinger, C.; Driess, W.; Strümper, M.; Wauer, J.; Rudolf, C.: Adaptronische Strebe zur Genauigkeitssteigerung. wt Werkstattstechnik online 95 (2005) 5, S. 632-636.

FRAUNHOFER IIS 2009

Fraunhofer IIS: Innovationen in Deutschland.
<<http://www.iis.fraunhofer.de/bf/amm/products/mp3/mp3history/04innovationen.jsp>> - 07.12.2009.

GANGULI ET AL. 2007

Ganguli, A.; Deraemaeker, A.; Preumont, A.: Regenerative chatter reduction by active damping control. *Journal of Sound and Vibration* 300 (2007) 3-5, S. 847-862.

GAWRONSKI 2004

Gawronski, W. K.: *Advanced structural dynamics and active control of structures*. New York: Springer 2004. ISBN: 0387406492. (Mechanical engineering series).

GU ET AL. 2005

Gu, D.-W.; Petkov, P. H.; Konstantinov, M. M.: *Robust control design with MATLAB*. London: Springer 2005. ISBN: 9781852339838. (Advanced textbooks in control and signal processing).

HILBING 2004

Hilbing, R.: *Genauigkeitssteigerung von Präzisionsdrehmaschinen durch aktive Kompensation dynamischer Störungen*. Diss. RWTH Aachen (2004). Aachen: Shaker 2004. ISBN: 3-8322-2981-7. (Berichte aus der Produktionstechnik 16/2004).

HIPKE 2003

Hipke, T.: *Schwingungsdämpfung durch Metallschaum*. *wt Werkstattstechnik online* 93 (2003) 7/8, S. 545.

HOFFMANN 2008

Hoffmann, F.: *Optimierung der dynamischen Bahngenauigkeit von Werkzeugmaschinen mit der Mehrkörpersimulation*. Aachen: Apprimus 2008. ISBN: 978-3-940565-12-9.

HOFFMANN ET AL. 2008

Hoffmann, H.; Reinhart, G.; Zäh, M. (Hrsg.): Münchener Kolloquium - Innovationen für die Produktion. München: Utz 2008. ISBN: 978-3-8316-0844-7.

HUYANAN ET AL. 2007

Huyanana, S.; Sims, N. D.: Vibration Control Strategies for Proof-mass Actuators. *Journal of Vibration and Control* 13 (2007) 12, S. 1785-1806.

ISERMANN 2008

Isermann, R.: *Mechatronische Systeme*. 2. Aufl. Berlin: Springer 2008. ISBN: 978-3-540-32336-5.

ISMAIL ET AL. 2002

Ismail, F.; Ziaei, R.: Chatter suppression in five-axis machining of flexible parts. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 42 (2002) 1, S. 115-122.

JENDRITZA 1998

Jendritza, D. J.: *Technischer Einsatz neuer Aktoren*. 2. Aufl. Renningen-Malmsheim: expert 1998. ISBN: 3-8169-1589-2. (484).

KERN 2009

Kern, S.: *Erhöhung der Prozessstabilität durch aktive Dämpfung von Frässpindeln mittels elektromagnetischer Aktoren*. Diss. Technische Universität Darmstadt (2008). Aachen: Shaker 2009. ISBN: 9783832281328. (Forschungsberichte Mechatronik & Maschinenakustik).

KUO ET AL. 1996

Kuo, S. M.; Morgan, D. R.: *Active Noise Control Systems*. New York: Wiley 1996. ISBN: 0-471-13424-4.

LOCATELLI 2001

Locatelli, G.: *Piezo-actuated adaptive structures for vibration damping and shape control*. Düsseldorf: VDI-Verlag 2001. ISBN: 3-18-330311-6. (Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 11, Schwingungstechnik 303).

MAYER 2003

Mayer, D.: Regelung und Identifikation aktiver mechanischer Strukturen mit adaptiven digitalen Filtern. Diss. Technische Universität Darmstadt (2003).

MEI ET AL. 2006

Mei, C.; Cherng, J. G.; Wang, Y.: Active Control of Regenerative Chatter During Metal Cutting Process. Journal of Manufacturing Science and Engineering 128 (2006) 1, S. 346-349.

MELZ ET AL. 2007

Melz, T.; Thomaier M.: Produktoptimierung durch adaptronische Strukturansätze. wt Werkstattstechnik online 11/12.

MILBERG 1971

Milberg, J.: Analytische und experimentelle Untersuchungen zur Stabilitätsgrenze bei der Drehbearbeitung. Diss. Technische Universität Berlin (1971).

MILBERG 1992

Milberg, J.: Werkzeugmaschinen - Grundlagen. Berlin: Springer 1992. ISBN: 3-540-54538-7.

MÜLLER 1996

Müller, K.: Entwurf robuster Regelungen. Stuttgart: Teubner 1996. ISBN: 3519061732.

MÜLLER-PROTHMANN ET AL. 2009

Müller-Prothmann, T.; Dörr, N.: Innovationsmanagement. München: Hanser 2009. ISBN: 9783446417991.

OERTLI 2008

Oertli, E. T.: Strukturmechanische Berechnung und Regelungssimulation von Werkzeugmaschinen mit elektromechanischen Vorschubantrieben. Diss. Technische Universität München (2008). München: Utz 2008. ISBN: 978-3-8316-0798-3. (Forschungsberichte *iwb* 216).

PALANISAMY ET AL. 2007

Palanisamy, P.; Rajendran, I.; Shanmugasundaram, S.: Optimization of machining parameters using genetic algorithm and experimental validation for end-milling operations. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 32 (2007) 7-8, S. 644-655.

PAN ET AL. 1996

Pan, G.; Xu, H.; Kwan, C. M.; Liang, C.; Haynes, L.; Geng, Z.: Modeling and intelligent chatter control strategies for a lathe machine. *Control Engineering Practice* 4 (1996) 12, S. 1647-1658.

PASCHEDAG 2007

Paschedag, J.: Dämpfung der Motorvibrationen im Kfz mittels Filtered-x-LMS-Algorithmus: Implementierung am Prüfstand und Konvergenzanalyse. Technical reports on Automatic Control (TRAC), Lehrstuhl für Regelungstechnik, TRAC-2, Number 1, 4. Juni 2007.

PASCHEDAG 2008

Paschedag, J.: Aktive Schwingungsisolierung in Kfz-Motoraufhängungen - Systemkonfiguration und Methoden. Diss. Technische Universität München (2008).

PI 2010

PI: Physik Instrumente: Online-Katalog
<<http://www.physikinstrumente.de/de>>, 2010.

PREUMONT 2002

Preumont, A.: *Vibration control of active structures*. 2. Aufl. Dordrecht: Kluwer Acad. Publ. 2002. ISBN: 1-4020-0496-6. (Solid mechanics and its applications 96).

RASHID ET AL. 2006

Rashid, A.; Nicolescu, C. M.: Active vibration control in palletised work-holding system for milling. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 46 (2006) 12-13, S. 1626-1636.

ROTH 2009

Roth, M.: Einsatz und Beurteilung eines aktiven Strukturdämpfers in einem Bearbeitungszentrum. Diss. Technische Universität Darmstadt (2009). Aachen: Shaker 2009. ISBN: 9783832282561. (Schriftenreihe des PTW).

SCHNEIDER 2000

Schneider, C.: Strukturmechanische Berechnungen in der Werkzeugmaschinenkonstruktion. Diss. Technische Universität München (2000). München: Utz 2000. ISBN: 3-89675-789-X. (Forschungsberichte *iwb* 144).

SCHÖNHOFF 2003

Schönhoff, U.: Practical robust control of mechatronic systems with structural flexibilities. Diss. Technische Universität Darmstadt (2002). Aachen: Shaker 2003. (Forschungsberichte Mechatronik & Maschinenakustik).

SCHULZ 2001

Schulz, I.: Automatischer Entwurf adaptiver mechanischer Systeme im Frequenzbereich. Düsseldorf: VDI 2001. ISBN: 3-18-332920-4. (Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 20, Rechnerunterstützte Verfahren 329).

SIEDL 2008

Siedl, D. J.: Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen während Verfahrbewegungen. Diss. Technische Universität München (2008). München: Utz 2008. ISBN: 978-3-8316-0779-2. (Forschungsberichte *iwb* 213).

SIMNOFSKE 2009

Simnofske, M.: Adaptronische Versteifung von Werkzeugmaschinen durch strukturintegrierte aktive Module. Diss. Technische Universität Braunschweig (2009). Essen: Vulkan 2009. ISBN: 9783802783067. (Schriftenreihe des Instituts für Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik der TU Braunschweig).

SIMS 2007

Sims, N. D.: Vibration absorbers for chatter suppression: A new analytical tuning methodology. *Journal of Sound and Vibration* 301 (2007) 3-5, S. 592-607.

TELLBÜSCHER 1986

Tellbüscher, E.: Konstruktion von Dämpfern und deren Einsatz an Rundschleifmaschinen. Diss. Universität Hannover (1986). Düsseldorf: VDI 1986. (Reihe 11: Schwingungstechnik 80).

WEBER 1998

Weber, C.-T.: Ein Beitrag zur optimalen Positionierung von Aktoren in adaptiven mechanischen Strukturen. Düsseldorf: VDI 1998. ISBN: 3-18-326511-7. (Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 11, Schwingungstechnik 265).

WECK ET AL. 2006

Weck, M.; Brecher, C.: *Werkzeugmaschinen*. 8. Aufl. Berlin: Springer 2006a. ISBN: 3-540-22502-1. (Werkzeugmaschinen - Fertigungssysteme 2).

WECK ET AL. 2006

Weck, M.; Brecher, C.: *Werkzeugmaschinen*. 7. Aufl. Berlin: Springer 2006b. ISBN: 3-540-22505-6. (Werkzeugmaschinen - Fertigungssysteme 5).

WECK ET AL. 2003

Weck, M.; Schulz, A.: Adaptiver Reibungsdämpfer. *wt Werkstattstechnik online* 93 (2003) 7/8, S. 535-540.

WEIBENBERGER 2007

Weißberger, M.: Optimierung der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen im rechnergestützten Entwicklungsprozess. Diss. Technische Universität München (2001). München: Utz 2007. ISBN: 978-3-8316-0138-7. (Forschungsberichte *iwb* 166).

WIESEMANN 2003

Wiesemann, S.: Identifikation modaler Sensoren und Aktoren für adaptive Strukturen. Diss. Universität der Bundeswehr, Hamburg (2003).

WITT 2007

Witt, S. T.: Integrierte Simulation von Maschine, Werkstück und spanendem Fertigungsprozess. Diss. RWTH Aachen (2007). Aachen: Shaker 2007. ISBN: 9783832268107. (Berichte aus der Produktionstechnik 2007, 31).

ZÄH 1995

Zäh, M. F.: Dynamisches Prozessmodell Kreissägen. Diss. Technische Universität München (1995). Berlin: Springer 1995. (Forschungsberichte *iwb* 79).