

Lehrstuhl für
Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik
der Technischen Universität München

**Strukturmechanische Berechnungen
in der Werkzeugmaschinenkonstruktion**

Christian Schneider

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. rer. nat. H. Bubb

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. G. Reinhart
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing., Dr. h.c. F. Pfeiffer

Die Dissertation wurde am 10.12.1999 bei der Technischen Universität
München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am
10.04.2000 angenommen.

Forschungsberichte

iwb

Band 144

Christian Schneider

***Strukturmechanische
Berechnungen in der Werkzeug-
maschinenkonstruktion***

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

Herbert Utz Verlag



Forschungsberichte iwb

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

herausgegeben von

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

Die Deutsche Bibliothek – CIP-Einheitsaufnahme
Ein Titeldatensatz für diese Publikation ist
bei Der Deutschen Bibliothek erhältlich

Zugleich: Dissertation, München, Techn. Univ., 2000

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

Copyright © Herbert Utz Verlag GmbH 2000

ISBN 3-89675-789-X

Printed in Germany

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

Geleitwort des Herausgebers

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

Um in dem Spannungsfeld Komplexität, Kosten, Zeit und Qualität bestehen zu können, müssen Produktionsstrukturen ständig neu überdacht und weiterentwickelt werden. Dabei ist es notwendig, die Komplexität von Produkten, Produktionsabläufen und -systemen einerseits zu verringern und andererseits besser zu beherrschen.

Ziel der Forschungsarbeiten des *iwb* ist die ständige Verbesserung von Produktentwicklungs- und Planungssystemen, von Herstellverfahren und Produktionsanlagen. Betriebsorganisation, Produktions- und Arbeitsstrukturen sowie Systeme zur Auftragsabwicklung werden unter besonderer Berücksichtigung mitarbeiterorientierter Anforderungen entwickelt. Die dabei notwendige Steigerung des Automatisierungsgrades darf jedoch nicht zu einer Verfestigung arbeitsteiliger Strukturen führen. Fragen der optimalen Einbindung des Menschen in den Produktentstehungsprozeß spielen deshalb eine sehr wichtige Rolle.

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

Gunther Reinhart

Vorwort

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

Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Joachim Milberg und Herrn Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart, den Leitern dieses Instituts, gilt mein besonderer Dank für die wohlwollende Förderung und großzügige Unterstützung meiner Arbeit.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing., Dr. h.c. F. Pfeiffer, dem Leiter des Lehrstuhls B für Mechanik der Technischen Universität München, möchte ich mich für die Übernahme des Koreferats und die aufmerksame Durchsicht der Arbeit sehr herzlich bedanken.

Weiterhin bedanke ich mich bei allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern sowie allen Studenten, die mich bei meiner Arbeit am Institut und damit auch bei der Erstellung der vorliegenden Arbeit unterstützt haben, recht herzlich.

Zuletzt gilt mein besonderer Dank meiner Familie und allen Freunden, die während der z.T. sehr zeitintensiven Erstellung meiner Arbeit verständnisvoll Rücksicht genommen haben.

München, im August 2000

Christian Schneider

Inhaltsverzeichnis

Tabelle verwendeter Formel- und Kurzzeichen	v
--	----------

Tabelle verwendeter Abkürzungen	vii
--	------------

1 Einleitung	1
1.1 Ausgangssituation	1
1.1.1 Wettbewerbsfähigkeit durch Technologieführerschaft	1
1.1.2 Ansatzpunkt Produktentwicklung	2
1.1.3 Anwendungsbereich Werkzeugmaschinenkonstruktion	4
1.2 Problemstellung	7
1.3 Zielsetzung	9
1.4 Vorgehensweise	10
2 Grundlagen	13
2.1 Inhalt des Kapitels	13
2.2 Konstruktion von Werkzeugmaschinen	13
2.2.1 Einordnung und Begriffsdefinition	13
2.2.2 Konstruktionsmethodik	15
2.2.3 Konstruktionsarten	18
2.2.4 Vorgehensmethodik für die Werkzeugmaschinenkonstruktion	19
2.3 Das Verformungsverhalten von Werkzeugmaschinen	21
2.3.1 Werkzeugmaschinen als nachgiebige Systeme	21
2.3.2 Beanspruchung von Werkzeugmaschinen	23
2.3.3 Auswirkungen auf das Betriebsverhalten von Werkzeugmaschinen	26
2.3.4 Möglichkeiten zur Vermeidung von Störfällen	27
2.3.5 Konstruktion struktursteifer Werkzeugmaschinengestelle	29
2.4 Berechnungs- und Simulationsmethoden	31
2.4.1 Einordnung und Begriffsdefinition	31
2.4.2 Mehrkörpersimulation	32
2.4.3 Finite-Elemente-Methode	33
2.4.4 Methoden der Strukturoptimierung	35
2.4.5 Grenzen der Berechnungs- und Simulationsverfahren	38

3 Stand der Technik	41
3.1 Inhalt des Kapitels	41
3.2 Analyse des Verformungsverhaltens von Werkzeugmaschinen	42
3.2.1 Analyse mechanischer Struktureigenschaften	42
3.2.2 Analyse des Betriebsverhaltens	47
3.3 Optimierung der Struktureigenschaften von Werkzeugmaschinen	49
3.3.1 Bewertung mechanischer Struktureigenschaften	49
3.3.2 Identifikation von Schwachstellen	51
3.3.3 Strukturoptimierung	52
3.4 Integration von Gestaltung und Berechnung	53
3.4.1 Prozeßtechnische Integration	54
3.4.2 Informationstechnische Integration	55
4 Defizite und Handlungsbedarf	59
5 Konzeptionierung eines neuen Vorgehensmodells	63
5.1 Inhalt des Kapitels	63
5.2 Anforderungen an ein verändertes Vorgehen	64
5.3 Problemfokussierung	65
5.3.1 Unbekannte Wirkzusammenhänge bei der Systemgestaltung	65
5.3.2 Geringe Verfügbarkeit systembeschreibender Daten	66
5.3.3 Notwendigkeit der Systembetrachtung	67
5.4 Strategien zur Problembewältigung	68
5.4.1 Änderung der Zielsetzung beim Simulationseinsatz	68
5.4.2 Konsequente Problem- und Prozeßstrukturierung	69
5.5 Konzept des Vorgehensmodells	72
6 Ausarbeitung des Vorgehensmodells	79
6.1 Inhalt des Kapitels	79
6.2 Anforderungen an mechanische Systemeigenschaften	80
6.3 Analyse des globalen Strukturschwingungsverhaltens	82
6.4 Anforderungen an die Systemkomponenten	85
6.5 Entwurf der Systemkomponenten	88
6.5.1 Überblick	88

6.5.2	Einsatz der Topologieoptimierung in der frühen Entwurfsphase	90
6.5.3	Finite-Elemente-Analysen zur Bewertung konstruktiver Varianten	92
6.5.4	Strukturoptimierung	93
6.6	Systemanalyse und Aktualisierung der Anforderungen	96
7	Methoden zur Unterstützung des Vorgehensmodells	99
7.1	Inhalt des Kapitels	99
7.2	Problemorientierte Definition von Beurteilungskriterien	100
7.3	Modellbildung allgemein	103
7.3.1	Abbildung geometrischer Strukturen als FE-Schalenmodelle	103
7.3.2	Arbeiten mit Modellbausteinen	105
7.3.3	Modellaufbereitung durch kinematische Kopplung	108
7.4	Definition abstrakter Analysemmodelle	110
7.5	Auswertung der Analyseergebnisse	114
7.5.1	Identifikation kritischer Eigenschwingungen	114
7.5.2	Identifikation massekritischer Komponenten	116
7.5.3	Identifikation steifigkeitskritischer Komponenten	119
7.6	Definition quasistatischer Lasten	123
8	Softwarewerkzeuge	127
8.1	Zielsetzung und Inhalt	127
8.2	Bereitstellung modellbeschreibender Parameter	127
8.3	Automatisierung von Routinetätigkeiten	129
9	Anwendungsbeispiel	131
9.1	Inhalt des Kapitels	131
9.2	Beispiel Horizontalbearbeitungszentrum	131
9.3	Anwendung des Vorgehensmodells	132
9.4	Bewertung des Vorgehensmodells	136
10	Zusammenfassung	141
Literatur		143

Anhang	161
Rechnerische Ermittlung der Struktursteifigkeit	161
Experimentelle Ermittlung der Struktursteifigkeit	165

Tabelle verwendeter Formel- und Kurzzeichen

Skalare

Zeichen	Beschreibung	Einheit
d_e	Modaler Dämpfungswert zu Eigenfrequenz e	Hz
D_{Le}	Lehrsche Dämpfung zu Eigenfrequenz e	
f	Frequenz	Hz
f_e	Eigenfrequenz e	Hz
k	Statische Federsteifigkeit	$\frac{N}{mm}$
m	Anzahl der modalen Freiheitsgrade (ordnungsreduziert, $m < n$)	
M	Masse	kg
n	Anzahl der Freiheitsgrade des betrachteten Systems	
N_{ij}	Nachgiebigkeit am Freiheitsgrad i bei Krafteinwirkung am Freiheitsgrad j .	$\frac{mm}{N}$
$N_{e ij}$	Resonanznachgiebigkeit zu Eigenfrequenz e	$\frac{mm}{N}$
λ_e	Eigenwert e	
φ_{ei}	Eigenvektorkomponente zu Eigenfrequenz e und Freiheitsgrad i	$\left(\frac{mm}{Ns^2}\right)^{\frac{1}{2}}$
ω	Kreisfrequenz	Hz
ω_e	Eigenkreisfrequenz e	Hz

Funktionen

Zeichen	Beschreibung
G	Übertragungsfunktion
$f(a, b, \dots)$	Funktion in Abhängigkeit von a, b, \dots

Vektoren

Zeichen	Beschreibung
$\{a\}$	Beschleunigungsvektor

$\{F\}$	Kraftvektor
$\{\tilde{F}\}$	Modaler Kraftvektor
$\{s\}$	Modaler Verlagerungsvektor
$\{x\}$	Physikalischer Verlagerungsvektor
$\{\Phi_e\}$	Eigenvektor zu Eigenfrequenz e

Matrizen

Zeichen Beschreibung

$[d]$	Generalisierte (modale) Dämpfungsmatrix (Diagonalstruktur)
$[D]$	Dämpfungsmatrix (viskose Dämpfung)
$[E]$	Einheitsmatrix
$[f]$	Eigenfrequenzmatrix (Diagonalstruktur)
$[G]$	Matrix der modalen Übertragungsfunktionen
$[H]$	Strukturdämpfungsmatrix
$[k]$	Generalisierte (modale) Steifigkeitsmatrix (Diagonalstruktur)
$[K]$	Steifigkeitsmatrix
$[K]_{stat}$	Matrix der statischen Struktursteifigkeit ($= [K]$)
$[K]_{dyn}$	Matrix der dynamischen Struktursteifigkeit
$[\hat{m}]$	Massenmatrix eines Starrkörpers
$[m]$	Generalisierte (modale) Massenmatrix (Diagonalstruktur)
$[M]$	Massenmatrix
$[N]$	Nachgiebigkeitsmatrix
$[N]_{stat}$	Matrix der statischen Nachgiebigkeit
$[N]_{dyn}$	Matrix der dynamischen Nachgiebigkeit ($= [N]$)
$[\Lambda]$	Matrix der Eigenwerte (Diagonalstruktur)
$[Z]$	Matrix der Zerspanprozeßübertragungsfunktionen
$[\Phi]$	Modalmatrix
$[\Phi]^T$	Transponierte Modalmatrix

Tabelle verwendeter Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung
CACE	Computer-Aided Control Engineering
CAD	Computer-Aided Design
CAE	Computer-Aided Engineering
CAM	Computer-Aided Manufacturing
CIM	Computer-Integrated Manufacturing
CSE	Concurrent Simultaneous Engineering
ET	Elektrik/ Elektronik
FEA	Finite Elemente Analyse
FEM	Finite Elemente Methode
FFS	Flexible Fertigungssysteme
FMEA	Fehler-Möglichkeits- und Einfluß-Analyse
IV	Informationsverarbeitung
M	Mechanik
MKS	Mehrköpersimulation
NC	Numeric Control
PPS	Produktions-Planungs-System
QFD	Quality Function Deployment
TCP	Tool Center Point
TQM	Total Quality Management

1 Einleitung

1.1 Ausgangssituation

1.1.1 Wettbewerbsfähigkeit durch Technologieführerschaft

Seit Kriegsende konnte Deutschland als eine der wenigen hochentwickelten Industrienationen bis Ende der 70er Jahre mit sehr stabilen Rahmenbedingungen in industrieller Produktion und industrieller Unternehmensführung rechnen. Veränderungen in den Absatzmärkten waren wegen ihrer geringen Dynamik langfristig klar erkennbar und die Zahl der Wettbewerber mit Zugang zu konkurrenzfähiger Technik begrenzt. Trotz der im internationalen Vergleich hohen Produktionskosten konnte der wirtschaftliche Erfolg als Basis für Wachstum und Wohlstand durch entsprechende Produktivitätssteigerungen gesichert werden (REINHART 1997A, S. 11).

Seitdem verändern sich die Rahmenbedingungen für Industrieunternehmen mit der stetigen Weiterentwicklung der Informations- und Kommunikationstechnik sowie der damit verbundenen Globalisierung der Märkte in immer rasanterem Tempo (LUTZ 1997, S. 321):

- Das Verhalten der wachsenden, über den Globus verteilten Verbrauchergruppen ist von zunehmenden Unstetigkeiten geprägt.
- Junge Unternehmen mit geringen Produktionskosten und Zugang zu neuestem technischen Wissen treten in steigender Anzahl offensiv in den Wettbewerb ein.
- Die weltweite Vernetzung und Abhängigkeit der Finanzmärkte führt zu bisher kaum vorstellbaren, raschen und kaum vorhersehbaren Veränderungen.

Im Rahmen einer nicht enden wollenden Standortdebatte kamen Wirtschaftsexperten immer wieder zu dem Ergebnis, daß eine Sicherung der Wettbewerbsfähigkeit deutscher Unternehmen nicht mehr mit den alten und bewährten Unternehmensstrategien und -strukturen sichergestellt werden könne, sondern die Bereitschaft zum Wandel, zu einem grundlegenden Umdenken erforderlich wäre. Neue Managementstrategien und -methoden (Bild 1-1) wurden in immer kürzeren Abständen entwickelt und als Schlagworte wie *Lean Management* oder *Total Quality Management* von der Industrie aufgegriffen, meist jedoch nicht konsequent umgesetzt (MILBERG 1994, S. 17).

Als wesentlicher Wettbewerbsfaktor kristallisiert sich dabei mehr und mehr die Fähigkeit von Unternehmen heraus, innovative Ideen zu entwickeln und zügig in reale Pro-

zesse oder Produkte zu überführen, um schnell auf ein verändertes Verbrauchsverhalten der Kunden reagieren oder neue Wachstumsmärkte erschließen zu können. Nur durch diesen hohen Grad an Innovationsfähigkeit lässt sich die Technologieführerschaft erreichen, die notwendig ist, um die erhöhten Produktionskosten am Standort Deutschland auf die Marktpreise umlegen und damit die Rentabilität der Unternehmen weiter sicherstellen zu können (REINHART 1997B, S. 175). Einer Studie der Prognos GmbH zu Folge (PROGNOS 1996) sehen 83% aller deutschen Unternehmen die Entwicklung und Markteinführung neuer Produkte und Dienstleistungen als eine der bedeutendsten Herausforderungen der Zukunft an. Unterstrichen wird dies durch die Erfolgsmeldungen in deutschen Tageszeitungen, nach denen sich heute die Entscheidung vieler Unternehmen bezahlt macht, ihre Produktpalette komplett überarbeitet und den Bedürfnissen des Marktes angepaßt zu haben.

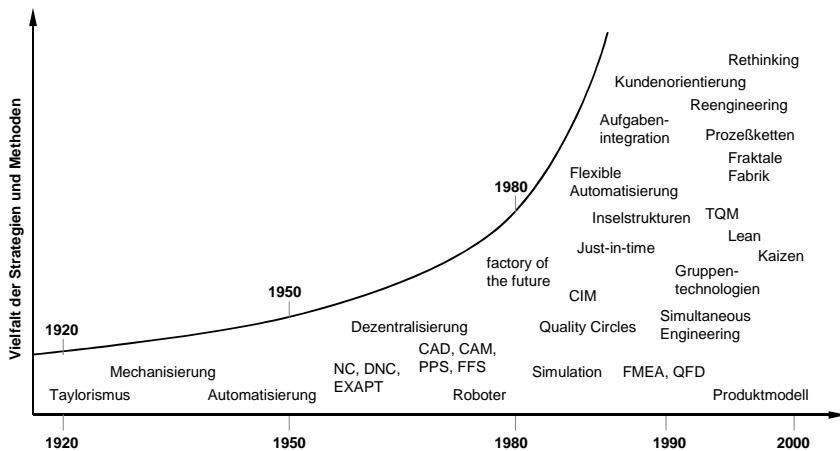


Bild 1-1: Managementstrategien und Methoden im Wandel der Zeit
(nach MILBERG 1994, S. 27)

1.1.2 Ansatzpunkt Produktentwicklung

In den Brennpunkt der unternehmerischen Bemühungen zur Stärkung der Wettbewerbsposition rückt damit zunehmend die Produktentwicklung. Hier werden alle wesentlichen produktbezogenen Faktoren, die später über den Erfolg oder Mißerfolg des Produktes am Markt entscheiden, festgelegt, so daß diese frühe Phase der Produktentstehung die meisten Optimierungspotentiale bietet (Bild 1-2). Mit neuen Strategien und Methoden in der Produktentwicklung sollen die Voraussetzungen ge-

schaffen werden, Produkte in wachsender Vielfalt, Komplexität und Qualität in immer kürzeren Zyklen zur Marktreife entwickeln zu können.

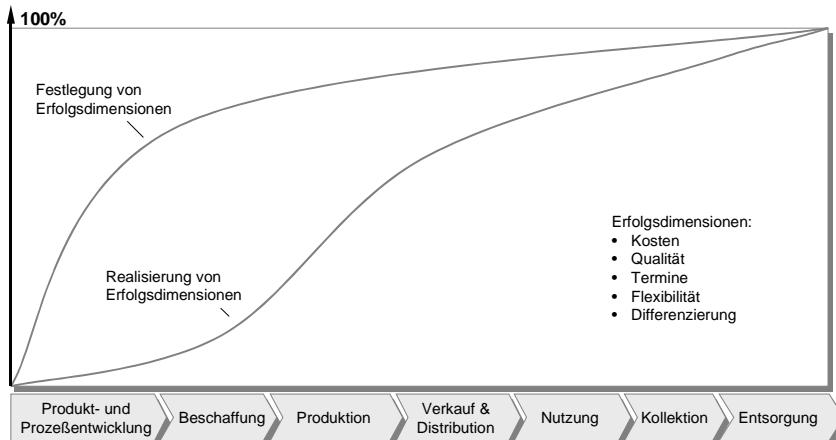


Bild 1-2: Festlegung und Realisierung von Erfolgsdimensionen (SPECHT 1997)

Um dieses Ziel zu erreichen, wurden in der jüngsten Vergangenheit vermehrt Reengineering-Projekte gestartet, wobei die dabei umgesetzten Konzepte im wesentlichen auf den Grundgedanken des *Concurrent Simultaneous Engineering* (kurz CSE; Begriff hier nach BULLINGER & WARSCHAT 1996) basieren. Die Hauptkomponenten dieser Managementstrategie bestehen aus den drei Faktoren der Parallelisierung, Integration und Standardisierung (Bild 1-3).

Neben aufbau- und ablauforganisatorischen Aspekten fällt beim Concurrent Simultaneous Engineering der Informations- und Kommunikationstechnik eine besondere Rolle zu. In Produktentwicklungsprozessen, in denen mehrere Personen aus unterschiedlichen Unternehmensbereichen parallel an der Entwicklung eines Produkts arbeiten, müssen alle verfügbaren Produkt- und Prozeßinformationen zu jedem Zeitpunkt an jedem Ort strukturiert zur Verfügung stehen, um maximale Transparenz zu schaffen und Fehlentwicklungen aufgrund mangelnder Abstimmung der beteiligten Partner zu vermeiden. Mit dem Einzug der 3D-CAD-Technologie lösen dabei graphische Informationen aufgrund ihrer besseren Verständlichkeit textuelle Informationen mehr und mehr ab. Einige Unternehmen der Großindustrie, insbesondere im Automobil- und Luftfahrtbereich, arbeiten bereits heute an der Umsetzung ihrer Vision, alle Produktdaten und Unternehmensprozesse in digitaler Form abzubilden, zu verwalten und zu optimieren.

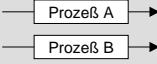
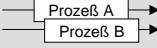
Fokus	Maßnahmenbeispiele
Parallelisierung 	Reduzierung v. Entwicklungszeiten <ul style="list-style-type: none"> • Eliminierung von Zeitpuffern • Simultane Ausführung unabhängiger Prozesse • Zeitliche Überlappung abhängiger Prozesse • ...
Integration 	Qualität & Synergien <ul style="list-style-type: none"> • Integration von Funktionen und Daten • Integration des Kunden und Lieferanten • Bildung interdisziplinärer Projektteams • ...
Standardisierung 	Transparenz & Stabilität <ul style="list-style-type: none"> • Produktstrukturierung, -modularisierung • Standardisierung elektrischer, mechanischer und informationstechnischer Schnittstellen • Standardisierung von Abläufen und Schnittstellen in der Unternehmensorganisation

Bild 1-3: Komponenten des Concurrent Simultaneous Engineering (nach BULLINGER & WARSCHAT 1996)

In diesem Zusammenhang gewinnen rechnergestützte Berechnungs- und Simulationsmethoden, im folgenden unter dem Sammelbegriff der CAE-Methoden zusammengefaßt, an Bedeutung. Einem Bericht der PRODUKTION 1998 (S. 4) zu Folge haben im Jahre 1997 bereits 30% aller CAD anwendenden Unternehmen auf die Möglichkeiten entsprechender Simulationssysteme zurückgegriffen, wobei die Steigerungsraten verkaufter Lizenzen die der 3D-CAD-Systeme sogar übertreffen. Die Anwendung von CAE-Methoden erlaubt dem Ingenieur, Produkteigenschaften und Produktionsabläufe bereits in frühen Phasen der Produktentstehung zu untersuchen und ggf. zu verbessern. Dieser, als *Virtual Prototyping* bezeichnete Prozeß unterstützt dabei wesentlich die beiden Elemente Integration und Parallelisierung des Concurrent Simultaneous Engineering, indem sowohl aus Sicht der zeitlichen Abläufe wie auch der Organisationsstruktur eine deutlich engere Verzahnung von Konstruktions-, Versuchs- und Planungstätigkeiten erzielt werden kann.

1.1.3 Anwendungsbereich Werkzeugmaschinenkonstruktion

Ob und wie Berechnungs- und Simulationsmethoden in der Produktentwicklung eingesetzt werden, hängt stark vom Produkt und der Unternehmensstruktur ab. So fertigen die fast ausschließlich mittelständisch geprägten Unternehmen des Werkzeugmaschinenbaus mit hochqualifiziertem Personal komplexe, hochtechnologische Produkte in geringen bis mittleren Stückzahlen. Aufgrund des geringen Automatisie-

rungsgrades in Fertigung und Montage spielt die Simulation von Produktionsprozessen mit dem Ziel einer erhöhten Sicherheit bei der Produktionsplanung im Gegensatz zu Industriezweigen mit Großserienproduktion eine eher untergeordnete Rolle. Im Vordergrund steht dagegen das Produkt selbst. Mit Hilfe der Simulationstechnik sollen die vielfältigen physikalischen Zusammenhänge geklärt und die Produktkomplexität beherrschbar gemacht werden, um die Konstrukteure auf ihrer Suche nach einer intelligenten Maschinenkonstruktion mit überdurchschnittlicher Qualität bei gleichzeitig geringen Herstellungskosten zu unterstützen.

Der Begriff der Qualität soll hier im Sinne der Erfüllung der Kundenanforderungen verstanden werden. Bild 1-4 zeigt eine Zusammenstellung der wichtigsten Anforderungen.

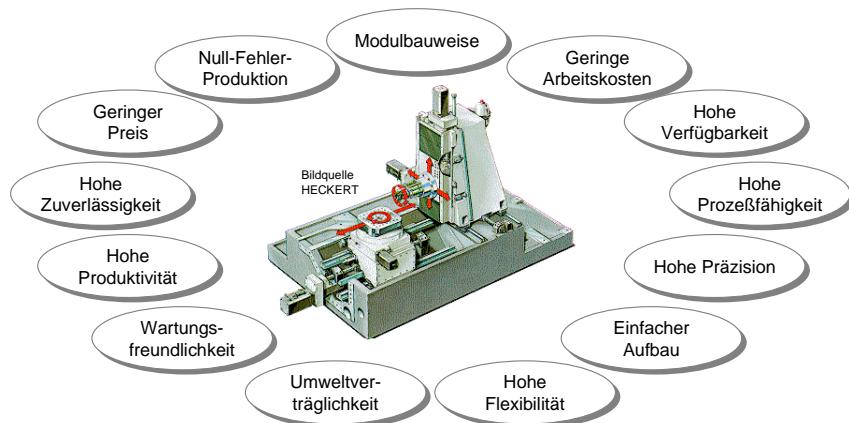


Bild 1-4: Anforderungen an Werkzeugmaschinen (SPUR 1996A)

Ein Großteil dieser Qualitätsmerkmale ist dabei direkt abhängig vom Strukturverhalten der Maschine und wird damit zum überwiegenden Teil in der mechanischen Konstruktion durch Werkstoffwahl, sowie Auswahl, Gestaltung und Anordnung der Maschinenkomponenten festgelegt. Unter dem Strukturverhalten einer Maschine wird hier das Last-/ Verformungsverhalten bei Einwirken zeitlich konstanter (statischer) oder veränderlicher (dynamischer) Lasten im Sinne von Kräften oder Momenten verstanden. Obwohl auch thermische Effekte das Strukturverhalten von Werkzeugmaschinen maßgeblich beeinflussen, wird ihre Untersuchung und Optimierung aufgrund der unabhängigen Wirkmechanismen und hohen Problemkomplexität traditionell als eigenständige wissenschaftliche Disziplin betrachtet und im Rahmen der vorliegen-

den Arbeit nicht berücksichtigt. Der interessierte Leser sei hier an einschlägige Literatur wie z. B. WECK 1991 verwiesen.

Die hohe Bedeutung eines günstigen Strukturverhaltens führt dazu, daß Werkzeugmaschinengestelle insbesondere in Hinblick auf hohe Steifigkeit konstruiert werden müssen. Die Schlüsselrolle im Entwicklungsprozeß fällt dabei dem Konstrukteur zu, der neben seinen Fachkenntnissen aus dem Bereich der technischen Mechanik auch umfangreiches Wissen aus fachfremden Disziplinen wie der Elektro-, Fertigungs- und Montagetechnik einbringen muß, um Funktion, Qualität und Wirtschaftlichkeit seiner konstruktiven Lösung sicherstellen zu können. Der Konstrukteur in seiner heutigen Funktion ist damit zwar mehr und mehr als Koordinator und Integrator zu verstehen, muß aber dennoch seine Rolle als technischer Spezialist in Fragen der konstruktiven Gestaltung und Dimensionierung wahrnehmen.

Zur Lösung dieser Aufgabe konnte sich der Konstrukteur in der Vergangenheit lediglich auf seine Erfahrung, die Ergebnisse wissenschaftlicher Untersuchungen in Form von Konstruktionsrichtlinien (z. B. LOEWENFELD 1959, DREYER 1966, HEIMANN 1977, WECK & STEINKE 1982, WECK & VONDERHAGEN 1991, ASBECK 1995) sowie auf einschlägiges Regelwerk zur beanspruchungsgerechten Konstruktion stützen (z. B. OPITZ 1971, ZHAO & BEITZ 1995). Eine Überprüfung der so entstandenen Maschinenstruktur fand im klassischen Entwicklungsprozeß ausschließlich anhand von Versuchen an Hardwareprototypen statt. Untersucht werden dabei zum einen die Arbeitsgenauigkeit der Maschine durch Prüfung von Oberflächengüte, Form- und Maßhaltigkeit bearbeiteter Standard-Werkstücke und zum anderen die Produktivität der Maschine anhand von Schruppbearbeitungsversuchen an ihrer Leistungsgrenze (z. B. beim „Leistungsfräsen“). Können bei diesen Untersuchungen ausreichend gute Maschineneigenschaften festgestellt werden, wird die Maschine für die Serienproduktion freigegeben. Ist dies nicht der Fall, sind weitere Versuchsreihen anzuschließen, um die Ursache des festgestellten Problems eingrenzen und aufdecken zu können. Dieser Prozeß des „Trouble Shooting“ kann sich dabei u. U. sehr zeit- und kostenintensiv gestalten und den Zeitpunkt der Markteinführung deutlich verzögern. Zusätzliche Aufwendungen treten insbesondere dann auf, wenn aufgrund mangelnden eigenen Know-hows oder fehlender meßtechnischer Ausrüstung externe Dienstleistungen in Anspruch genommen werden müssen. Weitere erhebliche Zeit- und Kostennachteile ergeben sich durch die Notwendigkeit, vorgeschlagene Optimierungsmaßnahmen erst in „Stahl und Eisen“ realisieren zu müssen, um ihre Wirksamkeit überprüfen zu können.

Für Berechnungs- und Simulationstechnologien ergibt sich ein nahezu ideales Anwendungsfeld. Dadurch, daß sie eine Analyse von Produkteigenschaften bereits anhand von Modellen (virtuellen Prototypen) ermöglichen, können erste Optimierungsschritte auch ohne Fertigung eines Prototypen und aufwendige Versuchsreihen durchgeführt und auf ihre Wirksamkeit überprüft werden. Etwaige Konstruktionsfehler oder -schwächen können so frühzeitig entdeckt oder bereits in ihrer Entstehung vermieden werden. Wie Bild 1-5 zeigt, kann dies zu einer deutlichen Verkürzung der Optimierungszyklen führen, wodurch die Voraussetzung für ihr mehrfaches Durchlaufen und die damit einhergehende Qualitätssteigerung des Produkts auch unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten geschaffen wird.

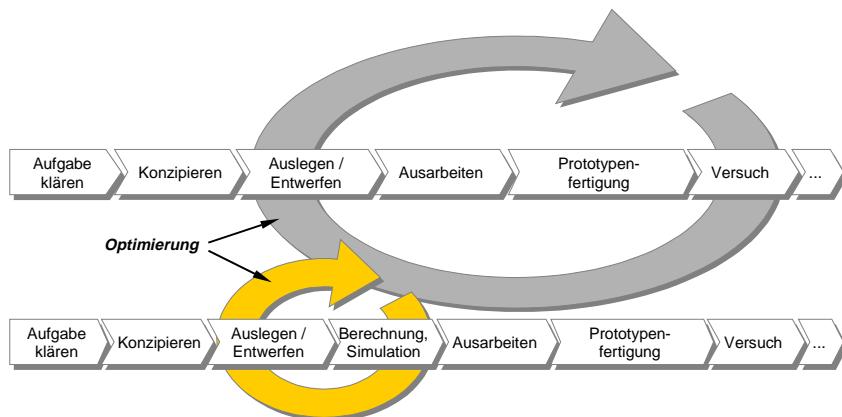


Bild 1-5: Verkürzung der Optimierungszyklen im iterativen Konstruktionsprozeß durch Virtual Prototyping

1.2 Problemstellung

Dem Leitgedanken des Virtual Prototyping folgend, sind strukturmechanische Berechnungen auf Basis der Finite-Elemente-Methode (FEM) heute bereits vielfach zu einem festen Bestandteil im Entwicklungsprozeß von Werkzeugmaschinen geworden. Analysiert und optimiert werden dabei insbesondere Kraftfluß und Dimensionierung einzelner Bauteile bei definierten statischen Lastfällen. Vereinzelt wird auch die statische Steifigkeit der gekoppelten Gesamtstruktur untersucht, um zu einem realen und vergleichbaren Kriterium zur Bewertung der Maschinensteifigkeit zu gelangen.

Von immer größerer Bedeutung für die Erfüllung der Kundenanforderungen wird gegenüber dem statischen das dynamische Verformungsverhalten von Werkzeugmaschinen. Begründet liegt dieser Trend in den zerspanungstechnologischen und antriebstechnischen Entwicklungen der letzten Jahre. Verbesserte Schneidstoffe ermöglichen so z. B. den praxistauglichen Einsatz der Hochgeschwindigkeitsbearbeitung, welche - eingesetzt zur Bearbeitung von komplexen Konturen im Werkzeug- und Formenbau - aufgrund der hohen geforderten Vorschubgeschwindigkeiten zu höheren Achsbeschleunigungen und damit zu einer steigenden dynamischen Belastung der Maschinenstruktur führt. Von Seiten der Antriebstechnik wurde diesem Trend zu hochdynamischen Achsbewegungen durch die Weiterentwicklung von Spindel- und Lineardirektantrieben Rechnung getragen.

Damit wird die mechanische Struktur mehr und mehr zum leistungsbegrenzenden Faktor hochdynamischer Werkzeugmaschinen. Einerseits müssen alle bewegten Massen auf ein Minimum reduziert werden, um die geforderten Achsbeschleunigungen realisieren zu können, andererseits muß die Struktur noch eine ausreichend hohe statische und dynamische Struktursteifigkeit aufweisen, um nach wie vor die geforderte Genauigkeit und Stabilität sowohl der Antriebsregelung, wie auch des Zerspanprozesses sicherstellen zu können. Der Konstrukteur steht vor einem Zielkonflikt, der ohne Rechnerunterstützung kaum mehr lösbar erscheint (Bild 1-6).

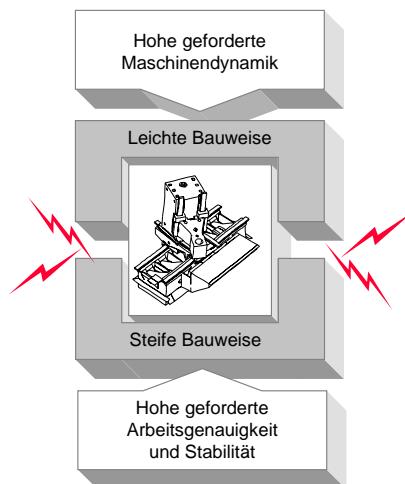


Bild 1-6: Problematik konkurrierender Konstruktionsziele

Wie im wissenschaftlichen Umfeld, z. B. durch FINKE 1977, schon früh gezeigt wurde, können strukturdynamische Berechnungen auf Basis der Finite-Elemente-Methode einen wesentlichen Beitrag zur Lösung dieses Problems liefern. Mehrere Berichte von Projekten, in denen mit Hilfe von Finite-Elemente-Analysen die dynamischen Eigenschaften von Werkzeugmaschinen nachweislich verbessert werden konnten, dokumentieren die generelle Tauglichkeit dieser Methode (s. z. B. CERETTI U.A. 1995, REINHART & SCHNEIDER 1997).

Auffällig ist, daß sich diese Art der Berechnung im Gegensatz zu statischen FE-Analysen in der Praxis bislang noch nicht als fester Bestandteil von Produktentwicklungsprozessen im Werkzeugmaschinenbau etablieren konnte, sondern noch immer meist akademischen Charakter aufweist. Nach Ansicht der Entscheidungsträger in den Unternehmen sind strukturdynamische Berechnungen aufgrund des erhöhten Zeit- und Kostenaufwands für Modellbildung, Berechnung und Ergebnisinterpretation sowie wegen ihrer vergleichsweise geringen Ergebnisuverlässigkeit und dem damit verbundenen geringen Nutzen aus wirtschaftlichen Gründen häufig nicht vertretbar.

Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß zwar grundsätzlich geeignete Methoden und Werkzeuge zur Verfügung stehen, um Unterstützung bei der Lösung von zunehmend komplexen Konstruktionsaufgaben zu bieten, die Wirtschaftlichkeit ihrer Anwendung aber nicht immer gegeben ist.

1.3 Zielsetzung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll daher ein spezielles, auf die Bedürfnisse der Werkzeugmaschinenindustrie zugeschnittenes Konzept zur problemorientierten Anwendung von Methoden zur Simulation des strukturdynamischen Last-/ Verformungsverhaltens in der Produktentwicklung ausgearbeitet werden. Durch die frühzeitige Bereitstellung zusätzlicher Informationen soll der Nutzen des Simulationseinsatzes erhöht und damit die Effizienz simulationsgestützter Konstruktionsprozesse weiter verbessert werden.

Im Vordergrund steht dabei die Frage, wie Berechnungs- bzw. Simulationsschritte in den Konstruktionsablauf eingebunden werden sollen, um möglichst viele und vor allem wertvolle Informationen für die weitere, anforderungsgerechte Gestaltung des Produkts zu erhalten, ohne den dafür erforderlichen Mehraufwand für Modellbildung, Ergebnisaufbereitung und -interpretation unnötig in die Höhe zu treiben. Angestrebt wird also eine Qualitätsverbesserung des Produkts, die nicht in bedeutendem Maße zu Lasten von Entwicklungszeit und -kosten realisiert wird. Im Gegenteil, sie soll dazu beitragen, Nachbesserungsarbeiten in den der Konstruktion nachgeschalteten Bereichen durch die frühzeitige Erkennung und Vermeidung konstruktiver Fehler von vornherein zu vermeiden und somit den Produktentstehungsprozeß effizienter zu gestalten.

Das Konzept soll dabei speziell auf rechnergestützte Konstruktionsprozesse von Werkzeugmaschinen zugeschnitten werden. Werkzeugmaschinen sind in diesem Zusammenhang als komplexe Systeme, bestehend aus mehreren mechanisch ge-

koppelten Einzelkomponenten zu verstehen, die sowohl bei einwirkenden statischen wie auch vor allem bei einwirkenden dynamischen Lasten ein günstiges Verformungsverhalten aufweisen müssen.

1.4 Vorgehensweise

Zur Bearbeitung der Aufgabenstellung wurde nach dem Grundschema eines allgemeinen Problemlösungsprozesses vorgegangen, der nach PAHL & BEITZ 1993 (S. 78) durch die Schritte der Konfrontation, Information, Definition, Kreation sowie der Beurteilung und Entscheidung gekennzeichnet ist. Die Vorgehensweise zur Problemlösung spiegelt sich dabei direkt in der nachfolgend beschriebenen und in Bild 1-7 dargestellten Struktur der vorliegenden schriftlichen Arbeit wider.

Konfrontation: Im aktuellen Kapitel der Einleitung wurde der Leser zunächst für die Thematik sensibilisiert und mit dem grundlegenden Problem konfrontiert.

Information: Weitere Hintergrundinformationen aus den Themenbereichen der Maschinendynamik, Konstruktionsmethodik und Simulationstechnik sollen dem Leser im anschließenden Kapitel 2 gegeben werden, um ihm die für das weitere Verständnis der Arbeit erforderlichen Grundkenntnisse zu vermitteln und diverse Begrifflichkeiten zu klären. Den aktuellen Stand der Technik legt dagegen Kapitel 3 dar. Im Gegensatz zum Grundlagenkapitel, das ein relativ weites Themenspektrum abdeckt, wurde der Inhalt hierbei auf die Beschreibung von Erkenntnissen aus wissenschaftlichen und praktischen Arbeiten fokussiert, die sich unmittelbar mit rechnergestützten Methoden zur Simulation und Optimierung des dynamischen Maschinenverhaltens und ihrer Anwendung im Konstruktionsprozeß von Werkzeugmaschinen beschäftigen.

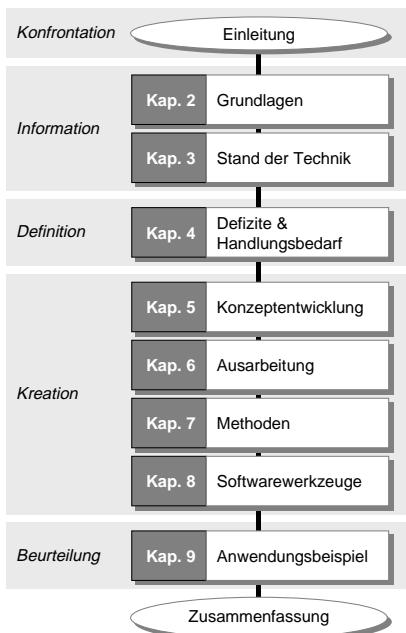


Bild 1-7: Vorgehensweise und Struktur der Arbeit

Definition: Die Defizite bestehender Ansätze werden im anschließenden Kapitel 4 diskutiert, um daraus schließlich den weiteren Handlungsbedarf als Motivation dieser Arbeit ableiten zu können und ihr konkretes Ziel zu definieren.

Kreation: Den eigentlichen schöpferischen Teil bilden die Kapitel 5 mit 8, in denen nach dem Top-Down-Vorgehensprinzip zunächst das Grundkonzept eines neuen Vorgehensmodells für die simulationsgestützte Konstruktion von Werkzeugmaschinen entwickelt (Kapitel 5) und dieses schließlich in seinen Teilschritten weiter ausgearbeitet wird (Kapitel 6). Noch stärker ins Detail geht Kapitel 7, das einen Baukasten verschiedenster Methoden bereitstellt, die bei konkreter Anwendung der neu definierten Vorgehensweise wertvolle Hilfestellung bei Modellierungs- und Auswertungsschritten bieten und nach ihrer programmtechnischen Umsetzung und Implementierung in marktübliche CAE-Software-Umgebungen (Kapitel 8) zur weiteren Effizienzsteigerung des simulationsgestützten Konstruktionsprozesses beitragen sollen.

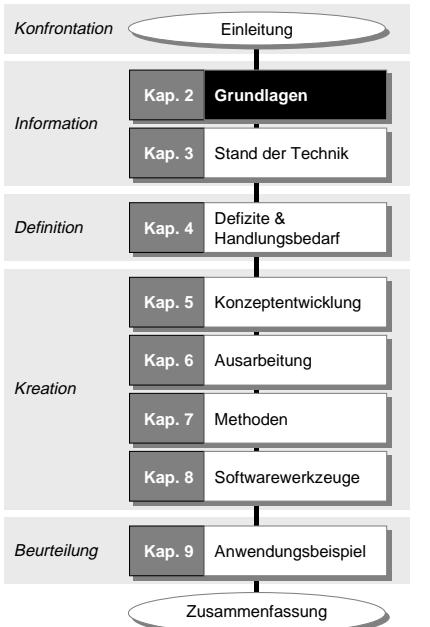
Beurteilung: Im abschließenden Kapitel 9 werden schließlich Tauglichkeit und Nutzen des neu definierten Vorgehensmodells sowie der entwickelten Methoden und Tools am Beispiel der Konstruktion eines Horizontalbearbeitungszentrums in moderner „Box-in-Box“-Bauweise belegt.

2 Grundlagen

2.1 Inhalt des Kapitels

Nachdem der Darstellung der globalen Problemstellung und der daraus abgeleiteten, generellen Zielsetzung sollen nun alle für das Verständnis der Arbeit erforderlichen Grundlagen vermittelt und die im weiteren Verlauf der Arbeit verwendeten Begrifflichkeiten geklärt werden.

Zunächst werden die wesentlichen Inhalte einer allgemeinen Vorgehensmethodik zur Konstruktion technischer Produkte beschrieben und für den Anwendungsfall der Werkzeugmaschinenkonstruktion konkretisiert (Abschnitt 2.2). In Abschnitt 2.3 folgt eine detailliertere Diskussion der Wirkzusammenhänge bei statischen und dynamischen Verformungen von Werkzeugmaschinen. Mit einer knappen Vorstellung von Simulationsmethoden, ihren Einsatzgebieten und erforderlichen Randbedingungen in Abschnitt 2.4 wird das Kapitel schließlich abgeschlossen.



2.2 Konstruktion von Werkzeugmaschinen

2.2.1 Einordnung und Begriffsdefinition

Nach VDI-RICHTLINIE 2221 wird das Konstruieren definiert als Gesamtheit aller Tätigkeiten, mit denen ausgehend von einer Aufgabenstellung die zur Erstellung und Nutzung eines Produkts notwendigen Informationen erarbeitet werden und in der Festlegung der Produktdokumentation enden. Diese Tätigkeiten schließen die ma-

terielle Zusammensetzung der einzelnen Funktionen und Teile eines Produkts, den Aufbau zu einem Ganzen und das Festlegen aller Einzelheiten ein.

Das Konstruieren ist damit Bestandteil des Produktentwicklungsprozesses, in dem alle Tätigkeiten zusammengefaßt werden, die zur Erreichung eines neuen, serienreifen Produkts auch unter Mitwirkung nicht-technischer Bereiche wie Vertrieb oder Einkauf erforderlich sind. Die Produktentwicklung endet nach diesem Verständnis mit der Produktionsfreigabe (LINNER 1997, S. 8).

Unter dem Prozeß der Produkterstellung soll dagegen der Vorgang zur Erzeugung eines Produkts von der Idee bis zur ersten Auslieferung verstanden werden. Er schließt zusätzlich Produktion und Vertrieb ein (EHRLENSPIEL 1995, S. 120) und entspricht damit annähernd der technischen Auftragsabwicklung, welche zwar noch die Produktion, aber nicht mehr den Vertrieb des Produkts beinhaltet (EVERSHEIM 1990, S. 109).

Konstruktion, Produktentwicklung und Produkterstellung können demnach wie in Bild 2-1 dargestellt in den Produktlebenszyklus eingeordnet werden.

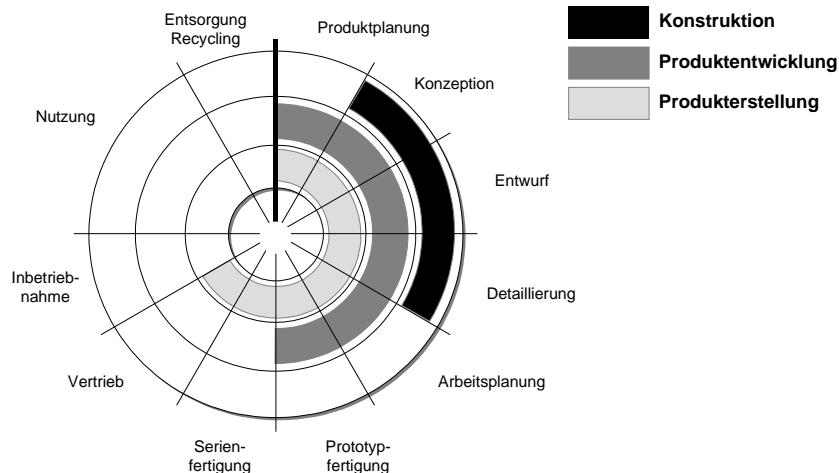


Bild 2-1: Einordnung in den Produktlebenszyklus (EHRLENSPIEL 1995, SANFT 1995)

Als Begriffe für Abteilungen werden Konstruktion und Entwicklung oft synonym gebraucht. In der Praxis ist die Entwicklung der Konstruktion jedoch organisatorisch übergeordnet und umfaßt zusätzlich die Abteilungen Versuch, Musterbau und Be-

rechnung, sowie die Stabsstellen Normung, CAD-Betreuung, Patentwesen und Wertanalyse (EHRLENSPIEL 1995, S. 200).

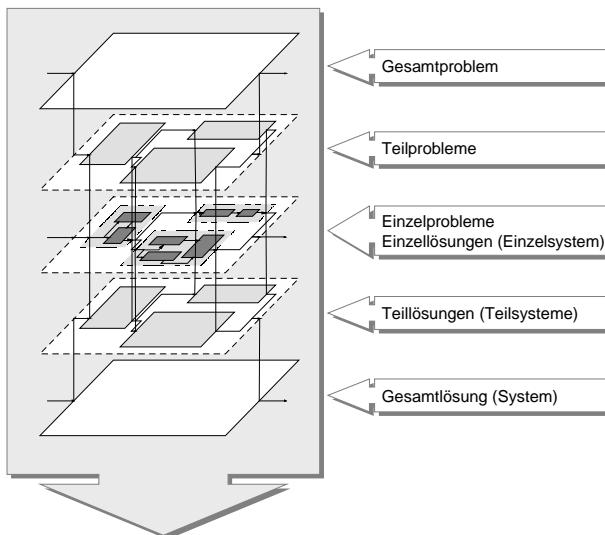
2.2.2 Konstruktionsmethodik

Konstruktionsmethoden beschreiben objektungebundene Vorgehensweisen, die eine Entwicklung qualitativ besserer und wirtschaftlicherer Produkte, die Rationalisierung des Konstruktionsprozesses, sowie die Integration der Datenverarbeitung in den Entwicklungs- und Konstruktionsprozeß ermöglichen sollen. In VDI-RICHTLINIE 2221 wurden die Erkenntnisse einer Vielzahl solcher in der Vergangenheit entwickelten Methoden zu einer allgemeingültigen Methodik zum Entwickeln und Konstruieren im Maschinen-, Anlagen- und Apparatebau zusammengefaßt und geordnet. Eine detailliertere Beschreibung der einzelnen Methoden findet sich u. a. bei ROTH 1982, HUBKA 1984, RODENACKER 1984, EHRLENSPIEL 1985, KOLLER 1994 und LINDEMANN 1999) Eine kurze und übersichtliche Gegenüberstellung der bedeutendsten Konstruktionslehren und ihrer Methoden haben PAHL & BEITZ 1993 (S. 19-23) ausgearbeitet.

Wesentliche Grundlagen der Konstruktionsmethodik sind Nomenklatur und Instrumentarium der Systemtechnik als interdisziplinäre Problemlösungsmethodik. Das systemtechnische Vorgehensmodell basiert dabei nach HABERFELLNER U.A. 1997 (S. 29) auf den vier Grundgedanken,

- nach dem „Top-Down“-Prinzip, d. h. vom Groben zum Detail vorzugehen,
- generell mehrere alternative Lösungsvarianten zu berücksichtigen, statt sich mit der erstbesten Lösung zufrieden zu geben (*Prinzip der Variantenbildung*),
- den Prozeß der Lösungsfindung und -realisierung zeitlich in einen Phasenablauf zu gliedern, und
- zur Problemlösung einen allgemeingültigen, phasenunabhängigen Vorgehensleitfaden anzuwenden.

Bei Anwendung des Top-Down-Vorgehensprinzips zur Lösung komplexer Probleme wird der Problemlösungsprozeß in parallel laufende Prozesse zur Lösung von Teilproblemen mit geringerer Komplexität aufgegliedert. Gemäß Bild 2-2 wird diese Aufgliederung solange wiederholt, bis die Teilprobleme einen handhabbaren Komplexitätsgrad erreicht haben, einzeln gelöst und die Einzellösungen anschließend zu einer Gesamtlösung verknüpft werden können. So werden zunächst in einer prinzipiellen Lösung die grundlegenden Zusammenhänge und erst in einem realisierbaren Entwurf die weiteren Einzelheiten festgelegt.



*Bild 2-2: Problem- und Systemstrukturierung im Problemlösungsprozeß
(VDI-RICHTLINIE 2221, HABERFELLNER U.A. 1997, S. 18)*

Der Lebenszyklus eines technischen Produkts wird nach VDI-RICHTLINIE 2221 in die Lebensphasen Programmstudie, Systemvorstudie, Systementwicklung, Systemherstellung, Systemeinführung, Systembetrieb und Systemwechsel gegliedert. Auf alle Lebensphasen kann dabei die gleiche Problemlösungsstrategie, die durch die Abfolge der Arbeitsschritte Problemanalyse, Problemformulierung, Systemsynthese, Systemanalyse, Beurteilung und Entscheidung gekennzeichnet ist, angewandt werden. Da bei der Entwicklung komplexer Systeme die einfache Aneinanderreihung der einzelnen Vorgehensschritte aber nicht mehr zur Lösungsfindung ausreicht, müssen die Problemlösungsschritte z. T. in mehrfachen Wiederholungszyklen durchlaufen werden. Dieses iterative Vorgehen führt zum Anheben des Informationsniveaus für einen erneut zu durchlaufenden Schritt und wurde in Bild 2-3 für die Lebensphase der Systementwicklung grafisch angedeutet.

In Anlehnung an diese Problemlösungsstrategie der Systemtechnik wird in VDI-RICHTLINIE 2221 ein generelles, branchenübergreifendes Vorgehen zur Entwicklung und Konstruktion technischer Produkte vorgeschlagen. Nach Bild 2-4 umfaßt dieser Vorgehensplan sieben Arbeitsabschnitte, deren Ergebnisse entsprechend zu dokumentieren sind (s. a. EHRLENSPIEL 1995).

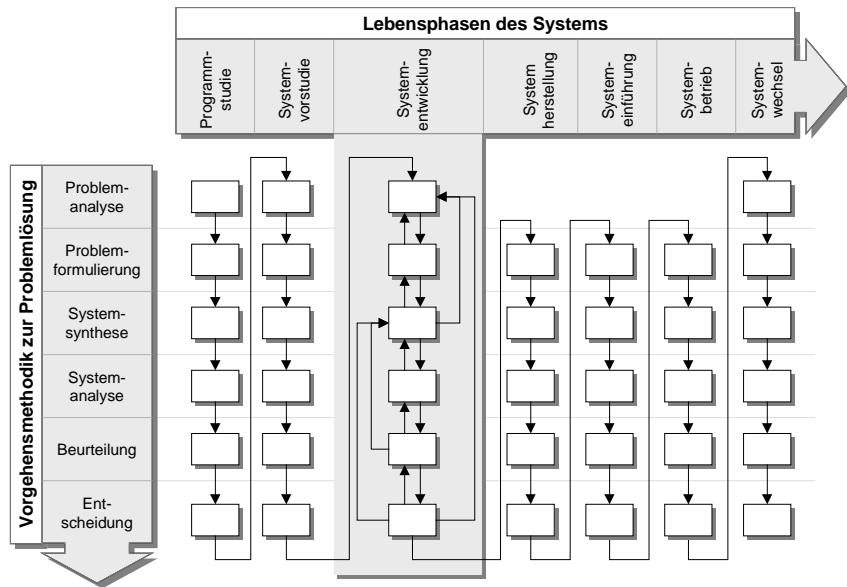


Bild 2-3: Systemtechnisches Vorgehensmodell und Problemlösungszyklen
(VDI-RICHTLINIE 2221, HABERFELLNER U.A. 1997)

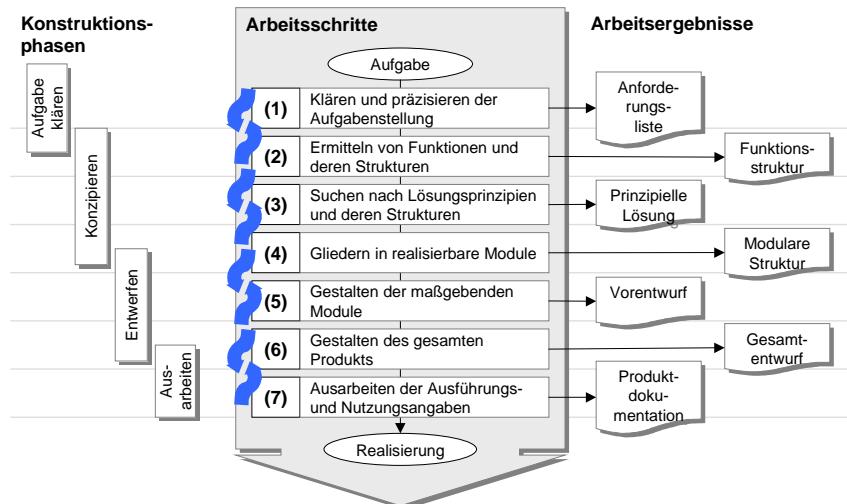


Bild 2-4: Arbeitsschritte und Phasen der Konstruktion
(VDI-RICHTLINIE 2221, PAHL & BEITZ 1993)

Obwohl diese Vorgehensmethodik auch im Werkzeugmaschinenbau generelle Gültigkeit besitzt und auch angewandt wird, hat sich im allgemeinen Sprachgebrauch ein anderes, nämlich das 4-stufige Phasenmodell für den Maschinenbau nach PAHL & BEITZ 1993 (S. 80) durchgesetzt. Die vier Phasen der Konstruktion werden danach wie folgt definiert:

- Phase 1: Planen und Aufgabe klären (informative Festlegung),
- Phase 2: Konzipieren (prinzipielle Festlegung),
- Phase 3: Entwerfen (gestalterische Festlegung) und
- Phase 4: Ausarbeiten (herstellungstechnische Festlegung).

Die Konstruktionsphasen nach PAHL & BEITZ 1993 können dabei den Arbeitsschritten der allgemeinen Konstruktionsmethodik nach VDI-RICHTLINIE 2221 direkt zugeordnet werden, so daß die Arbeitsabfolge nach beiden Definitionen prinzipiell identisch bleibt (Bild 2-4).

2.2.3 Konstruktionsarten

Je nach Innovationsgrad werden Neukonstruktionen, Anpassungskonstruktionen und Variantenkonstruktionen unterschieden. Lediglich bei einer Neukonstruktion werden jedoch alle drei Konstruktionsphasen Konzipieren, Entwerfen und Ausarbeiten durchlaufen. Diese stellt damit den allgemeinsten, aber gleichzeitig auch seltensten Fall dar. Bei Anpassungskonstruktionen werden dagegen bekannte und bewährte Lösungsprinzipien wiederverwendet und lediglich die Gestaltung an veränderte Randbedingungen angepaßt. Bei dieser Aufgabenart stehen geometrische, festigkeitsrelevante, fertigungs- und werkstofftechnische Fragestellungen im Vordergrund (PAHL & BEITZ 1993). Ist jedoch auch die Gestalt und der Werkstoff bekannt und müssen im wesentlichen nur noch Maße z. B. aufgrund veränderter Kundenanforderungen geändert werden, so spricht man von Variantenkonstruktion. Beispiele dafür sind Getriebe, die für andere Leistungsanforderungen, Durchsatzmengen oder Drehzahlen geändert werden müssen (EHRLENSPIEL 1995).

Obwohl sich bei den genannten Konstruktionsarten in der Praxis keine scharfen Abgrenzungen finden lassen, können sie nach Art der zu durchlaufenden Konstruktionsphasen gemäß Bild 2-5 grob eingeordnet werden.

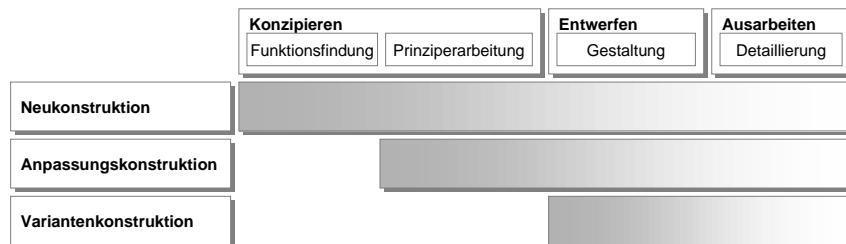


Bild 2-5: Zuordnung der Konstruktionsarten zu Konstruktionsphasen
(VDI-RICHTLINIE 2210)

2.2.4 Vorgehensmethodik für die Werkzeugmaschinenkonstruktion

Aus einer Umfrage bei sechs deutschen Werkzeugmaschinenherstellern (*ROMANOW 1994, S. 18-26*) geht hervor, daß fast alle Unternehmen ihre Konstruktionsaufgaben unter Anwendung einer methodischen, im Laufe der Unternehmensgeschichte gewachsenen Vorgehensweise lösen. Obwohl die verwendeten Vorgehensmodelle den theoretischen Methoden der unterschiedlichen Konstruktionsschulen in den selttesten Fällen direkt zugeordnet werden können, ist die näherungsweise Übereinstimmung zu dem von *PAHL & BEITZ 1993* beschriebenen Ablaufplan erkennbar. Die vier Konstruktionsphasen Aufgabe klären, Konzipieren, Entwerfen und Ausarbeiten werden in allen Unternehmen durchlaufen, wobei die jeweilige Bezeichnung sowie die Zuordnung einzelner Tätigkeiten zu den Konstruktionsphasen differieren.

Bei der Konstruktion spanender Werkzeugmaschinen hat sich die Konstruktionsmethode nach *REDEKER 1979* als besonders praxisrelevant erwiesen (*ALBERTZ 1995*). Die Zuordnung der von ihm definierten Arbeitsschritte zu den Konstruktionsphasen zeigt Bild 2-6. Beschrieben sind dabei ausschließlich die Tätigkeiten der mechanischen Konstruktion, die trotz der immer größeren Bedeutung der Mechatronik im klassischen Werkzeugmaschinenbau noch immer sowohl aufbau- wie auch ablauforganisatorisch stark von der Elektrokonstruktion getrennt ist. Zu beachten ist dabei, daß der Arbeitsschritt der Funktionsfindung in der Regel entfällt, da Funktionsprinzip und -struktur einer neuen Maschine mit ihrer Ausrichtung auf ein definiertes Marktsegment in der Regel bekannt und im Pflichtenheft festgelegt sind. Nach *ROMANOW 1994* (S. 25) können daher ca. 85% aller Konstruktionsaufgaben im Werkzeugmaschinenbau den Anpassungs- bzw. Variantenkonstruktionen zugerechnet werden.

Aufgabe klären	<ul style="list-style-type: none"> • Festlegung von Kostenziel, Leistungsdaten, Arbeitsraum, Bearbeitungsaufgaben, Automatisierungsgrad, ... 				
Konzipieren	<table border="1"> <tr> <td>Funktions-findung</td> <td> <ul style="list-style-type: none"> • Auswahl des Bearbeitungsverfahrens • Festlegung des Maschinentyps • Auswahl von Art und Anzahl der Werkzeugspannungen, der Werkstückspannungen und erforderlicher Zusatzeinrichtungen </td> </tr> <tr> <td>Prinzipier-arbeitung</td> <td> <ul style="list-style-type: none"> • Zuordnung der Bewegungen zu den einzelnen Komponenten • Festlegung der räumlichen Lage der Bewegungssachsen • Auswahl von Führungs- und Antriebsprinzipien </td> </tr> </table>	Funktions-findung	<ul style="list-style-type: none"> • Auswahl des Bearbeitungsverfahrens • Festlegung des Maschinentyps • Auswahl von Art und Anzahl der Werkzeugspannungen, der Werkstückspannungen und erforderlicher Zusatzeinrichtungen 	Prinzipier-arbeitung	<ul style="list-style-type: none"> • Zuordnung der Bewegungen zu den einzelnen Komponenten • Festlegung der räumlichen Lage der Bewegungssachsen • Auswahl von Führungs- und Antriebsprinzipien
Funktions-findung	<ul style="list-style-type: none"> • Auswahl des Bearbeitungsverfahrens • Festlegung des Maschinentyps • Auswahl von Art und Anzahl der Werkzeugspannungen, der Werkstückspannungen und erforderlicher Zusatzeinrichtungen 				
Prinzipier-arbeitung	<ul style="list-style-type: none"> • Zuordnung der Bewegungen zu den einzelnen Komponenten • Festlegung der räumlichen Lage der Bewegungssachsen • Auswahl von Führungs- und Antriebsprinzipien 				
<table border="1"> <tr> <td>Entwerfen</td> <td> <ul style="list-style-type: none"> • Auswahl, Dimensionierung und räumliche Festlegung der gestaltbestimmenden Komponenten wie Führungen, Antriebe, Werkstück- und Werkzeugspannlemente • Verbinden der gestaltbestimmenden Komponenten durch die Gestellkomponenten (gestaltabhängige Komponenten) • Auswahl und Dimensionierung geeigneter Verrippungsstrukturen, funktionsbedingter Durchbrüche und Detailgeometrien für die Gestellkomponenten </td> </tr> </table>	Entwerfen	<ul style="list-style-type: none"> • Auswahl, Dimensionierung und räumliche Festlegung der gestaltbestimmenden Komponenten wie Führungen, Antriebe, Werkstück- und Werkzeugspannlemente • Verbinden der gestaltbestimmenden Komponenten durch die Gestellkomponenten (gestaltabhängige Komponenten) • Auswahl und Dimensionierung geeigneter Verrippungsstrukturen, funktionsbedingter Durchbrüche und Detailgeometrien für die Gestellkomponenten 			
Entwerfen	<ul style="list-style-type: none"> • Auswahl, Dimensionierung und räumliche Festlegung der gestaltbestimmenden Komponenten wie Führungen, Antriebe, Werkstück- und Werkzeugspannlemente • Verbinden der gestaltbestimmenden Komponenten durch die Gestellkomponenten (gestaltabhängige Komponenten) • Auswahl und Dimensionierung geeigneter Verrippungsstrukturen, funktionsbedingter Durchbrüche und Detailgeometrien für die Gestellkomponenten 				
Ausarbeiten	<table border="1"> <tr> <td> <ul style="list-style-type: none"> • Geometrische Detaillierung • Ergänzung von fertigungstechnischen Angaben • Genaue Festlegung der exakten Produktstruktur </td> </tr> </table>	<ul style="list-style-type: none"> • Geometrische Detaillierung • Ergänzung von fertigungstechnischen Angaben • Genaue Festlegung der exakten Produktstruktur 			
<ul style="list-style-type: none"> • Geometrische Detaillierung • Ergänzung von fertigungstechnischen Angaben • Genaue Festlegung der exakten Produktstruktur 					

Bild 2-6: Arbeitsschritte in der Werkzeugmaschinenkonstruktion (in Anlehnung an REDEKER 1979)

Die Konstruktion beginnt mit der Festlegung des Pflichtenhefts durch eine Gruppe bestehend aus der Geschäftsführung sowie Mitarbeitern aus Vertrieb und Konstruktion. Die grundlegenden Anforderungen an das neu zu entwickelnde Produkt wird dabei meist von den Wünschen der angesprochenen Endkunden und den Leistungsmerkmalen der Konkurrenzprodukte bestimmt und nach eingehender Marktanalyse durch den Vertrieb in die Diskussion eingebracht. Der Konstrukteur informiert dabei in erster Linie über neueste technische Entwicklungen, über die technische Realisierbarkeit der geforderten Maschineneigenschaften und mögliche wirtschaftliche Konsequenzen sowie Entwicklungsrisiken. Der Geschäftsführung obliegen letztendlich die strategischen Entscheidungen, z. B. auf welches Marktsegment die neue Maschine zugeschnitten oder in welche neuen Technologien investiert werden soll.

Die Aufgabe des Konzipierens beginnt mit der Verteilung der erforderlichen Bewegungssachsen auf die unterschiedlichen Maschinenkomponenten, der Festlegung ihrer Lage im Raum, sowie mit der Auswahl der verwendeten Führungs- und Antriebsprinzipien. Bis hin zu den ersten Entwurfstätigkeiten, wie der Auswahl und räumlichen Festlegung der gestaltbestimmenden Komponenten, erfordert die Lösung dieser Aufgaben ein hohes Maß an Kreativität und breit gefächertem Wissen aus nahezu allen technischen und wirtschaftlichen Bereichen. Sie werden daher meist von einem erfahrenen Konstrukteur, der in vielen Fällen gleichzeitig gesamtverantwortlich

cher Projektleiter ist, wahrgenommen. Er gilt als geistiger Vater des Maschinenkonzepts und hat im Projekt eine Querschnittsfunktion über alle Fachdisziplinen hinweg zu erfüllen. Die Hauptaufgabe, die es für ihn beim Konzipieren zu lösen gilt, besteht darin, möglichst einfache, fertigungsgerechte und damit kostengünstige Einzelkomponenten so anzurufen und zu kombinieren, daß sich eine kompakte, ergonomische, montage- und transportgerechte Gesamtstruktur ergibt, die den im Pflichtenheft festgeschriebenen Leistungsanforderungen in möglichst idealer Weise entspricht. Mit fortschreitender Abnahme der Fertigungstiefe in den Unternehmen und dem damit einhergehenden Trend zur Verwendung extern entwickelter und produzierter Komponenten oder kompletter Baugruppen wie Führungen oder Spindeleinheiten entwickelt sich der Werkzeugmaschinenkonstrukteur dabei zunehmend vom Systemgestalter zum Systemkonfigurator.

Erst nach Fertigstellung der ersten, maßstäblichen Skizzen der Maschine werden die Aufgaben gemäß der Produktstruktur weiter aufgeteilt und den Mitarbeitern der mechanischen Konstruktion zum weiteren Entwurf der gestaltungshängigen Einzelkomponenten sowie der Zusatzeinrichtungen wie Werkzeugmagazine o. ä. übergeben. Mit zunehmender Detaillierung der Konstruktion steigt dabei der Umfang der Unterstützung durch die Arbeitsvorbereitung. Insbesondere die in der Fertigung sehr zeitintensiven Komponenten, wie z. B. in Guß ausgeführte Gestellkomponenten, werden in der Ausarbeitung mit erhöhter Priorität behandelt, um mit der Fertigung der Teile für einen ersten Prototypen frühzeitig beginnen zu können und damit den weiteren Entwicklungsablauf nicht unnötig zu verzögern.

2.3 Das Verformungsverhalten von Werkzeugmaschinen

2.3.1 Werkzeugmaschinen als nachgiebige Systeme

Betrachtet man das System Werkzeugmaschine als Black-Box, so läßt sich gemäß Bild 2-7 eine einfache Input-Output-Betrachtung durchführen. Das System setzt eine Eingangsgröße I nach bestimmten Gesetzmäßigkeiten in eine oder mehrere Ausgangsgrößen O um. Sind diese Gesetzmäßigkeiten bekannt, läßt sich das Übertragungsverhalten des Systems mathematisch durch seine Übertragungsfunktion beschreiben.

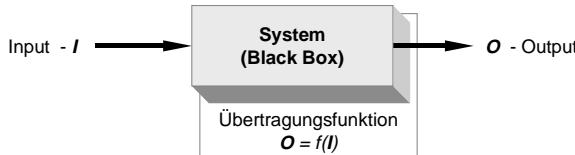


Bild 2-7: Systemtheoretische Input-Output-Betrachtung
(HABERFELLNER U.A. 1997, S. 11)

Bezogen auf das Verformungsverhalten von Werkzeugmaschinen stellt sich diese Betrachtung wie in Bild 2-8 dar: Ein Kraftvektor $\{F\}$ wirkt auf die nachgiebige, mechanische Maschinenstruktur ein und führt zu einer Verformung der Struktur beschrieben durch den Verlagerungsvektor $\{x\}$. Die Dimension der Vektoren $\{F\}$ und $\{x\}$ entspricht dabei der Anzahl der Systemfreiheitsgrade und ist beim realen mechanischen Kontinuum *unendlich*. Durch Überführung der realen Struktur in ein diskretisiertes Modell (z. B. ein Finite-Elemente-Modell, s. Kapitel 2.4.3) lässt sich das System jedoch näherungsweise auch mit einer endlichen Anzahl von Freiheitsgraden ausreichend genau beschreiben. Eine theoretische Untersuchung des Systems wird so möglich.

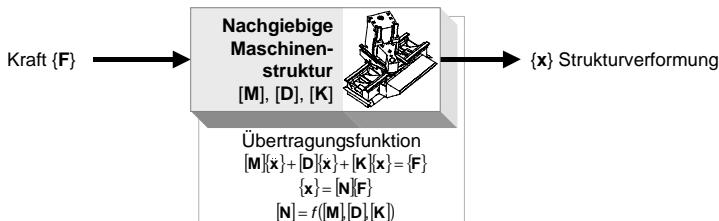


Bild 2-8: Input-Output-Betrachtung bezogen auf das Verformungsverhalten von Werkzeugmaschinen

Das als linear angenommene Übertragungsverhalten einer viskos gedämpften Maschinenstruktur wird durch ihre Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften definiert, welche in der theoretischen Betrachtung durch die zugehörigen Matrizen $[M]$, $[D]$ und $[K]$ Berücksichtigung finden. Die Übertragungsfunktion entspricht der Bewegungsdifferentialgleichung einer erzwungenen, gedämpften Schwingung (KUCHLING 1987, S. 259)

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [D]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{F(t)\} \quad (2-1)$$

deren Lösung im Frequenzbereich zu der einfacheren Schreibweise

$$\{\mathbf{x}(\omega)\} = [\mathbf{N}(\omega)] \{F(\omega)\} \quad (2-2)$$

führt. Das Übertragungsglied $[\mathbf{N}]$ wird als Matrix der dynamischen Nachgiebigkeit bezeichnet und lässt sich als Funktion in Abhängigkeit der Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften des Systems bestimmen. Die Herleitung des exakten mathematischen Zusammenhangs kann vom interessierten Leser bei Bedarf im Anhang nachgelesen werden.

$$[\mathbf{N}] = f([\mathbf{M}], [\mathbf{D}], [\mathbf{K}]) \quad (2-3)$$

Die invertierte Nachgiebigkeitsmatrix $[\mathbf{N}]^{-1}$ entspricht der Matrix der dynamischen Steifigkeit $[\mathbf{K}]_{dyn}$.

Eine wesentliche Vereinfachung erfährt die Betrachtung, wenn man vom bislang beschriebenen, allgemeingültigen Fall instationärer Belastungen ($\{F\} = f(t)$) abrückt, und statt dessen von einer rein statischen Belastung ($\{F\} = const.$) des Systems Werkzeugmaschine ausgeht. In diesem Falle stellt sich ein stationäres Gleichgewicht zwischen der einwirkenden Kraft und den Rückstellkräften des Systems ein. Der sich ergebende Verlagerungsvektor bleibt somit konstant ($\{\mathbf{x}\} = const.$, $\{\dot{\mathbf{x}}\} = 0$, $\{\ddot{\mathbf{x}}\} = 0$) und die Bewegungsdifferentialgleichung (2-1) vereinfacht sich zu

$$[\mathbf{K}]\{\mathbf{x}\} = \{F\} \quad (2-4)$$

bzw. $\{\mathbf{x}\} = [\mathbf{K}]^{-1}\{F\} \quad (2-5)$

In Analogie zu Gleichung (2-2) entspricht die invertierte Steifigkeitsmatrix $[\mathbf{K}]^{-1}$ der Matrix der statischen Nachgiebigkeit $[\mathbf{N}]_{stat}$, welche somit einen Sonderfall der allgemeinen, dynamischen Systemnachgiebigkeit ($[\mathbf{N}] = [\mathbf{N}]_{dyn}$) darstellt.

Da gemäß der Zielsetzung der Arbeit nicht nur das statische, sondern insbesondere auch das dynamische Verformungsverhalten von Werkzeugmaschinen von Interesse ist, werden die Begriffe der Nachgiebigkeit und Steifigkeit nachfolgend ausschließlich im Sinne der dynamischen Nachgiebigkeit bzw. Steifigkeit verwendet, sofern nicht explizit auf eine andere Bedeutung der Begriffe hingewiesen wird.

2.3.2 Beanspruchung von Werkzeugmaschinen

Ziel der Maschinenkonstruktion ist es, durch Strukturverformungen bedingte, negative Einflüsse auf das Maschinenbetriebsverhalten auf ein Minimum zu begrenzen.

Nach Gleichung (2-2) ergeben sich hierzu zwei prinzipielle Möglichkeiten: Zum einen sollte versucht werden, die einwirkenden Kräfte zu reduzieren und ihnen eine günstige Wirkrichtung zu geben, andererseits sollte die Maschinenstruktur so gestaltet werden, daß sie sich in Hinblick auf die verbleibenden, prinzipbedingt meist unvermeidbaren Restkräfte durch besonders hohe Steifigkeit auszeichnet und diese in idealer Weise aufnehmen kann. Da in beiden Fällen eine genaue Kenntnis der im Werkzeugmaschinenbetrieb auftretenden mechanischen Belastungen erforderlich ist, sollen diese hier klassifiziert und zusammengefaßt werden.

Erstes Klassifizierungsmerkmal ist der Ort der Kraftentstehung. SPUR 1996B spricht in diesem Zusammenhang von einer Einteilung in innere und äußere Kräfte. Welche Kräfte dabei im einzelnen zu welcher Gruppe zu zählen sind, ist dabei von der Definition der Systemgrenzen abhängig. Für die vorliegende Arbeit sollen diese gemäß Bild 2-9 festgelegt werden. Demnach sind alle Kräfte, die aus der Umgebung in die Maschine eingeleitet werden, äußere Kräfte. Kräfte, die innerhalb der Maschine z. B. durch deren Achsbeschleunigung entstehen, werden dagegen den inneren Kräften zugerechnet. Größe und Wirkrichtung innerer Kräfte lassen sich somit durch die Gestaltung des Systems Werkzeugmaschine positiv wie auch negativ beeinflussen. Prozeßkräfte wirken zwar von außen auf das System Maschine ein, sollen aber im weiteren aufgrund der sehr engen Wechselwirkungen zwischen den Systemen Maschine und Prozeß eine eigene Klasse bilden.

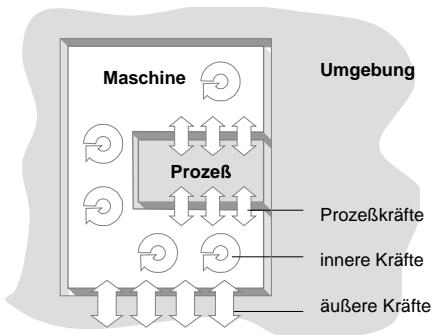


Bild 2-9: Wechselwirkungen zwischen den Systemen Maschine, Prozeß und Umgebung

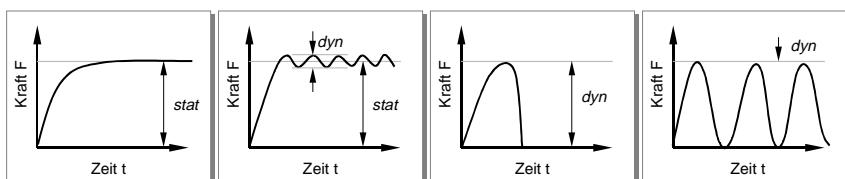


Bild 2-10: Statische und dynamische Anteile bei zeitabhängigen Kräfteverläufen

Eine weitere Unterteilung in statische und dynamische Kräfte lässt sich nach Art ihrer Zeitabhängigkeit vornehmen (Bild 2-10). Statische Belastungen resultieren dabei vorwiegend aus Prozeß- und Gewichtskräften. Durch die wechselnden Prozeßaufgaben verändern sich die Kräfte und Momente sowohl in ihrer Größe und Wirkrichtung, als auch in der Lage ihrer Angriffspunkte. Sie bewirken deshalb eine unterschiedliche Verformung der Gestelle, obwohl sie im jeweiligen Betriebspunkt als nahezu konstant (statisch) angesehen werden können. Dynamische Belastungen sind dagegen stark zeitabhängig und regen die Maschinenstruktur zu Schwingungen an. Je nach dem, ob die Struktur durch eine kurzzeitige, ruckartige Kraft oder durch eine periodische Wechselkraft angeregt wird, ergeben sich dabei unterschiedliche Arten von Schwingungen, welche sich entsprechend unterschiedlich auf das Betriebsverhalten der Maschine auswirken (s. Kapitel 2.3.3).

Bild 2-11 zeigt eine nach den genannten Klassen geordnete Zusammenstellung der wichtigsten mechanischen Kräfte, wie sie im typischen Maschinenbetrieb auftreten.

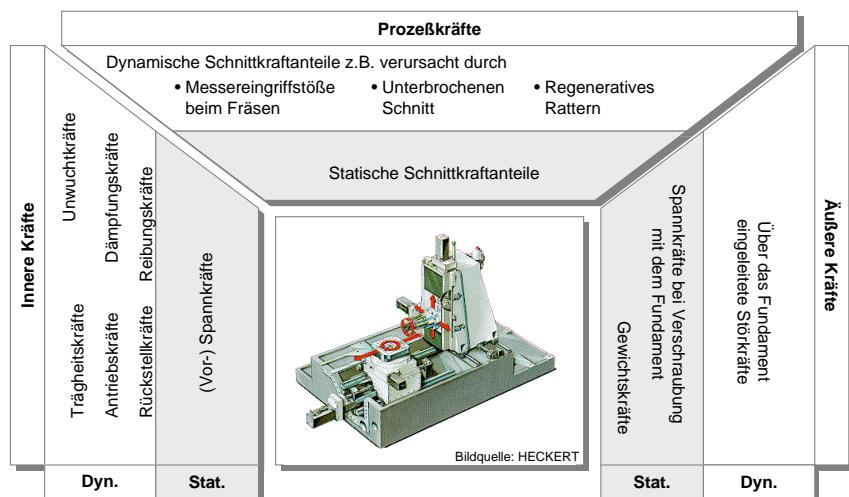


Bild 2-11: *Statische und dynamische Beanspruchung von Werkzeugmaschinen*

2.3.3 Auswirkungen auf das Betriebsverhalten von Werkzeugmaschinen

Nachdem die möglichen Ursachen für Strukturverformungen an Werkzeugmaschinen dargelegt wurden, sollen die Folgen dieser Störungen für das Betriebsverhalten der Maschine diskutiert werden.

Ruhende und vor allem wandernde statische Lasten führen zu Strukturverformungen, die sich als geometrische Fehler am zu fertigenden Werkstück abbilden. Sie beeinträchtigen damit die Arbeitsgenauigkeit der Maschine.

Dynamische Lasten führen dagegen zu Schwingungen der Maschinenstruktur, welche nach Art ihrer Ursache einer von drei Schwingungsarten mit jeweils unterschiedlichen Erscheinungsmerkmalen und Auswirkungen zugeordnet werden (TOBIAS 1961, WECK 1991, MILBERG 1992, SPUR 1996B):

Freie, fremderregte Schwingungen entstehen durch einmalige impulsartige Anregung z. B. in Folge ruckartiger Beschleunigungs- und Positionierungsvorgänge. Sie sind gekennzeichnet durch relativ geringe, je nach Systemdämpfung in der Regel schnell abklingende Amplituden. Das Frequenzspektrum freier, fremderregter Schwingungen entspricht einer Überlagerung der Maschineneigenfrequenzen, wobei insbesondere die niederfrequenten Eigenschwingungen dominanten Anteil haben.

Erzwungene, fremderregte Schwingungen werden dagegen von periodisch einwirkenden Störkräften wie z. B. Unwuchtkräften oder periodisch schwankenden Zerspankräften hervorgerufen. Die Maschine schwingt dabei mit annähernd konstanter Amplitude in der Frequenz der Störkraft. Die Schwingungsamplitude ist in ihrem Betrag von der Frequenz und Amplitude der erregenden Kraft abhängig und kann stark anwachsen, wenn die Erregerfrequenz mit einer Eigenfrequenz der Maschinenstruktur zusammenfällt.

Selbsterregte Schwingungen resultieren aus einer Instabilität des rückgekoppelten Gesamtsystems Maschine - Zerspanprozeß (siehe hierzu auch Abschnitt 3.3.1) und machen sich durch plötzlich stark anwachsende Schwingungsamplituden in Nähe einer der Maschineneigenfrequenzen bemerkbar. Bei der auch als 'Rattern' bezeichneten Schwingungsscheinung wird dem Schwingungssystem durch Mechanismen wie dem Regenerativeffekt oder der fallenden Schnittkraft-/ Schnittgeschwindigkeitskennlinie mehr Energie zugeführt, als durch Dämpfungseffekte absorbiert werden kann (MILBERG 1971). Das System schaukelt sich dadurch bereits nach geringer Systemstörung zu Schwingungen hoher Amplitude auf, welche in der Praxis lediglich durch die mit zunehmender Strukturverformung stark nichtlinear zunehmende

Dämpfungswirkung begrenzt werden. Weitere Instabilitäten können in der Lageregelung der Vorschubachsen auftreten. In diesem Fall führen entweder eine durch ungünstig positionierte Meßsysteme verursachte inkorrekte Erfassung der Strukturschwingung oder ein zu hoch gewählter Verstärkungsfaktor im Lageregelkreis (k_V -Faktor) zu weiterer Energiezufuhr durch den lagegeregelten Antrieb und damit zu einer weiteren Anfachung der Schwingung.

Obwohl alle Schwingungsarten zu einer Beeinträchtigung der Bearbeitungsgenauigkeit und vor allem der erzielbaren Oberflächengüte führen, unterscheidet sich ihre Bedeutung je nach Maschinentyp und dessen Einsatzbereich zum Teil erheblich.

So sind bei Maschinen mit hohen geforderten Zerspanungsleistungen und den daraus resultierenden hohen Zerspankräften in der Schruppbearbeitung fast ausschließlich erzwungene fremderregte und selbsterregte Schwingungen von Interesse. Die auftretenden Schwingungsamplituden können dabei so stark anwachsen, daß neben einer erhöhten Lärmbelästigung sowie einem erhöhten Verschleiß der Werkzeuge auch Werkzeugbruch oder die Beschädigung einzelner Maschinenkomponenten wie Führungen oder Getriebewellen die Folge sein können (ZÄH 1995, S. 2). Um dennoch eine ausreichende Prozeßsicherheit gewährleisten zu können, werden diese Schwingungen in der Praxis vom Bediener durch manuelle Korrektur der Schnittbedingungen vermieden. Die zur Verfügung stehende Leistung des Hauptantriebs kann nicht länger vollständig ausgenutzt werden, die Zerspanungsleistung fällt ab.

Anders verhält es sich bei hochdynamischen Maschinen für die Hochgeschwindigkeits- oder Aluminiumbearbeitung. Hier treten deutlich geringere Schnitt-, dafür aber sehr viel höhere Beschleunigungskräfte aufgrund häufiger und schneller Richtungswechsel in den Maschinenbewegungen auf. Freie, fremderregte Schwingungen sind die Folge und bilden sich auf dem Werkstück ab. Des weiteren führen hohe Antriebsleistungen und die aus Gründen der Regelungsdynamik erforderlichen hohen Verstärkungsfaktoren der lagegeregelten Vorschubachsen zu Stabilitätsproblemen.

2.3.4 Möglichkeiten zur Vermeidung von Störfällen

Prozeßqualität und –sicherheit werden bestimmt durch die Gewährleistung einer definierten Position und Orientierung des Werkzeugs zum Werkstück. Wie bereits erwähnt, läßt sich dies entweder durch Minimierung der wirkenden Belastungen und/oder durch Minimierung der Strukturmachigiebigkeit erreichen. Während für die hohe Struktursteifigkeit einer Werkzeugmaschine ausschließlich der Maschinenhersteller bzw. –konstrukteur verantwortlich ist, ist eine Beeinflussung der wirkenden

mechanischen Lasten sowohl durch den Konstrukteur wie auch den Maschinenbediener möglich.

Treten im Maschinenbetrieb Schwingungsprobleme auf und kann ihre Ursache ausreichend eingegrenzt werden, so kann der Bediener durch geeignete Maßnahmen einer Störung entgegenwirken. Bei von Prozeßkräften fremderregten und selbsterregten Schwingungen reicht häufig bereits eine geringfügige Änderung der Schnittbedingungen aus, um die Schwingungsamplituden aufgrund der veränderten Anregungsfrequenz auf ein tolerierbares Maß zu reduzieren bzw. wieder stabile Bearbeitungsbedingungen herzustellen. Sollte diese Maßnahme nicht zum gewünschten Erfolg führen, muß die Schnittleistung auf Kosten der Maschinenproduktivität u. U. drastisch reduziert werden. Weitere Einflußmöglichkeiten ergeben sich durch Variation der Werkzeuge oder sogar des Kühlshmiermittels, wobei diese Möglichkeiten in der Regel nur zur Eingrenzung der Störungsursache sinnvoll sind. Bearbeitungsungenauigkeiten aufgrund freier Schwingungen können durch manuelle Reduzierung der Achsbeschleunigung abgeschwächt werden.

Während solche manuellen Eingriffe bei Maschinen mit geringem Automatisierungsgrad im Werkstattbetrieb denkbar, wenn auch nicht im Sinne des Anwenders sind, muß der Hersteller von Maschinen, die in automatisierten, verketteten Anlagen eingesetzt werden, den störungsfreien Betrieb der Maschine unter allen Betriebsbedingungen garantieren. Die Zuverlässigkeit der Maschine hat hier einen außerordentlich hohen Stellenwert und wird aus Sicht des Anwenders zum KO-Kriterium bei der Kaufentscheidung. Aus Sicht des Maschinenherstellers heißt dies in der Konsequenz, daß trotz der vielfältigen Einflußmöglichkeiten des Bedieners er alleine durch eine geschickte Gestaltung und Auslegung der Maschine für deren störungsfreien Betrieb zu sorgen hat.

Auch wenn der Maschinenhersteller keinen Einfluß auf die später ausgeführten NC-Programme hat, so kann er dennoch durch Definition günstiger Beschleunigungsrampen für die Antriebe sowie möglichst leichte Ausführung insbesondere der bewegten Komponenten seinen Anteil zur Reduzierung der inneren Kräfte beitragen.

Insgesamt sind die Möglichkeiten zur Reduzierung der anregenden statischen und dynamischen Lasten jedoch sehr begrenzt. Die im Pflichtheft festgelegten Kenngrößen für Achsgeschwindigkeiten, Achsbeschleunigungen, Span-zu-Span-Zeiten, Zerspanungsleistung usw. definieren die Randbedingungen für die Konstruktion und lassen nur geringen Spielraum. Die Maschinenstruktur muß nach wie vor erhebliche Lasten aufnehmen, ohne daß diese zu größeren Verformungen führen dürfen. Als eine der bedeutendsten Leistungs- und Qualitätsfaktoren von Werkzeugmaschinen

steht somit die Steigerung der Maschinenstruktursteifigkeit im Mittelpunkt der vorliegenden Arbeit.

2.3.5 Konstruktion struktursteifer Werkzeugmaschinengestelle

Die Möglichkeiten zur gezielten Beeinflussung der Struktursteifigkeit komplexer Werkzeugmaschinengestelle sind am anschaulichsten anhand eines Vergleichs mit einem Einmassenschwinger zu erläutern. Bild 2-12 zeigt die Abhängigkeit der Nachgiebigkeit von den physikalischen Größen der statischen Steifigkeit, Schwingungsmasse und Dämpfung anhand der qualitativen Gegenüberstellung von Nachgiebigkeitsfrequenzgängen, die aus unterschiedlichen Parameterkombinationen für den Einmassenschwinger berechnet wurden. Während sich Änderungen in Masse und Federsteifigkeit in gleichem Maße auf die dynamische Nachgiebigkeit auswirken, gehen Änderungen in der Systemdämpfung mit Faktor $\sqrt{2}$ ein. Die Lage der Amplitudenüberhöhungen im Frequenzbereich wird dagegen nahezu ausschließlich von Masse und Federsteifigkeit bestimmt.

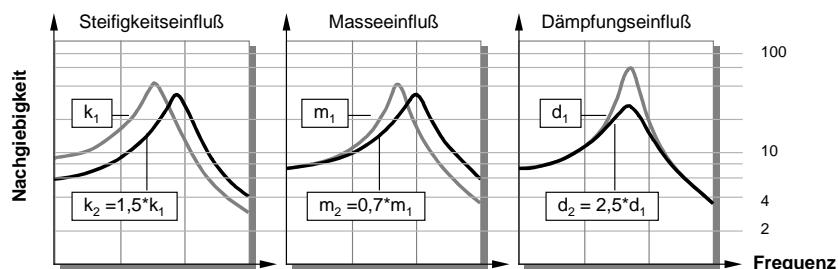


Bild 2-12: Abhängigkeit der Nachgiebigkeit von Federsteifigkeit, Schwingungsmasse und Dämpfung des Einmassenschwingers (SCHÄFER 1992, S. 17-19)

Überträgt man diese Erkenntnisse auf beliebige mechanische Strukturen wie z. B. Werkzeugmaschinengestelle, ergibt sich für die konstruktive Gestaltung des Systems die Grundregel, leicht, steif und dennoch dämpfungswirksam zu bauen. Bei der praktischen Umsetzung sieht sich der Konstrukteur jedoch vor dem Problem, daß diese Konstruktionsziele z. T. stark konkurrieren. Hierzu drei Beispiele:

- Eine Erhöhung der statischen Steifigkeit ist meist mit zusätzlichem Materialeinsatz und daher mit Massenzuwachs verbunden.
- Mit Reaktionsharzbeton oder Quarzsand gefüllte Gestellkomponenten verbessern zwar die Systemdämpfung, führen aber parallel zu erhöhten Massen.

- Höhere Federsteifigkeiten reduzieren Mikroverformungen im Werkstoffgefüge sowie in den Fugenverbindungen, welche für die dämpfungswirksamen Squeeze-Film- und Reibungseffekte maßgebend sind.

Die Schwierigkeit besteht also darin, eine Abschätzung zu treffen, ob sich eine konstruktive Maßnahme in der Summe ihrer Effekte insgesamt positiv oder negativ auf das Last-/ Verformungsverhalten des Gesamtsystems auswirkt. Dazu ist es von entscheidender Bedeutung, in welchen Strukturbereichen Änderungsmaßnahmen zur Massenreduzierung, Steifigkeits- oder Dämpfungserhöhung eingebracht werden. So sind zum Beispiel hohe Massen zur Versteifung lokaler Strukturbereiche bzw. zur Erhöhung der Systemdämpfung durch ausgegossene Gestellkörper nur dann angemessen, wenn diese nicht bewegt werden müssen oder in den wesentlichen Schwingungsformen mit einem Schwingungsknoten zusammenfallen. Zusammenfassend können nach WECK 1991 und MILBERG 1992 folgende Gestaltungsregeln formuliert werden:

- Massenanhäufungen sind in denjenigen Strukturbereichen zu vermeiden, in denen hohe Beschleunigungen und Rotationsgeschwindigkeiten während der Achsbewegungen bzw. hohe Schwingungsamplituden in den dominanten Eigenschwingungsformen zu erwarten sind.
- Besonders steif ausgeführte, lokale Strukturbereiche sind dort sinnvoll, wo sich bereits geringfügige Strukturverformungen aufgrund ungünstiger Hebelverhältnisse besonders stark auf die prozeßbeeinflussenden Größen auswirken. Fallen diese Strukturbereiche mit massekritischen Bereichen (s. o.) zusammen, sollte unbedingt vermieden werden, die zusätzliche Steifigkeit auf Kosten höherer Masse zu erzielen. Statt dessen sind hier konsequent die Gestaltungsregeln und Methoden des Leichtbaus einzusetzen.
- Dämpfungseffekte treten insbesondere in den Strukturbereichen auf, bei denen große Relativbewegungen zwischen benachbarten Strukturbereichen zu beobachten sind. Dies sind in erster Linie alle Schraubverbindungen, sowie Führungen und Lager. Zusätzliche Relativbewegungen in der Struktur zuzulassen (etwa durch bewußte Schwächung lokaler Strukturbereiche) ist nur dann sinnvoll, wenn die betroffene Stelle nicht im Kraftfluß liegt und die statische Steifigkeit der Maschine damit nicht negativ beeinflußt wird. Zu Zwecken der passiven Dämpfung eingebrachte Zusatzmassen sollten nur in masseunkritischen Strukturbereichen in Erwägung gezogen werden.

2.4 Berechnungs- und Simulationsmethoden

2.4.1 Einordnung und Begriffsdefinition

In Zusammenhang mit der Entwicklung technischer Produkte umfaßt der Begriff der Berechnung mehrere Bedeutungen. Im klassischen Sinne werden Berechnungen als Auslegungsberechnungen verstanden, die in den verschiedensten Phasen der Konstruktion zur Auswahl geeigneter Maschinenelemente (Führungen, Antriebselemente etc.) oder zur überschlägigen Dimensionierung der zu gestaltenden Bauteile durchgeführt werden. Da Auslegungsberechnungen die Konstruktion maßgeblich beeinflussen, werden sie bereits frühzeitig im Konstruktionsprozeß anhand weniger und häufig unsicherer, da geschätzter Daten durchgeführt. Darüber hinaus wird der Begriff der Berechnung auch für die Anwendung numerischer Methoden, wie z. B. der Finite-Elemente-Methode, zur rechnergestützten Analyse von Produkteigenschaften verwendet. In diesem Falle liegt die Intention der Berechnung jedoch meist ausschließlich in der Analyse des in seinen Eigenschaften bereits definierten Produkts und findet somit im Anschluß an die Konstruktion und häufig sogar in gesonderten Abteilungen statt.

Der Begriff der Simulation wird in der VDI-RICHTLINIE 3633 definiert als „das Nachbilden eines Systems mit seinen dynamischen Prozessen in einem experimentierfähigen Modell, um zu Erkenntnissen zu gelangen, die auf die Wirklichkeit übertragbar sind. Im weiteren Sinne wird unter Simulation das Vorbereiten, Durchführen und Auswerten gezielter Experimente mit einem Simulationsmodell verstanden“. Obwohl die Richtlinie zur Untersuchung von Logistik-, Materialfluß- und Produktionssystemen entworfen wurde, ist sie allgemeingültig formuliert und auch auf andere Anwendungsgebiete übertragbar.

Gemäß der Problemstellung sind für den weiteren Verlauf der Arbeit insbesondere diejenigen Methoden von Interesse, mit deren Hilfe das Last-/ Verformungsverhalten mechanischer Strukturen analysiert, bewertet und optimiert werden kann. Hierzu kommen im wesentlichen die später beschriebene Mehrkörper- und Finite-Elemente-Methode in Frage. Nach obiger Definition kann die Mehrkörpermethode wegen der Betrachtung des dynamischen Last-/ Verformungsverhaltens im Zeitbereich direkt den Simulationsmethoden zugeordnet werden (MKS, Mehrkörpersimulation), während dies bei der Finite-Elemente-Methode (FEM) in Abhängigkeit der Problemstellung nur bedingt der Fall ist. Um die Begriffe der Berechnung und Simulation korrekt zu verwenden, müßte demnach zwischen einer Finite-Elemente-Berechnung

und einer Finite-Elemente-Simulation unterschieden werden. Generell korrekt ist dagegen der Begriff der Finite-Elemente-Analyse.

Dessen ungeachtet werden im allgemeinen Sprachgebrauch die Begriffe der Berechnung, Simulation und Analyse in Verbindung mit der Finite-Elemente-Methode sowohl bei Problemstellungen der linearen Statik wie auch bei Analysen im Frequenz- oder Zeitbereich synonym verwendet. So bezeichnet SOMPEK 1995 (S. 66) die Unterstützung des Konstruktionsprozesses durch Methoden der strukturmechanischen Berechnung auch als „simulationsgestütztes Konstruieren“. Zum einfacheren Verständnis wird diese Sprachregelung hiermit auch für den weiteren Verlauf der vorliegenden Arbeit festgelegt. Weiterhin wird definiert, daß sich der Begriff der Berechnung ausschließlich auf die Anwendung numerischer Analysemethoden (hier konkret die Finite-Elemente-Methode) bezieht, sofern nicht explizit auf seine Bedeutung im Sinne von Auslegungsberechnungen hingewiesen wird.

2.4.2 Mehrkörpersimulation

Die Mehrkörpersimulation zielt auf die Untersuchung der Bewegungsdynamik von beliebig konfigurierten, komplexen Mechanismen ab, die sich aus mehreren gelenkig verbundenen, starren Körpern zusammensetzen (Bild 2-13). Die Körper werden dabei unter Berücksichtigung ihrer Masse und Trägheit bei einer allgemeinen räumlichen Bewegung betrachtet. Die zulässigen Relativbewegungen der idealisiert angenommenen Gelenke determinieren die Freiheitsgrade des Systems. Elastizitätseigenschaften der Struktur werden als gelenkbezogene Elastizitäten in Form zusätzlicher Freiheitsgrade abgebildet. Die Koppelglieder können dabei verschiedenste Charakteristiken aufweisen. Das Spektrum reicht von einfachen Feder-Dämpfungs-Elementen bis hin zu aktiven Kraftelementen mit benutzerdefinierter Kraft-Weg-Charakteristik. In der Regel ergibt sich eine handhabbare Anzahl von Bewegungsdifferentialgleichungen, die es zur Analyse der stark nichtlinearen dynamischen Effekte bei beliebigen, direkt vorgegebenen oder durch zeitabhängig definierte Lasten induzierte Bewegungen des gekoppelten Systems zu lösen gilt. Analysiert werden können die zeitlichen Verläufe von Gelenkkräften und -momenten, sowie der Positionen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen aller definierter Strukturpunkte. Die Lage der Gelenkpunkte auf den Strukturkomponenten ist dabei nicht zwingend konstant, so daß u. a. auch Kulissen-Kinematiken abbildbar sind.

Moderne Mehrkörpersimulationssysteme präsentieren sich als komplette Programm-pakete zur Modellbildung, numerischen Analyse und Ergebnisauswertung. Die Erstellung von Mehrkörpermodellen erfolgt benutzerinteraktiv durch Konfiguration und

Instanziierung vordefinierter und in den Elementbibliotheken der Systeme verfügbarer Modellbausteine. Die erforderlichen; nichtlinearen Bewegungsdifferentialgleichungen werden dabei automatisch durch die implementierten Formalismen generiert. Zur Interpretation der Simulationsergebnisse stehen die Möglichkeiten einer zweidimensionalen Diagrammdarstellung oder einer graphischen Animation des Bewegungsablaufs anhand eines 3D-Simulationsmodells zur Verfügung.

Obwohl die Mehrkörpersimulation zunächst als Verfahren zur Analyse der Starrkörperdynamik mechanischer Systeme entwickelt wurde, ist mittlerweile auch die Berücksichtigung elastischer Bauteileigenschaften möglich (BREMER & PFEIFFER 1992, WALLRAPP 1994). Hierzu werden entweder die Steifigkeits- und Massenmatrizen der elastischen Bauteile direkt in der Gleichungslösung berücksichtigt (direkte Integration) oder die Ergebnisse von Finite-Elemente-Analysen in Form statischer und dynamischer Moden eingebunden (modale Synthese). Die erhöhte Anzahl der Systemfreiheitsgrade führt zu entsprechend höheren Anforderungen an die Systemressourcen.

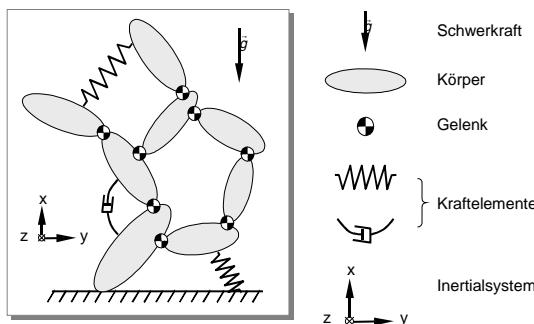


Bild 2-13: Topologie und Elemente eines Mehrkörpermodells (REINHART & WEIßENBERGER 1996)

2.4.3 Finite-Elemente-Methode

Im Gegensatz zur Mehrkörpersimulation ist die Finite-Elemente-Methode prinzipiell weniger geeignet; um globale Bewegungsabläufe gekoppelter Systeme zu untersuchen. Der Anwendungsschwerpunkt liegt statt dessen auf der Untersuchung von Strukturverformungen und dadurch hervorgerufenen Spannungszuständen innerhalb von mechanischen Bauteilen oder Systemen, wenn auf diese definierte statische oder dynamische Belastungen einwirken.

Die Analysen werden anhand eines Modells durchgeführt, in dem die eigentliche Geometrie durch eine Vielzahl regelmäßiger ein-, zwei- oder dreidimensionaler Elemente – den sogenannten Finiten-Elementen – abgebildet wird. Für alle diese Elemente sind die formelmäßigen Abhängigkeiten zwischen Kraftwirkung, Elementdehnung und resultierendem Spannungszustand definiert. Die Verknüpfung dieser Elemente und ihrer zugehörigen Gleichungen ermöglicht es, auch Bauteile mit äußerst komplexer Geometrie als Modelle mit einer endlichen Anzahl von Freiheitsgraden näherungsweise abzubilden und hinsichtlich ihres Last-/ Verformungsverhaltens zu analysieren.

Der Grad der Diskretisierung und damit die Anzahl der Freiheitsgrade ist in erster Linie von der Modellkomplexität und der geforderten Genauigkeit des Analyseergebnisses abhängig und bestimmt sowohl die Rechenzeiten als auch die zur Gleichungslösung erforderlichen Systemressourcen. Die Anzahl der Freiheitsgrade eines Finite-Elemente-Modells zur Berechnung kompletter Werkzeugmaschinengestelle liegt erfahrungsgemäß bei ca. 100- bis 200-tausend und übersteigt damit die Freiheitsgrade eines Mehrkörpermodells um ein Vielfaches. Finite-Elemente-Berechnungen werden daher meist in stationären Betriebspunkten, d. h. bezogen auf die Berechnung von Werkzeugmaschinen in einem definierten Achs- und Bewegungszustand analysiert, in dem vereinfachend von linearem Systemverhalten ausgegangen wird.

Welche Betriebspunkte dabei von besonderem Interesse sind, resultiert aus einer *worst-case*-Betrachtung: In welchen Betriebspunkten ist z. B. aufgrund besonders hoher Beschleunigungskräfte mit starken Strukturverformungen zu rechnen? Bei Maschinen mit orthogonalen Linearachsen, ist die Antwort auf diese Frage in der Regel trivial. Bei Maschinen mit mehreren überlagerten rotatorischen Achsen, wie z. B. im Roboterbau, bietet es sich dagegen an, das System vor der FE-Analyse anhand eines stark vereinfachten Mehrkörpermodells zu analysieren, um die Zeitpunkte maximaler Kraftwirkung sowie die zugehörigen Kraftamplituden und –richtungen zu bestimmen (*KELNHOFER U.A. 1996*).

Einer Studie über den Einsatz von Simulationstechnologien zu Folge (REINHART & FELDMANN 1997, S. 32) entfällt der größte Anteil des Gesamtaufwandes in FEM-Projekten mit 31% auf die erforderlichen Modellierungstätigkeiten, gefolgt von der Berechnung und Validierung mit 23%, sowie der Ergebnisinterpretation (14%) und Problembeschreibung (13%). Nachdem in dieser Studie jedoch nicht nach Branche oder Modellkomplexität differenziert wurde, ist davon auszugehen, daß gerade bei der Analyse großer und komplexer Modelle, wie sie bei der Betrachtung kompletter

Maschinengestelle ebenso wie z. B. bei Karosserieberechnungen in der Automobilindustrie auftreten, von deutlich höheren Modellierungsanteilen auszugehen ist (BAUER 1991, S.3).

2.4.4 Methoden der Strukturoptimierung

Nach HANSEN 1965 wird unter dem Optimieren das Streben nach einem vom Stand der Technik abhängigen, besten Entwicklungsergebnis in bezug auf eine bestimmte, abgegrenzte Forderungsmenge verstanden. Übertragen auf den speziellen Anwendungsfall der Strukturoptimierung bedeutet dies, daß eine mechanische Struktur unter Berücksichtigung geometrischer und nicht-geometrischer Randbedingungen in ihrer Gestalt dahingehend verändert wird, daß sie die gewünschten strukturmechanischen Eigenschaften wie z. B. ein günstiges Massen-/ Steifigkeitsverhältnis möglichst gut erfüllt.

Die Durchführung einer Optimierung erfolgt dabei immer in einem iterativen Prozeß ausgehend von einer Startlösung. Diese wird zunächst hinsichtlich dem Wert der Optimierungszielgröße und der Erfüllung der Randbedingungen analysiert, bevor durch eine zuvor definierte Optimierungsstrategie die Optimierungsvariablen neu gesetzt werden und so eine verbesserte Zwischenlösung generiert wird (*Redesign*). Diese wird als neue Startlösung betrachtet und ein neuer Optimierungszyklus gestartet. Jeder Zyklus besteht damit aus einem Analyse- und einem Syntheseschritt. Der gesamte Optimierungsprozeß endet dann, wenn entweder ein definierter Grenzwert der Optimierungszielgröße oder aber deren Konvergenz erzielt werden konnte. Nach wievielen Iterationsschritten dieser Zustand erreicht wird, hängt dabei vor allem von der Güte der Startlösung, der Effektivität der Optimierungsstrategie und der Definition der Abbruchkriterien ab. Der gesamte Aufwand zur Durchführung einer Optimierung wird insbesondere vom Analyseaufwand und der Anzahl der Optimierungsvariablen bestimmt.

Die einfachste Form der Strukturoptimierung wird bei der Lösung jeder Konstruktionsaufgabe praktiziert: Das neu entwickelte Produkt wird entweder vom unternehmenseigenen Versuch oder vom Kunden auf seine Eigenschaften und Praxistauglichkeit untersucht (Analyseschritt) und die hierbei gewonnenen Erkenntnisse und Erfahrungen spätestens für die Entwicklung einer nächsten, verbesserten Produktgeneration herangezogen (Syntheseschritt). Die Umsetzung der Analyseergebnisse in zielgerichtete, konstruktive Verbesserungsmaßnahmen basiert bei dieser Vorgehensweise ausschließlich auf dem Problemlösungsvermögen des Konstruk-

teurs. Es soll in diesem Zusammenhang von intuitiver oder erfahrungsbasierter Optimierung gesprochen werden.

In der Regel wird der Begriff der Strukturoptimierung dagegen in Zusammenhang mit numerischen Verfahren verwendet, die mit Hilfe des Rechners automatisch schlechtere Lösungen aussondern und gute Lösungen bevorzugen können (*VDI-RICHTLINIE 2212, S. 8*). Numerische Optimierungsverfahren bieten sich dabei vor allem als Hilfsmittel für die beanspruchungsgerechte Produktgestaltung an, da sie dazu beitragen können, die optimalen Entwurfsgrößenkonfigurationen zuverlässiger und wirtschaftlicher zu finden. Die Analyse des strukturmechanischen Verhaltens des betrachteten Bauteils oder Systems erfolgt in der Regel auf Basis der Finite-Elemente-Methode, während der Optimierungsprozeß an sich in einem übergeordneten Algorithmus abgebildet wird.

Methoden zur Strukturoptimierung lassen sich zunächst nach Art der verschiedenen Aufgabenstellungen im Konstruktionsprozeß in Methoden zur *Topologieoptimierung*, *Gestalt optimierung* oder *Wandstärkenoptimierung* unterscheiden. Nach Bild 2-14 werden alle Verfahren zur Unterstützung der Entwurfsphase eingesetzt, wobei die Topologieoptimierung ausschließlich zur Ermittlung einer günstigen Grobstruktur, Gestalt- und Wandstärkenoptimierung dagegen zur Feingestaltung der zu konstruierenden Bauteile Verwendung finden.

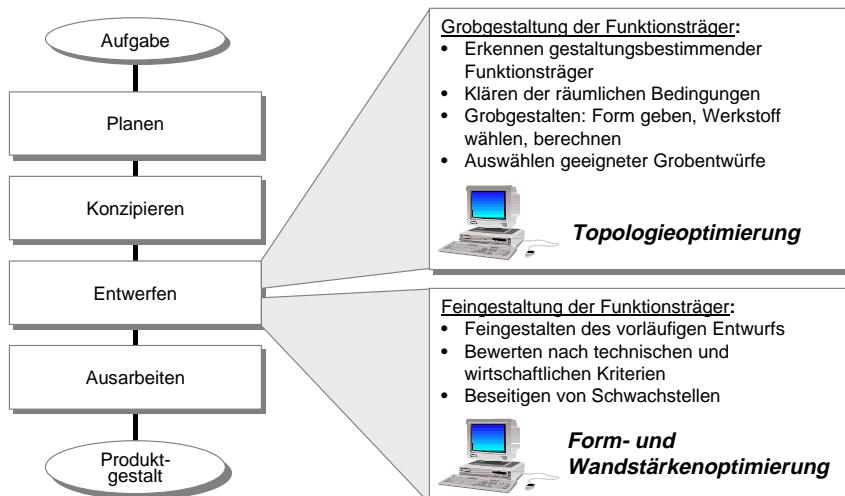


Bild 2-14: Einsatz von Strukturoptimierungsmethoden im Konstruktionsprozeß
(ASBECK 1994, S. 3)

Ziel einer Topologieoptimierung ist es, ausgehend von einem definierten Lösungsraum aus Vollmaterial automatisch eine beanspruchungsgerechte Grundstruktur zu entwickeln, die unter minimalem Materialeinsatz maximale Steifigkeit hinsichtlich der vorgegebenen Belastungsarten aufweist. Bei der Topologieoptimierung stellt jedes einzelne finite Element des Lösungsraums eine eigene Optimierungsvariable dar, die – vereinfacht ausgedrückt – die Werte „existiert“ oder „existiert nicht“ annehmen kann. Im Laufe der Optimierung werden also einzelne, zur Gesamtsteifigkeit weniger beitragende Elemente nach und nach aus der Struktur „entfernt“, so daß sich aus der massiven Startlösung eine verrippte Kasten- oder Tragwerkstruktur ergibt, die die auftretenden Lasten in idealer Weise aufnehmen kann (BENDSOE 1988, ASBECK 1997). Im Gegensatz zur Topologieoptimierung ist eine Veränderung der topologischen Modellstruktur bei der Gestaltoptimierung nicht möglich. Statt dessen wird die Form, Lage und Größe bestehender Konstruktionselemente wie Verrippungen, Durchbrüche o. ä. optimiert, bei der Wandstärkenoptimierung sogar nur die Wandstärken.

Eine weitere Möglichkeit der Klassifizierung von Strukturoptimierungsmethoden ergibt sich nach der Art ihres mathematischen Ansatzes. Unterschieden werden Methoden der *Mathematischen Programmierung* und Methoden auf Basis von *Optimalitätskriterien*.

Ausgehend vom momentanen Lösungspunkt wird bei den Verfahren der mathematischen Programmierung in jedem Iterationsschritt zunächst eine Suchrichtung ermittelt, um dann entlang dieser Suchrichtung die Schrittweite und damit den Vektor der neuen Optimierungsparameter zu bestimmen. Das Berechnen von Suchrichtung und Schrittweite erfolgt auf Basis der Informationen über Zielfunktionswert, Restriktionswerte sowie den Ableitungen dieser Funktionen. Die Verfahren der mathematischen Programmierung werden daher auch als Gradientenverfahren bezeichnet. Das Resultat einer Konvergenzuntersuchung gibt Aufschluß darüber, ob das Optimum erreicht ist oder weitere Iterationen durchgeführt werden müssen (BAIER U.A. 1994).

Optimierungsverfahren auf Basis von Optimalitätskriterien bestehen im wesentlichen aus zwei Komponenten: Dem Optimalitätskriterium selbst, das definiert, wann eine Struktur als optimal anzusehen ist, und dem sogenannten Redesign-Algorithmus, der die Parameter so variiert, daß das Optimalitätskriterium erfüllt wird. Das wohl erfolgreichste Optimalitätskriterium ist das sogenannte „Fully-Stressed-Design“. Danach ist eine Struktur dann optimal, wenn die im Bauteil auftretenden Spannungen überall den maximal zulässigen Wert annehmen (BAIER U.A. 1994, S. 110). Weitere Optima-

litätskriterien sind die Thesen der Spannungshomogenisierung und Spannungsminimierung (SCHNACK 1978, SAUTER 1991, MATTHECK U.A. 1992, SAUTER 1992).

In kommerzieller Software zur Strukturoptimierung sind vorwiegend Algorithmen der mathematischen Programmierung implementiert, was in erster Linie darauf beruht, daß diese in gleicher Weise auf unterschiedlichste Problemstellungen angewendet werden können. Da die Konvergenzgeschwindigkeit und somit die notwendige Rechenzeit entscheidend von der Anzahl der Optimierungsparameter abhängt, sind diese für eine wirtschaftliche Optimierung auf ein Minimum zu reduzieren. Die erzielbare Ergebnisgenauigkeit ist von der Wahl der Startparameter abhängig, da die Optimierung bei erkannten Minima abgebrochen wird, auch wenn es sich nur um lokale Minima handelt. Eine Zusammenstellung der verschiedensten Methoden der mathematischen Programmierung, sowie ihre Untersuchung hinsichtlich Effizienz und Zuverlässigkeit bei Anwendung auf die verschiedensten Problemstellungen findet sich in *SCHITTKOWSKI* 1994.

Da bei den Methoden auf Basis von Optimalitätskriterien keine Sensitivitätsanalyse durchgeführt werden muß, ist die Konvergenzgeschwindigkeit nahezu unabhängig von der Anzahl der Optimierungsparameter. Auch komplexe 3D-Modelle mit sehr vielen Freiheitsgraden können somit wirtschaftlich optimiert werden. Des weiteren läßt sich das Optimierungsproblem parameterfrei beschreiben, wodurch zum einen der Preprocessing-Aufwand reduziert und zum anderen eine Einschränkung des Lösungsraumes verhindert wird (MACNEAL SCHWENDLER 1997). Der entscheidende Nachteil der Verfahren auf Basis von Optimalitätskriterien ist darin zu sehen, daß diese nur für jeweils eine spezifische Problemstellung gültig und daher für jede Zielfunktion neu zu definieren sind.

2.4.5 Grenzen der Berechnungs- und Simulationsverfahren

Recherchiert man nach Berichten über Projekte, in denen Berechnungs- und Simulationsmethoden zur Anwendung gekommen sind, so wird man nahezu ausschließlich auf Erfolgsstories stoßen. Vor allem in Artikeln von Mitarbeitern der Softwarehersteller erscheinen die Aussagen häufig wenig differenziert und erwecken den Eindruck, die Anwendung der Simulationstechnologien führe automatisch zu besserer Produktqualität, kürzeren Entwicklungszeiten und damit auch automatisch zum Projekterfolg.

Häufig zu kurz kommt bei dieser vertriebsorientierten Berichterstattung der Hinweis auf die Nachteile und Grenzen der Berechnungs- und Simulationstechnologien, die deren Nutzen vor allem unter zeitlichen und wirtschaftlichen Aspekten erheblich ein-

schränken können. Gerade die genaue Kenntnis der Schwächen von Simulationsmethoden und der zugehörigen Werkzeuge ist aber wichtig, um sie effizient anwenden und damit den Erfolg simulationsgestützter Entwicklungsprojekte sicherstellen zu können. Aus diesem Grunde werden nachfolgend drei Punkte erörtert, die es bei der Anwendung von Simulationsmethoden im Konstruktionsprozeß von Werkzeugmaschinen zu berücksichtigen gilt.

Ergebnisgenauigkeit: Bei allen Berechnungs- und Simulationsverfahren werden reale Versuche durch digitale Repräsentationen des betrachteten Systems (Modell) und der Versuchsbedingungen (z. B. Einspannbedingungen, Belastungen) nachgebildet. Sowohl das Modell, wie auch die Versuchsbedingungen sind dabei mehr oder weniger stark abstrahierte Abbilder der Realität, je nachdem wie detailliert die physikalischen Zusammenhänge des Systems bekannt sind bzw. bei den nur begrenzt zur Verfügung stehenden Rechnerressourcen berücksichtigt werden können. Der Abstraktionsgrad von Modell und nachgebildeten Versuchsbedingungen diktiert somit die zu erwartende Genauigkeit der Analyseergebnisse. Mindestens ebenso wichtig wie der Abstraktionsgrad ist die Güte der systembeschreibenden Parameter. Klassisches Beispiel hierfür ist die Angabe von Dämpfungswerten bei strukturdynamischen Systemanalysen. Obwohl diese Werte das dynamische Verhalten eines mechanischen Systems maßgeblich beeinflussen, konnte bis dato – abgesehen von der meßtechnischen Ermittlung an der realen Struktur - weder auf empirischem noch auf theoretischem Wege eine Möglichkeit zur Bestimmung dieser Werte gefunden werden (vgl. Abschnitt 3.2.1). Es muß daher mit Erfahrungswerten gearbeitet werden, deren Schwankungsbreite sich direkt im Analyseergebnis widerspiegelt.

Aufwand: Die Integration von Gestaltung und Berechnung verfolgt die Vision, den Konstrukteur von Routinetätigkeiten, etwa zur Auslegung und Dimensionierung von Maschinenelementen, zu entlasten und ihn bei seinen gestalterisch-creativen Tätigkeiten mit zusätzlichen Informationen zu unterstützen. In der Praxis kann diese zusätzliche Information in Form von Analyseergebnissen jedoch nicht auf Knopfdruck bereitgestellt werden, sondern bedarf eines zum Teil nicht unerheblichen Aufwands zur Vorbereitung, Durchführung und Auswertung der Analyse. Die Höhe des Aufwands ist dabei direkt abhängig von der Komplexität des betrachteten Systems und seiner Eigenschaften, sowie vom Abstraktionsgrad seiner modellhaften Abbildung. Damit ergibt sich für jede Analyse der Zielkonflikt, Analysen mit geringem Aufwand, aber doch hoher Ergebnisqualität durchzuführen.

Erfahrung, Kompetenz: Während die Durchführung von Simulationsprojekten in der Vergangenheit ausschließlich Spezialisten vorbehalten blieb, werden auf dem heu-

tigen Markt mehr und mehr „easy-to-use“-Softwareprodukte angeboten, die – häufig integriert in 3D-CAD-Systeme – auch dem in Berechnungsfragen weniger versierten Konstrukteur die Möglichkeit zur rechnergestützten Untersuchung einfacher Problemstellungen geben (siehe z. B. GEBHARDT 1998). Ermöglicht wird dies durch aufwendigere Algorithmen, die zwar einerseits nur ein Minimum an Benutzerinteraktion erfordern und damit helfen, Fehler zu vermeiden, andererseits aber dieses Plus an Komfort auf Kosten der erforderlichen Hardwareressourcen und der verfügbaren Analysefunktionalitäten erzielen. Zur Analyse des statischen und vor allem des dynamischen Strukturverhaltens so komplexer Systeme wie Werkzeugmaschinen sind diese Systeme jedoch unbrauchbar. Hier ist die Erfahrung und Kompetenz eines Berechnungsingenieurs unverzichtbar, um das richtige Abstraktionsniveau in der Modellierung zu finden, das Modell zu validieren und die Berechnungsergebnisse richtig zu interpretieren. Nach REINHART & FELDMANN 1997 (S. 40) ist die kompetente Durchführung sogar generell als wichtigste Komponente eines erfolgreichen Simulationsprojektes anzusehen.

Die genannten Faktoren einer begrenzten erzielbaren Ergebnisgenauigkeit, eines unvermeidbaren Mehraufwandes und der erforderlichen Fachkompetenz stehen dem eigentlichen Zweck einer Anwendung von Berechnungs- und Simulationsmethoden, Zeit und Kosten zu sparen und dabei gleichzeitig die Produktqualität zu steigern, entgegen. Die Analyse führt als zusätzlicher Arbeitsschritt zunächst nur zu einer Verlängerung der Entwicklungszeit und zu zusätzlichen Kosten für qualifiziertes Personal, Hard- und Software. Sollte sich also in einem neuen Entwicklungsprojekt die Frage stellen, ob oder in welchem Umfang Berechnungs- und Simulationstechnologien eingesetzt werden sollen, ist in jedem Falle abzuwägen, ob diese Nachteile durch die erwarteten Vorteile gerechtfertigt werden können. Methodische Ansätze und Bewertungskriterien für eine systematische und quantitative Analyse der Wirtschaftlichkeit eines solchen CA-Technologieeinsatzes sind nicht verfügbar, so daß sich die Aufwand-/ Nutzenbetrachtung bei der Durchführung von Simulationsprojekten weiterhin im Bereich subjektiver Einschätzungen bewegen wird (siehe hierzu auch Abschnitt 9.4).

3 Stand der Technik

3.1 Inhalt des Kapitels

Nach der Darstellung der zum weiteren Verständnis erforderlichen Grundlagen und Begrifflichkeiten aus den Bereichen der Konstruktionslehre, Maschinendynamik und Simulationstechnik soll nun ein Überblick über den Stand der Technik zum Schwerpunktthemenbereich gegeben werden. Dies umfaßt alle relevanten wissenschaftlichen Arbeiten, die sich in der Vergangenheit mit der rechnergestützten Analyse des statischen und dynamischen Verformungsverhaltens von Werkzeugmaschinen bzw. mit deren Integration in einen simulationsgestützten Konstruktionsprozeß auseinandergesetzt haben.

Die Darstellung des Stand der Technik erfolgt thematisch gegliedert in drei Abschnitten: Zunächst werden die Inhalte und Ergebnisse von Arbeiten dargestellt, die sich in der Vergangenheit im weiteren Sinne mit der Qualifizierung von Methoden der Simulationstechnik zur rechnergestützten Analyse des Last-/ Verformungsverhaltens von Werkzeugmaschinen beschäftigt haben (Abschnitt 3.2). Beiträge zur methodischen und zielgerichteten Umsetzung der Berechnungs- und Simulationsergebnisse in verbesserte konstruktive Lösungen werden dann in Abschnitt 3.3 behandelt, bevor im abschließenden Abschnitt 3.4 der Stand der Technik in bezug auf die Integration strukturmechanischer Berechnungen in den Konstruktionsprozeß von Werkzeugmaschinen dargelegt wird.



3.2 Analyse des Verformungsverhaltens von Werkzeugmaschinen

3.2.1 Analyse mechanischer Struktureigenschaften

Die ersten Versuche zur Berechnung des Verformungsverhaltens von Werkzeugmaschinen basierten auf einfachen Mehrmassenmodellen (siehe auch Bild 3-1), in denen starre, mit Masse behaftete Körper mit definierten Massenträgheiten durch parallel oder in Reihe geschaltete Feder- und Dämpfungselemente abgebildet wurden (UMBACH 1961, WITEK 1977, HÖHNE U.A. 1996). Obwohl diese Modelle prinzipiell auf beliebig viele „Massen“ erweiterbar sind, hat sich ihre Eignung zur Abbildung von Werkzeugmaschinengestellen als gering herausgestellt, da die Verformungskarakteristik der einzelnen Bauteile wie z. B. Biege- und Torsionsverformungen keine Berücksichtigung findet. Die Einbeziehung weiterer mechanischer Grundelemente wie Balken, Scheiben und Platten in die Modelle wurde erforderlich.

Demnach wurden in der nächsten Entwicklungsstufe Balkenmodelle zur Repräsentation elastischer Bauteile verwendet (COWLEY 1968, DÖPPER 1968, VAN DEN NOORTGATE 1973, KOCH & AUGUSTYNWICZ 1987, GROßMANN 1991). Diese Art der Modellierung setzt jedoch voraus, daß die zu analysierenden Bauteile eine Hauptausdehnungsrichtung aufweisen (FINKE 1977, S. 9), wodurch bei der Abbildung typischer Werkzeugmaschinengestellkomponenten mit ihren Durchbrüchen, Verrippungen und lokalen Krafteinleitungsstellen nur bei sehr großer individueller Erfahrung genügend genaue Ergebnisse erzielt werden können (COWLEY 1974).

Um diese, durch die Art der Abstraktion bedingte Einschränkung der Balkenmethode zu überwinden, wurde das elastische Verhalten von Bauteilen fortan mit Hilfe zusätzlicher zwei- und dreidimensionaler Elemente, den sogenannten Finiten-Elementen beschrieben. Aus Gründen kürzerer Berechnungszeiten und höherer Analysegenauigkeit werden die Modelle der vorwiegend dünnwandigen Gestellkomponenten im Werkzeugmaschinenbau dabei nahezu ausschließlich aus zweidimensionalen Schalenelementen aufgebaut.

Während die Methode der Finiten-Elemente anfangs nur für Analysen des statischen Verformungsverhaltens von Einzelbauteilen erfolgreich eingesetzt wurde (NOPPEN 1974, FELTEN 1974, HEIMANN 1977), wurden die Modelle später um steifigkeits- und dämpfungsbehaftete Koppelemente (Feder-Dämpfungs-Elemente) erweitert, um Teilmodelle miteinander zu verknüpfen und damit das schwingungsfähige Gesamt-

system Werkzeugmaschine auch unter dynamischen Gesichtspunkten untersuchen zu können (FINKE 1977, s. auch Bild 3-1).

Mit ca. 10 Jahren Zeitverzögerung im Vergleich zur Finite-Elemente-Methode wurde mit der Rand-Element-Methode ein weiteres Verfahren zur Analyse elastomechanischer Struktureigenschaften zur Anwendungsreife entwickelt. Das Verfahren, bei dem statt der gesamten, volumenbehafteten Geometrie lediglich deren Oberfläche diskretisiert wird, weist jedoch bei der Berechnung dünnwandiger, verrippter Bauteile deutliche Rechenzeitnachteile auf (SCHLEEDE 1989) und konnte sich daher im Werkzeugmaschinenbau nicht durchsetzen. Als Verfahren zur strukturmechanischen Berechnung von Werkzeugmaschinen ist die Finite-Elemente-Methode somit bis heute konkurrenzlos.

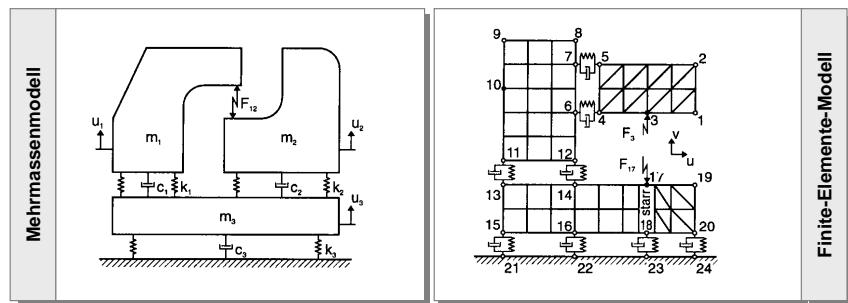


Bild 3-1: Modelle zur Analyse des dynamischen Strukturverhaltens von Werkzeugmaschinen (FINKE 1977)

Nach Ausarbeitung der mechanischen und mathematischen Grundlagen durch FINKE 1977 verlagerten sich die wissenschaftlichen Problemstellungen mehr und mehr auf die Probleme bei der Anwendung der Finite-Elemente-Methode im Maschinenbau.

Einen der Schwerpunkte stellt dabei die Entwicklung von Methoden und Softwarewerkzeugen zur Vereinfachung und Beschleunigung des arbeitsintensiven, da weitgehend manuellen Prozesses der Finite-Elemente-Modellbildung dar. Erste zu diesem Zweck entworfene FE-Preprozessoren entstanden durch die Arbeiten von HEINRICH 1981 und HELPENSTEIN 1983. Obwohl die Modelle zur iterativen Analyse, Bewertung und Optimierung im Konstruktionsprozeß besonders leicht und schnell modifizierbar sein sollten, konnten Änderungen an bereits definierten Finite-Elemente-Modellen zunächst nur mit erheblichem Aufwand vorgenommen werden. BAUER 1991 entwickelte aus diesem Grund ein eigenes Eingabeprogramm, durch das vor allem bei topologisch komplexen Modellen eine größere Änderungsflexibilität

erreicht werden sollte. Seither konnte bei kommerziell verfügbaren FE-Preprozessoren wie z. B. MSC/PATRAN, ANSYS oder IDEAS ein enormer Zuwachs an Funktionalität, Leistung und Bedienungskomfort verzeichnet werden, so daß diese mit ihren dynamischen Funktionalitäten zur 3D-Geometrieerzeugung, -aufbereitung und –vernetzung den heutigen Stand der Technik darstellen.

Ein weiterer Entwicklungsschub im Preprocessing ergab sich mit zunehmender Anwendung von 3D-CAD-Technologien. Dreidimensionale Geometriemodelle als Ausgangsbasis für weitere Vernetzungsschritte mußten nicht mehr speziell für die FE-Analyse erzeugt werden, sondern fielen nun als „Abfallprodukt“ des Konstruktionsprozesses automatisch an (LINNER 1997). Für die weiteren Schritte der Geometrieaufbereitung und –vernetzung kann die 3D-Geometrie entweder durch entsprechende Schnittstellen in den FE-Preprozessor übertragen, oder auch – sofern das CAD-System entsprechende Funktionalitäten bereitstellt – direkt im CAD-System nach grundsätzlich gleicher Vorgehensweise weiterverarbeitet werden (AAS & BUTLIN 1987). Die notwendige Vereinfachung der Geometrie, die Idealisierung dünner Wände durch Flächenverbünde sowie die für viele Vernetzungsverfahren erforderliche Vordiskretisierung verhindern jedoch eine direkte Generierung von Finite-Elemente-Netzen auf CAD-Geometrien. Während ROCHLITZ 1988 zur Lösung dieses Problems Möglichkeiten aufzeigt, CAD-Geometriemodelle graphisch-interaktiv in vernetzungsfähige Geometriemodelle zur überführen, geht HECKMANN 1992 noch einen Schritt weiter und stellt ein Verfahren zur weitgehend automatischen Vordiskretisierung von Geometrien zur Verfügung.

Ein weiterer Schwerpunkt der Forschungsarbeiten liegt in der Bereitstellung sinnvoller Parameter zur Beschreibung der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften von Fügestellen. Die Ergebnisse dieser Arbeiten sind nachfolgend für die verschiedenen, im Werkzeugmaschinenbau typischerweise vorkommenden Verbindungs-elemente wie Schraubverbindungen, lineare Gleit- und Wälzlagerführungen zusammengefaßt.

Schraubverbindungen: Nach einer Vielzahl experimenteller (CORBACH 1966, LEVINA 1967, PLOCK 1972, SCHAIBLE 1976, PETUELLI 1983) und analytischer (BLUM 1978, LESAR 1982) Grundlagenuntersuchungen können heute die Federsteifigkeiten normalbelasteter Schraubverbindungen in Abhängigkeit von Geometrie, Material, Oberflächenbeschaffenheit, Benetzung der betrachteten Flanschpaarung, sowie der Flächenpressung in der Kontaktzone berechnet werden (ALBERTZ 1995). Anders verhält es sich dagegen bei der Bestimmung der Fugendämpfung. Keiner der zahlreichen Versuche, die Dämpfung von Fugenverbindungen unter Berücksichti-

gung aller heute bekannten physikalischen Effekte (Squeeze-Film-Effekt, verschiedene Reibungseffekte, ...) mit Hilfe der unterschiedlichsten linearen und nichtlinearen Modelle analytisch zu beschreiben (GROTH 1972, PETUELLI 1983, YUAN 1983, WISSBROCK 1985, BOHLEN 1987, OPHEY 1987, ZHU U.A. 1988, BLOHM 1992), führte bis heute zu einer Lösung, die allgemeingültig und damit auf beliebige Problemstellungen übertragbar ist. Eine Bereitstellung zuverlässiger Dämpfungs-konstanten zu Zwecken modellgestützter, dynamischer Systemanalysen ist damit nicht möglich. Nach GROßMANN 1991 (S. 54) liegen die Gründe hierfür in den schwer selektier- und quantifizierbaren, in ihrer Wirkungen aber erheblichen Einflüssen der Mikromechanik (Oberflächenqualität, Montagezustand, Schmierung, Temperatur, ...).

Hydrodynamische Gleitführungen: Noch kritischer ist die Parameterbestimmung bei hydrodynamischen Gleitführungen. Sowohl Dämpfung wie auch Federsteifigkeit dieser Verbindungsstellen werden massiv von den bewegungsabhängigen Kontakt- und Strömungsbedingungen in der Fuge beeinflußt (PETUELLI 1983). Neben den ohnehin äußerst komplexen Wirkmechanismen der Fugendämpfung wie sie bereits für Schraubverbindungen beschrieben wurden (s. o.), macht hier die zusätzliche Zeitkomponente eine sinnvolle Abschätzung von Dämpfungskonstanten nahezu unmöglich.

Wälzführungen: Im Gegensatz zu hydrodynamischen Führungen konnten für wälz-gelagerte Linearführungen Modelle zur Berechnung der Federsteifigkeit über die Hertz'sche Flächenpressung gekrümmter Ebenen abgeleitet werden. Durch umfang-reiche meßtechnische (DE FRAINE 1968, MINTROP & BLEY 1974, SAGEMÜHL 1982, SCHNEIDER 1991) und analytische Untersuchungen (TREIB 1988, LENSSSEN & SARFERT 1994, CRISTOV 1995, ISPAYLAR 1997) wurde die Gültigkeit dieser Modelle überprüft und nachgewiesen. In der Praxis werden heute die zur FE-Modellbildung erforderlichen Steifigkeitsparameter entsprechenden Kraft-/ Verformungskennlinien entnommen, die durch die Führungshersteller zur Verfügung gestellt werden. In bezug auf das Dämpfungsverhalten muß auch bei Linearwälzführungen festgestellt werden, daß eine theoretische Ermittlung von Dämpfungswerten aufgrund der viel-fältigen Einflußfaktoren nicht möglich ist (SCHNEIDER 1991, S. 69).

Die Problematik der Parameterbereitstellung läßt sich letztlich vereinfacht wie folgt zusammenfassen: Federsteifigkeiten von Verbindungselementen können durch einfache Berechnungen, Messungen oder Katalogangaben mit ausreichender Ge-nauigkeit bestimmt werden, realistische Werte für die Abbildung lokaler Dämpfungs-effekte stehen dagegen generell nicht zur Verfügung. Um dennoch sinnvolle Berech-

nungen durchführen und die Vorteile der Simulationstechnik trotz dieser Problematik nutzbar zu machen, können zwei verschiedene Strategien verfolgt werden:

Beim *Model Updating* werden lokale Dämpfungseffekte der Fügestellen durch lineare oder nichtlineare Dämpfungselemente im Modell und damit in der Berechnung berücksichtigt. Die verwendeten Dämpfungswerte sind zunächst reine Schätzwerte und werden später durch den Vergleich berechneter Analyseergebnisse mit experimentellen Meßdaten in einem iterativen Prozeß so angepaßt, daß FE-Modell und reale Maschinenstruktur letztlich nahezu identische Eigenschaften aufweisen (= model updating). Für die Erzeugung bestmöglicher Übereinstimmung der experimentellen und analytischen Modelle wurden in der Vergangenheit eine Vielzahl unterschiedlicher Verfahren entwickelt (IMREGUN & VISSER 1991, FRISWELL & MOTTERSHEAD 1995, PASCUAL&GOLINVUAL 1998). Nach dem erfolgreichen Abgleich ungedämpfter Modelle konnten später durch LAMMENS 1995, CHU U.A. 1997, CHOAKI U.A. 1997, HEMEZ 1997, LINK 1997 und NEBELING 1998 auch gedämpfte Modelle anhand von Übertragungsfunktionen verglichen und angepaßt werden. Einen Überblick über die dabei eingesetzten numerischen Optimierungsverfahren geben ARORA 1989, KIRSCH 1993 und ARORA U.A. 1994.

Bei der zweiten, alternativen Strategie bleiben Dämpfungselemente von vornherein im Modell unberücksichtigt. Nach Berechnung des ungedämpften Schwingungssystems wird für jede bestimmte Eigenschwingung ein globales Systemdämpfungsmaß geschätzt und damit in einem nachgeschalteten Berechnungsschritt das frequenzabhängige Nachgiebigkeitsverhalten der Maschinenstruktur bestimmt. Die Schätzungen der Dämpfungswerte basieren dabei auf Erfahrungswerten aus meßtechnischen Untersuchungen (experimentellen Modalanalysen) an vergleichbaren Maschinentypen (ALBERTZ 1995, S. 74).

Welche der beiden Strategien im konkreten Anwendungsfall zu verfolgen ist, wird durch die Problemstellung und Zielsetzung der Simulation situationsabhängig festgelegt. Soll die FE-Analyse z. B. im Rahmen einer Neu- oder Änderungskonstruktion Unterstützung für die Gestaltung der Maschinenbauteile bieten, so kommt nur die Vorgehensweise mit geschätzten, globalen Systemdämpfungswerten in Frage. Da noch kein Hardwareprototyp existiert, ist ein Modellabgleich aufgrund fehlender Meßdaten nicht möglich (GROßMANN 1991, S. 54). Selbstverständlich schlägt sich die Schätzung der Dämpfungswerte negativ auf die zu erwartende Ergebnisgenauigkeit nieder, wobei nach Bild 3-2 davon in erster Linie die berechneten Resonanznachgiebigkeiten betroffen sind, während die Lage der Eigenfrequenzen sowie die Qualität der zugehörigen Schwingungsformen auch bei falsch geschätzten Werten kor-

rekt bestimmt werden können. Mit Hilfe dieser Vorgehensweise ist es somit zwar möglich, Schwachstellen und Optimierungspotentiale in der Maschinenstruktur zu identifizieren und verschiedene Modellvarianten einer Maschine vergleichend zu bewerten (gleiche Systemdämpfung für beide Varianten vorausgesetzt), eine Bewertung anhand eines Absolutmaßstabes zum Vergleich mit Berechnungs- oder Meßergebnissen anderer Maschinen ist dagegen nicht zulässig. Sollte eine solche Beurteilung gefordert sein, muß zwangsläufig ein Modellabgleich mit Meßdaten durchgeführt werden. Da dieser Prozeß jedoch sehr zeitintensiv ist, enormes Know-how sowie eine äußerst kostenintensive Meßtechnik- und Softwareausstattung voraussetzt, ist er im Werkzeugmaschinenbereich bis heute nicht über rein akademische Anwendungen hinausgekommen. Industrielle Anwendungen sind bis heute nur aus der Luft- und Raumfahrt sowie der Automobilindustrie bekannt.

	Lage der Eigenfrequenzen	Reihenfolge der Eigenfrequenzen	Nachgiebigkeit bei Resonanz	Lokale Steifigkeit	Globale Steifigkeit	
Struktur	Wandstärke	■■■■	■■■■	■■■■	■■■■	Kein Einfluß
	Dichte	■■■■	■■■■	■■■■	■■■■	Geringer Einfluß
	E-Modul	■■■■	■■■■	■■■■	■■■■	Mittlerer Einfluß
	Netzdichte	■■■■	■■■■	■■■■	■■■■	Großer Einfluß
Koppelstellen	Steifigkeit	■■■■	■■■■	■■■■	■■■■	
	Dämpfung	■■■■	■■■■	■■■■	■■■■	
	Anordnung	■■■■	■■■■	■■■■	■■■■	

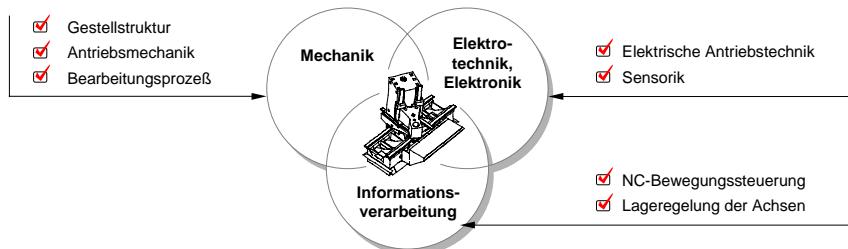
Bild 3-2: Einfluß unterschiedlicher Modellierungsparameter auf das dynamische Verhalten von Werkzeugmaschinen (NEBELING 1998, S. 78)

3.2.2 Analyse des Betriebsverhaltens

Sind die mechanischen Struktureigenschaften einer Werkzeugmaschine als Ergebnis einer experimentellen oder rechnerischen Modalanalyse bekannt, so ist zunächst nur das Kraft-/ Verformungsverhalten der mechanischen Gestell- und Antriebskomponenten und ihrer Verbindungselemente beschrieben. Moderne NC-gesteuerte Werkzeugmaschinen können heute jedoch nicht mehr als rein mechanische, sondern müssen vielmehr als mechatronische Systeme betrachtet werden (Bild 3-3).

Für die Simulation des dynamischen Betriebsverhaltens solcher Systeme z. B. bei Positionier- oder Bearbeitungsvorgängen bedeutet dies, daß neben den mechanischen Eigenschaften der Maschine die zusätzlichen Komponenten der Prozeßmechanik, der Elektrodynamik, der Steuerungs- und Regelungstechnik sowie deren

Wechselwirkungen berücksichtigt werden müssen (GROßMANN 1991). Obwohl das Verhalten dieser Systemkomponenten einzeln durch unterschiedlichste Modelle abbildbar ist, stellt ihre Verknüpfung zu einem analysierbaren Gesamtmodell eine neue Herausforderung dar, der in mehreren aktuellen Forschungsarbeiten mit verschiedenen Lösungsansätzen begegnet wird:



*Bild 3-3: Betrachtung von Werkzeugmaschinen als mechatronische Systeme
(REINHART & WEIßENBERGER 1998)*

Der Ansatz nach BERKEMER 1997 basiert auf einem herkömmlichen FE-Modell der Maschine, in dem die Antriebsregelung durch aktive Kraftelemente abgebildet wird. Die Eigenschaften dieser Elemente werden entkoppelt vom FE-Modell in Form von Differentialgleichungen definiert, die das Verhalten der geregelten Antriebe beschreiben. Das Aufstellen der Gleichungen kann dabei unter Zuhilfenahme von CACE-Tools (z. B. MATLAB/SIMULINK) erfolgen. Die Simulation des Gesamtsystems geschieht im FE-Code durch direkte Integration im Zeitbereich. Massen- und Steifigkeitsmatrizen der mechanischen Struktur bleiben während der gesamten Simulation konstant, da vereinfachend von stationären Achsstellungen ausgegangen wird.

WECK & DAMMER 1997B verfolgen dagegen einen Ansatz basierend auf einer sequentiellen Verknüpfung von kinematikorientierter Bewegungssimulation nach der Mehrkörpermethode und anschließender FEM-Verformungsanalyse. Massebehaftete Körper werden im Mehrkörpermodell als Starrkörper repräsentiert, das Antriebsverhalten wird analog zu BERKEMER 1997 als Regelkreis in Gestalt aktiver Kraftkomponenten berücksichtigt. Das Simulationsmodell hat weniger Freiheitsgrade und weist daher deutliche Rechenzeitvorteile auf, die auch die Analyse von makroskopischen Bewegungsabläufen bei instationären Achsstellungen ermöglichen. Zur Analyse der während dieser Bewegungen auftretenden Strukturverformungen werden die in der Simulation ermittelten Belastungsdaten zu diskreten Zeitpunkten an ein Finite-Elemente-System übergeben und dort die statische Verformung der mechanischen Maschinenstruktur in diesem stationären Betriebspunkt berechnet. Da sich

die Achsstellungen der Maschine mit jedem Zeitschritt ändern, wird vor jedem neuen Berechnungsschritt eine automatische Anpassung des FE-Modells durchgeführt und die Systemmatrizen neu aufgestellt. Die Rückwirkung der Struktturnachgiebigkeit auf die Bewegungssimulation im Zeitbereich bleibt unberücksichtigt.

Eine dritte Möglichkeit ergibt sich durch die Einbindung elastischer Körper in die Mehrkörpersimulation z. B. durch das Verfahren der *Modalen Synthese*. Mit der Finite-Elemente-Methode bestimmte statische und dynamische Moden (Eigenschwingungsformen) der Bauteile werden dabei zur Beschreibung ihres elastischen Verhaltens in das Mehrkörpermodell eingebunden (YOO & HAUG 1986, WALLRAPP 1994). Das dynamische Verformungsverhalten der Maschine kann damit unter Berücksichtigung der mechanischen Struktturnachgiebigkeiten sowie der lagegeregelten Antriebe vollständig in einem Mehrkörpermodell abgebildet und im Zeitbereich simuliert werden (REINHART & WEIßENBERGER 1998).

3.3 Optimierung der Struktureigenschaften von Werkzeugmaschinen

3.3.1 Bewertung mechanischer Struktureigenschaften

Zur Bewertung der mechanischen Struktureigenschaften von Werkzeugmaschinen wurde bis heute ausschließlich der Einfluß des statischen und dynamischen Last-/Verformungsverhaltens auf das Zerspanungsverhalten herangezogen. Betrachtet wurde dabei jeweils die aus Strukturverformungen resultierende Veränderung von Position und Lage des Werkstücks und des Werkzeugs, bzw. die relative Verlagerung zwischen diesen beiden Komponenten.

Während die statischen Relativnachgiebigkeiten zwischen Werkzeug und Werkstück sowohl auf rechnerischem wie auch auf experimentellem Wege direkt ermittelt werden können, ist zur Bestimmung der Resonanzamplituden an der Zerspanstelle die Bildung von Relativnachgiebigkeitsfrequenzgängen erforderlich. Je nach Art der erwarteten Kraftanregung (Anzahl, Richtung und Angriffspunkt der Erregerkräfte) können diese Frequenzgänge nach ALBERTZ 1995 (S. 96-101) aus den modalen Parametern synthetisiert werden und Aufschluß über resonanzkritische Frequenzen sowie die dort auftretenden Schwingungsamplituden geben.

Eine Beurteilung der Ratterneigung der Maschine ist ebenfalls durch Verwendung der modalen Parameter möglich. Hierzu wird der geschlossene Regelkreis zwischen Maschine und Zerspanprozeß betrachtet, in dem das Kraft-/ Verformungsverhalten

der Maschine durch die Matrix $[N]_{\text{rel}}$ der Relativnachgiebigkeitsfrequenzgänge und das Verlagerungs-/ Kraftverhalten des Zerspanprozesses durch die Übertragungsmatrix $[Z]$ des entsprechenden Zerspankraftmodells beschrieben wird (Bild 3-4). Zerspankraftmodelle für die unterschiedlichen Fertigungsverfahren können dabei einschlägiger Literatur wie z. B. SPUR u.A. 1988, MAULHARDT 1991, LI 1992, SCHWERMER 1992, ZÄH 1995 entnommen werden. Die Stabilitätsgrenze des rückgekoppelten Systems lässt sich im Frequenzbereich mit Hilfe des Nyquist-Kriteriums berechnen (SCHMIDT 1987) und in Abhängigkeit typischer Schnittparameter wie der Schnittgeschwindigkeit oder der Vorschubgeschwindigkeit in einem Diagramm auftragen. Es ergeben sich Stabilitätskarten, aus denen die ratterkritischen Betriebsbedingungen der Maschine abgelesen werden können (Bild 3-5).

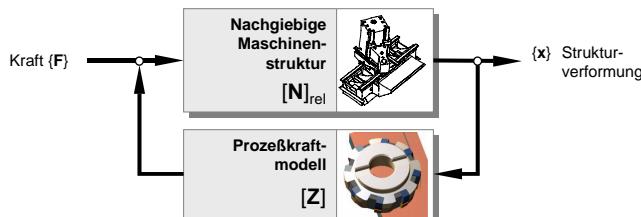


Bild 3-4 Rückwirkung der Strukturverformungen auf den Zerspanprozeß

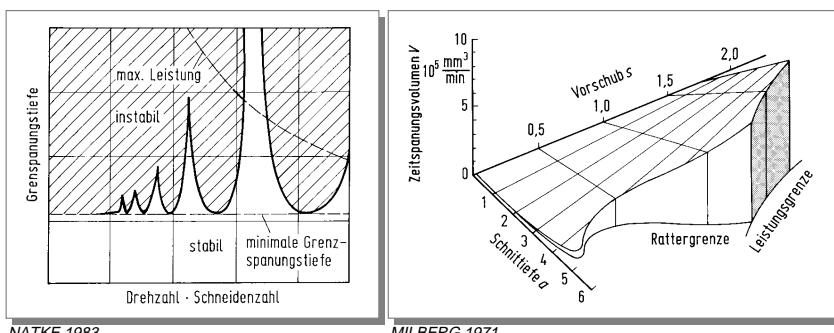


Bild 3-5 Beurteilung der Ratterneigung anhand von Stabilitätskarten (nach MILBERG 1971 und NATKE 1983)

Während die Berechnung von Relativnachgiebigkeitsfrequenzgängen als Beurteilungs- und Vergleichskriterium heute als fester Bestandteil von Verformungsanalysen an Werkzeugmaschinen anzusehen ist, konnten rechnerische Stabilitätsunter-

suchungen ihre Praxistauglichkeit nicht unter Beweis stellen. Die stark sensitive Abhängigkeit der Stabilitätsgrenze von den im Maschinenbetrieb ständig wechselnden Bearbeitungsgroen (Zustellgroen, Drehzahlen, verwendete Werkzeuge, Schneideneingriffsgroen, Kühlschmiermittel, bearbeiteter Werkstoff u. v. m.) und Maschinennachgiebigkeiten ist zu gro, um als globales Beurteilungskriterium ausreichend Aussagekraft zu besitzen.

3.3.2 Identifikation von Schwachstellen

Wurde die mechanische Maschinenstruktur auf Basis der genannten Beurteilungskriterien für Verbesserungsbedrfigtig befunden, gilt es, die Schwachstellen in der Struktur zu identifizieren und aufzuzeigen, um dem Konstrukteur die Möglichkeit zu geben, schnell und zielgerichtet Manahmen zur Verbesserung der konstruktiven Lösung zu ergreifen.

Die einfachste und gängigste Form der Schwachstellenanalyse ist die graphische Darstellung des unter statischer Last verformten Systems bzw. der in der rechnerischen Modalanalyse ermittelten Eigenschwingungsformen. Durch die Möglichkeit zur Animation der Verformungen, zur dynamischen Veränderung von Betrachtungspunkt und -winkel, sowie durch das Ausblenden benutzerdefinierter Strukturbereiche gewinnt die Darstellung zusätzlich an Anschaulichkeit. Nahezu alle kommerziell verfügbaren FE-Pakete bieten hierzu heute ausreichende Postprocessing-Funktionalitäten.

Zusätzliche Informationen über mögliche Schwachstellen bieten Farbdarstellungen zur Kennzeichnungen unterschiedlicher Spannungsniveaus in der verformten Struktur. Spannungsspitzen („Hot-Spots“) geben Hinweise auf hoch beanspruchte Strukturbereiche, deren Verstärkung meist zu Verbesserungen im mechanischen Gesamtverhalten führen. Insgesamt ist die Bedeutung von Spannungsbildern im Werkzeugmaschinenbau jedoch von untergeordneter Bedeutung, da die Struktur in der Regel weit unterhalb ihrer Belastungsgrenze beansprucht wird (ALBERTZ 1995, S. 11).

Mit der Biegelinienanalyse wurde durch KIEHL 1984 ein weiteres Verfahren zur Identifikation lokaler Schwachstellen entwickelt. Dabei wird entlang der Auenkontur des betrachteten mechanischen Systems eine Linie definiert, deren Biegung bei Verformung des Systems ausgewertet wird. ECKSTEIN 1988 verfeinerte das Verfahren u. a. dahingehend, da die Auswirkungen lokaler Verformungen in Maschinenteilen oder Verbindungselementen auf die Auslenkung der Zerspanstelle anteilig bestimmt werden konnten. Später wurde durch ALBERTZ 1995 ein Programmsystem

zur Berechnung und Darstellung von Verformungskennlinien vorgestellt, das anders als die bisherigen Verfahren auf einer mathematischen Beschreibung der Maschinendeformation beruht. Bei dieser, mit *Kinematischer Reduktion* bezeichneten Methode werden in einem iterativen Näherungsverfahren die Verlagerungen von im Kraftfluß liegenden Strukturbereichen (meist die bauteilbegrenzenden Fügeflächen) durch Transformationsmatrizen beschrieben und damit erneut die Möglichkeit zur Bestimmung von bauteilbezogenen Anteilen an der Gesamtverlagerung des *Tool-Center-Point* gegeben.

3.3.3 Strukturoptimierung

Um die identifizierten steifigkeitskritischen Bauteile unter Berücksichtigung der einwirkenden Lasten und vorgegebenen Restriktionen rechnergestützt zu optimieren, steht eine Vielzahl numerischer Optimierungsverfahren auf Basis der Finite-Elemente-Analyse zur Verfügung. Im Bereich der Wandstärkenoptimierung seien hierzu beispielhaft die Arbeiten von FÖRTSCH 1988, WARD U.A. 1987 und KÖLSCH 1992, im Bereich der Gestaltoptimierung die Arbeiten von SAUTER 1991, SPRANGERS 1994 und WECK & BÜRENSCHÜTT 1995 angeführt. Forschungsarbeiten zur Entwicklung von Topologie-optimierungsmethoden wurden u. a. von ATREK & KODALI 1988, BENDSOE 1988, KIKUCHI & BENDSOE 1988, MATTHECK U.A. 1992, ROZWANY U.A. 1993, SAUTER U.A. 1994 und ASBECK 1997 veröffentlicht. Alle Algorithmen sind auf die Minimierung von Bauteilmassen bzw. die Maximierung von Bauteilstieifigkeiten bei statischer Belastung ausgerichtet. Einige Ansätze erlauben zudem die Verbesserung dynamisch beanspruchter Systeme durch Optimierung der Systemeigenwerte bzw. Eigenfrequenzen. Eine direkte Optimierung der dynamischen Struktursteifigkeit auch im Sinne minimierter Resonanznachgiebigkeiten ist zum heutigen Zeitpunkt jedoch nicht möglich (ALBERTZ 1995, S. 19).

Ein Großteil der im Rahmen dieser Arbeiten entwickelten Algorithmen ist heute in kommerzielle FE-Systeme implementiert und stehen damit allgemein als zusätzliches Werkzeug für die Produktentwicklung zur Verfügung. Als Beispiele rechnergestützter Strukturoptimierungswerzeuge sind ANSYS, CAOSS, IDEAS, MSC/NASTRAN, PERMAS und Pro/MECHANICA zu nennen. Trotz der vielfältigen Einsatzmöglichkeiten von Strukturoptimierungsmethoden gilt ihre Anwendung in Konstruktion und Entwicklung als wirtschaftlich meist nicht gerechtfertigt. Die Hauptgründe hierfür sind die enormen Rechneranforderungen, sowie die arbeitszeitintensive Definition des Optimierungsproblems, die mit großer Sorgfalt und Kompetenz zu erfolgen hat. Es ist allerdings davon auszugehen, daß sich dieser Umstand in den nächsten Jahren mit

weiter verbesserten Rechnerleistungen und komfortableren Preprocessing-Funktionalitäten der Optimierungswerkzeuge zu Gunsten einer effektiveren und stärker verbreiteten Anwendung verändert wird. Softwarewerkzeuge wie MSC/CONSTRUCT (MACNEAL SCHWENDLER 1997), die eine leichte Problemdefinition erlauben und ressourcenschonende Algorithmen verwenden, weisen hier den richtigen Weg.

In der Konstruktionspraxis des heutigen Werkzeugmaschinenbaus beschränkt sich der Einsatz von Optimierungswerkzeugen auf Probleme der Wandstärkenoptimierung. Während die Ergebnisse der Wandstärkenoptimierung auf der einen Seite schon wertvolle Hinweise auf über- bzw. unterdimensionierte Strukturbereiche liefern können, hält sich der Aufwand zur Definition des Optimierungsproblems dank der einfachen Definition der Optimierungsvariablen und der bereits in größerem Umfang implementierten Preprocessing-Funktionalitäten im überschaubaren Rahmen. Anders verhält es sich mit der Gestalt- und Topologieoptimierung. Bei der Gestaltoptimierung steht die aufwendige und bislang nur unzureichend unterstützte Definition der Optimierungsparameter, bei der Topologieoptimierung die hohen erforderlichen Systemressourcen und Rechenzeiten einem effizienten Einsatz in der Konstruktionspraxis gegenüber. Beide haben daher im Werkzeugmaschinenbau nur zur Ausarbeitung genereller Gestaltungsrichtlinien für die beanspruchungsgerechte Konstruktion Anwendung gefunden (WECK & STEINKE 1982, STEINKE 1983, WECK 1991, WECK & VONDERHAGEN 1991, WECK & ASBECK 1995). Mit der zu erwartenden, weiteren Leistungssteigerung bei Soft- und Hardwaresystemen ist jedoch davon auszugehen, daß die Bedeutung dieser Optimierungsmethoden auch in ihrer projektspezifischen Anwendung weiter steigen wird.

3.4 Integration von Gestaltung und Berechnung

Zielsetzung der Integration von Gestaltung und Berechnung ist es, durch den Einsatz von Berechnungsmethoden zusätzlich gewonnene Informationen möglichst frühzeitig in der Konstruktion bereitzustellen, um sie für den Prozeß der Gestaltung und Dimensionierung nutzbar zu machen. Fehler sollen so von Anfang an vermieden und Iterationszyklen verkürzt werden. Mit der gleichen Zielsetzung werden hierzu parallel Integrationsansätze aus Sicht der Prozeßgestaltung (Abschnitt 3.4.1) und aus Sicht der hierzu erforderlichen informationstechnischen Rahmenbedingungen verfolgt (Abschnitt 3.4.2).

3.4.1 Prozeßtechnische Integration

Während sich eine Vielzahl wissenschaftlicher Arbeiten mit der generellen Qualifizierung von Berechnungs- und Simulationsmethoden für die Belange des Werkzeugmaschinenbaus auseinandergesetzt haben (FINKE 1977, BAUER 1991, u. a.), sind kaum Literaturquellen verfügbar, die sich mit der Einbindung von Berechnungsschritten in den Entwicklungs- bzw. Konstruktionsprozeß von Werkzeugmaschinen beschäftigen. Obwohl als eigentliche Intention des CA-Technologieeinsatzes immer die frühzeitige Informationsgewinnung und ihre korrigierende Rückwirkung auf die Konstruktion hervorgehoben wird, betrachten die Autoren die rechnergestützte Analyse meist als eigenen, völlig losgelösten Arbeitsschritt im Entwicklungsprozeß, der frühestens zu dem Zeitpunkt beginnen kann, an dem alle aus Sicht der Simulation erforderlichen Daten vorliegen.

Bei der Durchführung dynamischer Last-/ Verformungsanalysen ist diese Randbedingung erfüllt, wenn alle masse- und steifigkeitsbeeinflussenden Systemkomponenten vollständig definiert und die Eigenschaften der Verbindungselemente bekannt sind. Wie in Abschnitt 3.2.1 dargelegt, ist letzteres jedoch erst nach Durchführung eines Model-Updating-Prozesses anhand von Meßdaten möglich. Aus dieser Sichtweise heraus wurde u. a. von ZIEHL 1996 (S. 43) ein Vorgehensplan zur Anwendung der Maschinensimulation im Entwicklungsprozeß definiert, der das Model-Updating als wesentlichen Bestandteil und Voraussetzung für realitätsnahe Ergebnisse beinhaltet. Zusätzliche Informationen durch die Simulation sind somit erst nach Untersuchung des Hardwareprototypen und damit nach vorläufigem Abschluß der Konstruktionsaktivitäten verfügbar, so daß sich in der Regel keine Rückwirkung mehr auf die Konstruktion ergibt. Der Mehrwert der Simulation beschränkt sich damit auf die Bereitstellung einer Experimentierplattform, die der Konstrukteur sowohl zur Unterstützung bei der Ursachenforschung auftretende Störfälle, als auch zur Analyse des Einflusses verschiedener konstruktiver Parameter heranziehen kann, um damit sein Verständnis für die Wirkzusammenhänge zu verbessern und die zusätzlich gewonnenen Erkenntnisse in nachfolgende Entwicklungsprojekte einbringen zu können.

Ein deutlicher Nutzenvorteil ergibt sich durch die Einbindung strukturdynamischer Berechnungen in den Konstruktionsprozeß nach dem Vorgehensmodell von ALBERTZ 1995 (Bild 3-6), das sich erstmals von dem Gedanken löst, das System Werkzeugmaschine in allen Details und mit allen Einflußparametern exakt abbilden zu müssen. Nach diesem Ansatz bleiben die Dämpfungseigenschaften bei der Simulation des dynamischen Maschinenverhaltens zunächst unberücksichtigt. Die berechneten

Ergebnisse können damit zwar nicht mehr für eine absolute Bewertung der Maschineneigenschaften herangezogen werden, die Möglichkeit, Strukturschwächen zu erkennen und unterschiedliche konstruktive Varianten vergleichend zu bewerten, bleibt aber erhalten. Erste Simulationsergebnisse können so bereits vor der weiteren Ausarbeitung der Konstruktion und vor Fertigung eines Hardwareprototypen bereitgestellt und für eine Optimierung des Maschinenentwurfs genutzt werden. Nach wie vor wird jedoch die Verfügbarkeit aller massen- und steifigkeitsrelevanten Daten der Maschine vorausgesetzt, so daß für erste Simulationsschritte die Entwurfstätigkeiten zumindest vorläufig abgeschlossen sein müssen.

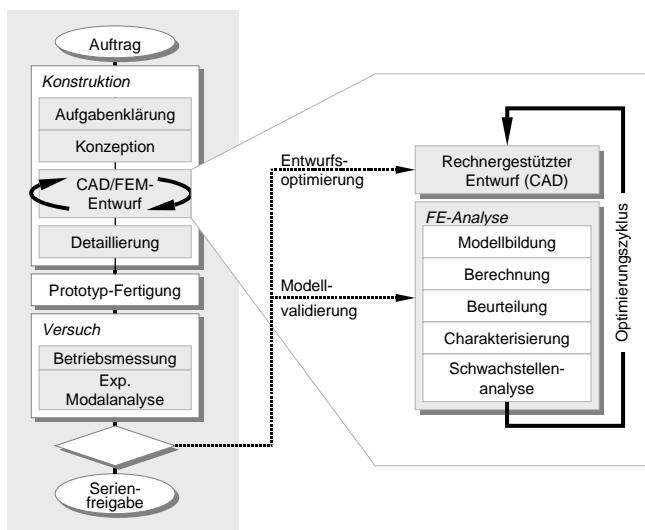


Bild 3-6: Vorgehensmodell zur Entwicklung von Werkzeugmaschinengestellstrukturen (nach ALBERTZ 1995, S. 9)

3.4.2 Informationstechnische Integration

Mit zunehmender Integration von Konstruktion und Berechnung nimmt die Fülle an auszutauschenden Informationen zwischen den ehemals vollständig getrennten Bereichen der Konstruktion und der Berechnung enorm zu. Vielfach wird gefordert, diese historische Trennung vollständig aufzuheben und die erforderlichen Berechnungen direkt vom Konstrukteur durchführen zu lassen. Während dies bei Auslegungs- und Dimensionierungsrechnungen gängige Praxis ist, muß bei Analysen

strukturmechanischer Eigenschaften von Werkzeugmaschinen aufgrund der stark erhöhten Problem- und Modellkomplexität jedoch davon ausgegangen werden, daß kompetente Berechnungsspezialisten auf absehbare Zeit unverzichtbar bleiben. In beiden Fällen gilt es jedoch, den Informationsfluß zwischen Konstruktion und Berechnung durch entsprechende informationstechnische Hilfsmitteln zu unterstützen.

Dieser Forderung folgend wurden verschiedenste rechnergestützte Konstruktionssysteme entwickelt, mit denen auf Basis eines integrierten Produktmodells sowohl Synthese- wie auch Analyseschritte durchgeführt und beliebige Produktinformationen von allen Projektbeteiligten abgefragt werden können. Die Ansätze reichen von um spezielle Berechnungsmethoden erweiterten CAD-Systemen (EHRLENSPIEL & WOLFRAM 1994) bis hin zu umfassenden, proprietären Konstruktionssystemen, deren Ziel die Unterstützung des gesamten Produktentwicklungsprozesses von der Anforderungsaufnahme bis zur Erstellung der serienreifen Fertigungsunterlagen ist (FELDHUSEN 1989, GRABOWSKI 1991, WEIGEL 1991, MEERKAMM U.A. 1997B). Weitere Ansätze wurden im Umfeld offener Systemumgebungen (RAMMIG & STEINMÜLLER 1992, GAUSEMEIER U.A. 1995) und anwendungsbürgereifender Produktmodelle (ANDERL 1992, GRABOWSKI U.A. 1993, KRAUSE U.A. 1994) entwickelt.

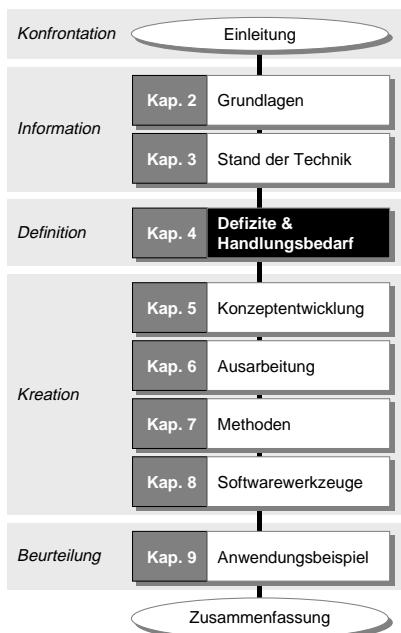
Konzepte zum anwendungsorientierten Aufbau integrierter Konstruktionsarbeitsplätze für Werkzeugmaschinen wurden von WECK & DAMMER 1997A sowie von REINHART U.A. 1998 ausgearbeitet. Gemäß der hohen Anforderungen an Maschinen-dynamik und Struktursteifigkeit wurden bei beiden Ansätzen eigenständig ablauf-fähige CAE-Werkzeuge zur Mehrkörper- und Finite-Elemente-Simulation ausgewählt und zusammen mit einem 3D-CAD-System zu einer spezifischen Entwicklungs-umgebung kombiniert. Alle globalen Informationen werden in einer zentralen Datenbasis (Datenbank oder übergeordnetes CAD-Referenzmodell) abgelegt und bei der (teil-)automatisierten Ableitung der Analysemodelle übergeben. Durch die enge Verknüpfung der Systeme können Inkonsistenzen und wiederholtes Generieren von Grunddaten weitestgehend vermieden werden.

Im kommerziellen Bereich wird die Entwicklung von integrierten Konstruktionsarbeitsplätzen von den CAD-System-Anbietern vorangetrieben, deren 3D-Systeme mehr und mehr zu Integrationsplattformen für verschiedenste CAE-Werkzeuge ausgebaut werden. So bieten alle marktrelevanten CAD-Systeme heute die Möglichkeit, die erstellten 3D-Modelle ohne Systemwechsel einfachen kinematischen oder struktur-mechanischen Analysen zu unterziehen. Die hierfür eingesetzten Systemmodule entsprechen dabei in Funktionalität und Leistung beschränkten Versionen professio-neller CAE-Werkzeuge und wurden unter dem maßgeblichen Aspekt einfacher

Bedienbarkeit entwickelt. Auch hier wird die Strategie verfolgt, den Analyseaufwand so weit wie möglich durch die Automatisierung von Modellierungsschritten zu reduzieren, um eine wiederholte Beurteilung konstruktiver Varianten im iterativen Konstruktionsprozeß zu ermöglichen.

4 Defizite und Handlungsbedarf

In dem Bestreben, mit Hilfe der Simulationstechnik ungünstige dynamische Maschineneigenschaften zu erkennen und so schon frühzeitig und mit nur geringen Folgekosten korrigierend in die Konstruktion einzugreifen, wurden bis heute im wesentlichen drei Entwicklungsstufen durchlaufen (Bild 4-1). Den heutigen Stand der Technik stellt dabei der von ALBERTZ 1995 definierte Ablauf dar. Etwaige Entwurfsänderungen können nach dieser Vorgehensweise bereits vor der weiteren Ausarbeitung der Entwürfe und insbesondere vor Fertigung eines Prototypen vorgenommen werden (s. auch Abschnitt 3.4.1). Gegenüber den beiden anderen dargestellten Abläufen ergibt sich durch die Verkürzung des Optimierungszyklus ein erheblicher Zeit- und Kostenvorteil in der Produktentwicklung.



Obwohl Albertz bei seinem Modell vom integrierten CAD-/FEM-Entwurf spricht, sind de facto Entwurfs- und Berechnungsschritte nach wie vor strikt getrennt und sequentiell zu bearbeiten. Erst nach Abschluß des Erstentwurfs wird das mechanische System in einem Berechnungsmodell abgebildet und verschiedenen Analysen unterzogen. Weiter ist festzustellen, daß die von Albertz favorisierte enge CAD-FEM-Kopplung zur automatischen Ableitung von FE-Schalenmodellen aus 3D-CAD-Geometrien in ihren Möglichkeiten stark begrenzt ist und damit die Berechnung kompletter Werkzeugmaschinenstrukturen „auf Knopfdruck“ mittelfristig unrealistisch bleiben wird. Nach wie vor ist also mit erheblichem Modellierungsaufwand und damit mit einer weiteren Verzögerung des Ablaufs von ca. 2-3 Wochen zu rechnen, bevor erste Simulationsergebnisse vorliegen.

In der industriellen Praxis führt diese Vorgehensweise zu folgenden Nachteilen:

- Dem Konstrukteur wird nach wie vor keine Hilfestellung während seiner Entwurfstätigkeit gegeben, so daß die Qualität des Erstentwurfs vom Einsatz der Simulationstechnik unberührt bleibt. Hinweise darauf, wie man die Maschinenstruktur besser gestalten können, stehen erst dann zur Verfügung, wenn die Gestalt und Dimension der Systemkomponenten bereits festgelegt ist.
- Die Bereitschaft, Änderungen an der vollständig definierten mechanischen Struktur vorzunehmen, ist angesichts des typischerweise hohen Zeitdrucks in der Konstruktion äußerst gering und nur dann gegeben, wenn nachgewiesen werden kann, daß die geforderten Struktureigenschaften nicht erreicht werden konnten. Wegen der bereits mehrfach angesprochenen Unsicherheiten in der Absolutgenauigkeit der Berechnungsergebnisse, kann die Simulation diesen Nachweis jedoch nicht erbringen. Konstruktive Änderungen werden somit in der Regel nur noch dann vorgenommen, wenn sie schnell und kostengünstig umgesetzt werden können. Eine Verbesserung der Struktureigenschaften wird durch solche marginalen Änderungen jedoch nur in äußerst geringem Maße erzielt.

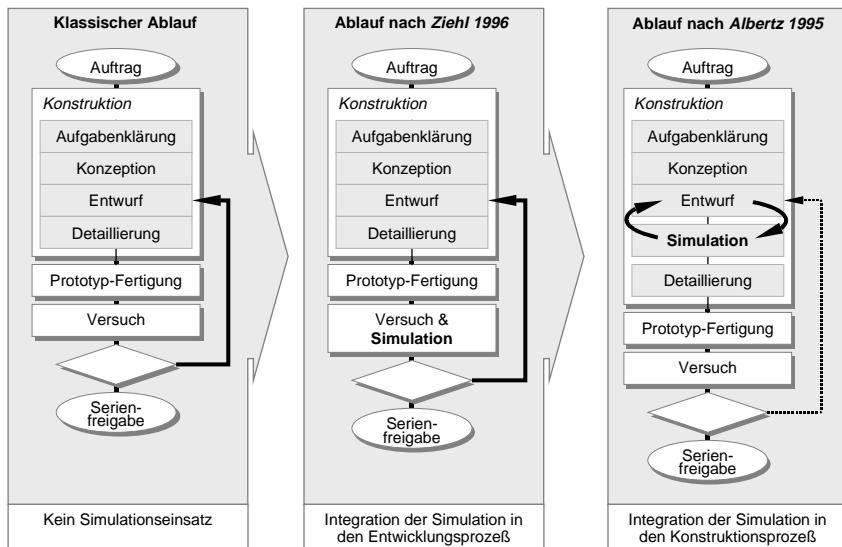


Bild 4-1: Integrationsstufen strukturdynamischer Berechnungen bei der Entwicklung von Werkzeugmaschinen

Als Fazit läßt sich feststellen, daß die Vorgehensweise nach ALBERTZ 1995 nur dann Vorteile bietet, wenn die Erkenntnisse der Simulation konsequent in mehreren Iterationsschleifen zur Überarbeitung der Bauteilentwürfe genutzt werden. Genau diese Bedingung steht jedoch der Forderung nach kurzen Entwicklungszeiten entgegen, da zeit- und arbeitsaufwendige Optimierungsschleifen durchlaufen werden, die u. U. zur Zielerreichung nicht erforderlich wären. Es ergibt sich ein ungünstiges Aufwand-/Nutzenverhältnis, das die wirtschaftliche Anwendung strukturdynamischer Berechnungen in der Werkzeugmaschinenkonstruktion in Frage stellt.

Andererseits steht außer Zweifel, daß der Innovationsdruck in der Produktentwicklung sowie die Komplexität der Produkte in Zukunft weiter zunehmen werden. Nur diejenigen Unternehmen werden weiterhin erfolgreich auf dem Markt agieren, die in der Lage sind, die erhöhte Komplexität zu beherrschen und neue Technologien bei nur geringem Entwicklungsrisiko frühzeitig auf den Markt zu bringen. Auf den Einsatz von Simulationstechnologien wird daher mittel- bis langfristig kaum ein Maschinenhersteller verzichten können.

Aus der einerseits hohen Nachfrage nach Hilfsmitteln zur Unterstützung der Produktentwicklung und den andererseits offensichtlichen Nachteilen bestehender Ansätze zur Anwendung dieser Hilfsmittel in der Werkzeugmaschinenkonstruktion ergibt sich der Handlungsbedarf, die Abläufe in einem simulationsgestützten Konstruktionsprozeß hinsichtlich eines höheren Nutzens neu zu überdenken und zu gestalten.

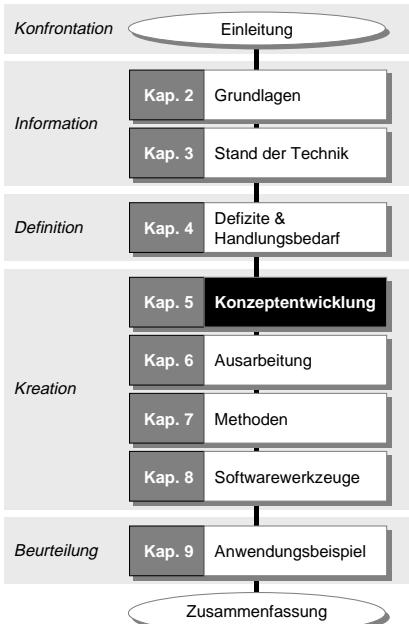
Als Ziel dieser Arbeit soll daher unter Berücksichtigung der informationstechnischen Randbedingungen ein allgemeingültiger und objektungebundener Vorgehensplan (=Vorgehensmodell) entwickelt werden, der eine Anleitung zur effizienten Anwendung von Simulationsmethoden für die Analyse und Optimierung strukturdynamischer Eigenschaften in der Werkzeugmaschinenkonstruktion darstellt.

5 Konzeptionierung eines neuen Vorgehensmodells

5.1 Inhalt des Kapitels

Vor dem Hintergrund der im vorangegangenen Kapitel aufgezeigten Defizite soll das Konzept eines neuen, verbesserten Vorgehensmodells für die simulationsgestützte Konstruktion von Werkzeugmaschinen entwickelt werden. Hierzu wird wie folgt vorgegangen:

Aus den Erfahrungen mit bestehenden Ansätzen werden in einem ersten Schritt Anforderungen definiert, die es durch ein verändertes Vorgehen zu erfüllen gilt, um das Nutzenpotential der Simulation ausschöpfen und damit ihre Effizienz signifikant steigern zu können. Der zugehörige Abschnitt 5.2 entspricht somit einer konkretisierten Zielsetzung der Arbeit. Der anschließende Prozeß der Lösungsfindung erfolgt problemorientiert und weitgehend unabhängig von bestehenden Lösungsansätzen, um nicht in vorgegebene Denkmuster zu verfallen und damit den Lösungsraum von vornherein ungewollt einzuschränken. Demnach werden zunächst die grundlegenden Probleme identifiziert und dargestellt, die im wesentlichen zur Realisierung günstigerer Abläufe in der simulationsgestützten Konstruktion zu lösen sind (Abschnitt 5.3). Die Frage, durch welche Maßnahmen ein genereller Beitrag zur Lösung dieser Probleme geleistet werden kann, ist Gegenstand von Abschnitt 5.4, in dem zwei entsprechende Strategien aufgezeigt werden. Die Umsetzung dieser Strategien in das konkrete Konzept eines neuen Vorgehensmodells erfolgt schließlich im abschließenden Abschnitt 5.5.



5.2 Anforderungen an ein verändertes Vorgehen

Zur Effizienzsteigerung eines simulationsgestützten Konstruktionsprozesses gilt es, den gesamtwirtschaftlichen Nutzen des Simulationseinsatzes unter Berücksichtigung der dafür aufzuwendenden Ressourcen zu erhöhen. Im Werkzeugmaschinenbau lässt sich ein solcher Mehrwert insbesondere dann erzielen, wenn mit Hilfe der Simulation die Qualität und Aktualität der Produktpalette verbessert und damit Marktanteile gewonnen sowie höhere Preise am Markt durchgesetzt werden können. Der Einsatz von CAE-Technologien in der beanspruchungsgerechten Konstruktion ist demnach vor allem nach den Gesichtspunkten reduzierter Entwicklungszeiten und gesteigerter Produktqualität zu gestalten.

Mit Kenntnis der in Kapitel 4 dargestellten Defizite der bestehenden Ansätze lassen sich folgende Anforderungen an einen simulationsgestützten Konstruktionsprozeß formulieren:

- Informationen, die dem Konstrukteur in irgendeiner Form Unterstützung bei der Lösung seiner Gestaltungsaufgabe bieten können, sind diesem so früh wie möglich bzw. während und nicht erst nach Abschluß der Entwurfstätigkeiten bereitzustellen. Konstruktive Mängel sollen so von Anfang an vermieden, statt nachträglich korrigiert werden.
- Nach Festlegung des Maschinenkonzepts werden die strukturmechanischen Eigenschaften des Systems Werkzeugmaschine vor allem durch die Struktur und Dimensionierung der gestaltabhängigen Systemkomponenten definiert. Analysemethoden sind daher so einzusetzen, daß sie dem Konstrukteur in Hinblick auf günstige dynamische Systemeigenschaften klare Hinweise zur Gestaltung dieser Komponenten geben.
- Analyse- und Syntheseschritte sind möglichst eng miteinander zu verflechten und in mehrfachen, möglichst kurzen Optimierungszyklen zu wiederholen. Nur wenn die Auswirkungen konstruktiver Maßnahmen schnell und frühzeitig erkannt werden, kann entsprechend regelnd eingegriffen werden.
- Der Mehraufwand, der sich durch zusätzliche Analyseschritte und die gewünscht höhere Anzahl an Iterationsschleifen ergibt, ist auf ein Minimum zu begrenzen und sollte sich nicht in erhöhtem Maße verlängernd auf den Konstruktionsprozeß auswirken. Zeitvorteile, die sich durch den Einsatz von CAE-Technologien für die der Konstruktion nachgelagerten Bereiche ergeben, könnten ansonsten durch die Verlängerung des Konstruktionsprozesses kompensiert werden.

5.3 Problemfokussierung

5.3.1 Unbekannte Wirkzusammenhänge bei der Systemgestaltung

Ziel der beanspruchungsgerechten Konstruktion ist es, die mechanischen Bauteile der Maschine so zu gestalten und zu einem Gesamtsystem zu verknüpfen, daß die Anforderungen des Kunden an das Maschinenverhalten möglichst gut erfüllt werden. Zur zielgerichteten Lösung dieser Aufgabe müssen dem Konstrukteur die Abhängigkeiten zwischen der Gestalt der zu entwerfenden mechanischen Maschinenkomponenten und dem späteren Betriebsverhalten der Maschine bekannt sein, bzw. muß er aus den geforderten Betriebseigenschaften der Maschine eindeutige Hinweise zur beanspruchungsgerechten Gestaltung der Einzelbauteile ableiten können. Aufgrund der in der Maschinendynamik komplexen Wechselwirkungen zwischen den beteiligten mechanischen und elektrotechnischen Systemkomponenten stellt dies den Konstrukteur jedoch vor ein nicht-triviales und ohne Rechnerunterstützung kaum lösbares Problem (Bild 5-1).

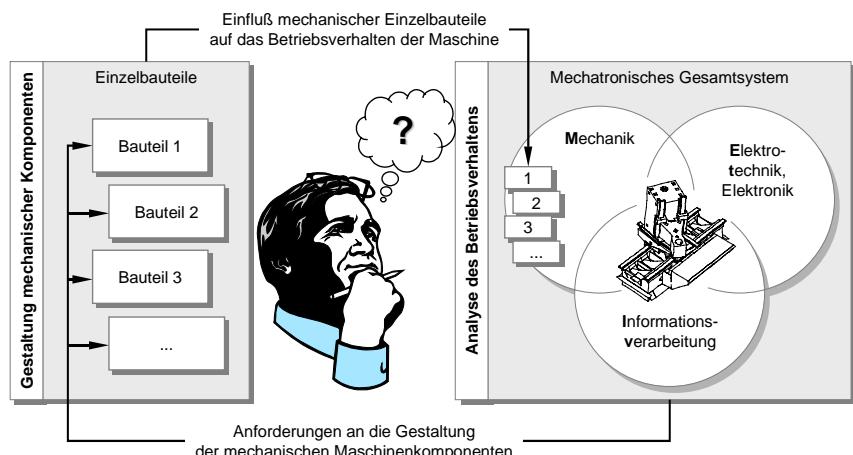


Bild 5-1: Der Konstrukteur vor dem Problem unbekannter Wirkzusammenhänge bei der Gestaltung der mechanischen Systemkomponenten

Vor dem Hintergrund dieses Problems ist der Entwicklungsprozeß von Werkzeugmaschinen durch das „Trial-and-Error“-Prinzip gekennzeichnet: Ausgehend von den maximal auftretenden statischen Kräften (= maximale Vorschubkräfte der Achsen, Gewichts- und Beschleunigungskräfte) werden die auf die Einzelkomponenten wir-

kenden Belastungen bestimmt und diese mit Hilfe von Erfahrungswissen und einschlägigem Regelwerk entsprechend ausgelegt. Überschlägige Berechnungen der erforderlichen Flächenträgheitsmomente helfen dabei dem Konstrukteur, bei biegebeanspruchten Bauteilen günstige Querschnittsformen zu finden und diese ausreichend zu dimensionieren. Wie sich die mechanische Konstruktion der Systemkomponenten aber auf das Schwingungsverhalten des Systems und damit auf das Betriebsverhalten der Maschine auswirken wird, bleibt zunächst ungewiß.

Erst nach Abschluß der Entwurfstätigkeit kann das System rechnerisch oder später auch meßtechnisch untersucht, bewertet und die Wirkzusammenhänge zwischen den Gestaltungsparametern der Systemkomponenten und dem Betriebsverhalten des mechatronischen Systems Werkzeugmaschine durch Parameterstudien analysiert werden. Die Anwendung moderner Simulationsmethoden als Experimentierplattform (vgl. Abschnitte 3.2.1 und 3.2.2) kann dabei zwar die Durchführung solcher Parameterstudien erheblich erleichtern und beschleunigen, die gewonnenen Erkenntnisse liegen aber dennoch zu spät vor, um dem Konstrukteur in der entscheidenden frühen Entwurfsphase die richtigen Impulse geben zu können. Die Problemsituation bleibt somit unverändert: Bei der Erstellung der Erstentwürfe können nach wie vor nur Vermutungen angestellt werden, welche Struktureigenschaften die Systemkomponenten aufweisen müssen, um ein günstiges Betriebsverhalten des Gesamtsystems zu erreichen. Ein zielgerichtetes Vorgehen bei dem Versuch, die einzelnen mechanischen Maschinenbauteile auch unter dynamischen Gesichtspunkten beanspruchungsgerecht zu gestalten und zu dimensionieren, bleibt unmöglich.

5.3.2 Geringe Verfügbarkeit systembeschreibender Daten

CA-Methoden wie die Finite-Elemente-Methode oder die Mehrkörpersimulation werden traditionell zur Beurteilung und Schwachstellenanalyse fertiger System- oder Bauteilentwürfe, also zur Nachrechnung vollständig definierter Produkteigenschaften eingesetzt. Um die physikalischen Eigenschaften des digitalen Prototypen mit den Eigenschaften bereits existierender und auf dem Markt erfolgreicher Produkte vergleichen zu können, gilt es, die Realität möglichst exakt im Modell nachzubilden. Voraussetzung hierfür ist jedoch, daß

- alle systembeeinflussenden physikalischen Effekte bekannt sind,
- diese mit Hilfe der verfügbaren CAE-Methoden anhand entsprechender Modelle analysiert werden können und

- alle, zur vollständigen Beschreibung der Modelle erforderlichen Daten zur Verfügung stehen.

In den frühen Konstruktionsphasen des Konzipierens und Entwerfens ist letztere Bedingung jedoch nicht erfüllt, da weder Gestalt noch Dimension der zu untersuchenden Bauteile gegeben sind. Die realitätsgerechte Abbildung der Bauteile in einem analysefähigen Modell ist mangels erforderlicher Beschreibungsdaten nicht möglich. Die Anwendung der Simulationstechnologien in ihrem herkömmlichen Sinne als Werkzeug zur Nachrechnung und quantitativen Bewertung von Produkteigenschaften im Entwurfsprozeß muß damit als wenig sinnvoll betrachtet werden.

5.3.3 Notwendigkeit der Systembetrachtung

Das dynamische Verhalten eines schwingungsfähigen Systems wird durch das Zusammenspiel der Eigenschaften aller Systemkomponenten festgelegt und lässt sich entsprechend nur durch eine Analyse des Gesamtsystems bestimmen. Die voneinander unabhängige Untersuchung des dynamischen Last-/ Verformungsverhaltens von Einzelkomponenten ist nach Bild 5-2 dagegen nicht zielführend.

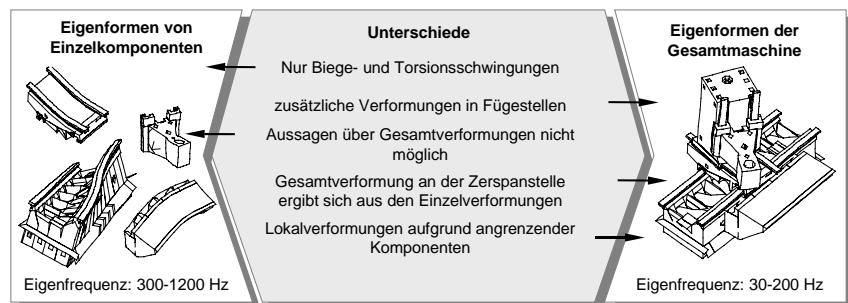


Bild 5-2: Unterschiedliches dynamisches Verformungsverhalten mechanischer Bauteile als Einzelteile und Systemkomponenten (ALBERTZ 1995, S. 48)

Übertragen auf den konstruktionsbegleitenden Simulationseinsatz bedeutet dies, daß beim Entwurf der einzelnen Maschinenbauteile nur dann die Möglichkeit besteht, konstruktive Varianten hinsichtlich ihrer Wirkung auf das dynamische Verhalten der Gesamtmaschine zu überprüfen, wenn alle anderen Systemkomponenten bereits vollständig definiert und im Modell abgebildet sind. Der frühest mögliche Zeitpunkt zur Durchführung rechnergestützter, dynamischer Verformungsanalysen ist damit auf das Ende der Entwurfsphase festgelegt.

5.4 Strategien zur Problembehebung

5.4.1 Änderung der Zielsetzung beim Simulationseinsatz

Die Hauptzielsetzung eines verbesserten Vorgehens in der simulationsgestützten Konstruktion besteht in einer noch früheren Bereitstellung von Informationen im Konstruktionsprozeß und der damit ermöglichten, in Hinblick auf ein günstiges dynamisches Maschinenverhalten zielgerichteten Gestaltung und Dimensionierung der Systemkomponenten. In bezug auf strukturmechanische Berechnungen in der Produktentwicklung formuliert hierzu RÜSING 1997 (S. 98): „Das entscheidende ist, daß die FEM-Berechnungen bereits bei der Strukturentwicklung eingesetzt werden, und nicht wie konventionell, erst als Nachrechenwerkzeug“.

Einer frühzeitigen, konstruktionsbegleitenden Durchführung strukturdynamischer Analysen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode oder der Mehrkörpersimulation stehen jedoch grundsätzlich die zuvor in den Abschnitten 5.3.2 und 5.3.3 dargelegten Probleme entgegen, zu deren Lösung die generelle Zielsetzung des Simulationseinsatzes neu zu überdenken ist: Welche Aussagen können und sollen mit Hilfe der Simulation getroffen werden, und welche Daten sind hierzu in welchem Umfang und mit welcher Genauigkeit erforderlich?

Offensichtlich ist zunächst die Erkenntnis, daß die klassische Betrachtung der Simulation als Werkzeug zur realitätsgereuen Analyse und Bewertung von Produkteigenschaften bei einer konstruktionsbegleitenden Anwendung nicht weiter geeignet ist. Die exakte Berechnung der Eigenschaften eines noch nicht definierten Produkts wäre weder sinnvoll noch möglich. Zielsetzung des Simulationseinsatzes muß es vielmehr sein, in Abhängigkeit der aktuell zu bearbeitenden Problemstellung im Konstruktionsprozeß tendenziell günstige Lösungswege aufzuzeigen und verschiedene Lösungen auch auf stark abstrahiertem Niveau vergleichend zu bewerten. Die Bedeutung quantitativ richtiger Ergebnisse ist dabei im Vergleich zur tendenziell richtigen Erfassung des Einflusses der verschiedenen Gestaltungsparameter absolut untergeordnet. Weiter sollen Simulationsmethoden mit dem Ziel eingesetzt werden, globale Charakteristiken von mechanischen Systemen qualitativ zu erfassen und damit die Grundlage zur Definition von Anforderungen an die Eigenschaften der Systemkomponenten zu schaffen. In bezug auf das dynamische Verhalten des Systems Werkzeugmaschine bedeutet dies, charakteristische und nicht von konstruktiven Details abhängige Schwingungsformen zu identifizieren, um daraus Schlüsse für eine möglichst günstige Gestaltung von Massen- und Steifigkeitseigenschaften der Maschinenkomponenten ziehen zu können. Fragen, die sich auf diesem

Wege beantworten ließen und deren qualitative Beantwortung für den Konstrukteur bereits einen erheblichen Informationsgewinn bedeuten würden, könnten wie folgt lauten:

- Wie verformt sich die Struktur in ihren kritischen, da niederfrequenten Schwingungsformen?
- Wie werden dabei die Systemkomponenten beansprucht (Torsion, Schub, Biegung) ?
- In welche Richtungen treten die wesentlichen Biegebeanspruchungen auf?
- Welche Strukturbereiche sind besonders steifigkeits-, welche besonders massekritisch?
- Wie wirken sich konstruktive Maßnahmen auf die Massen- und Steifigkeitsverteilung der Systemkomponenten und damit auf das dynamische Systemverhalten aus?

Betrachtet man die Zielsetzung eines konstruktionsbegleitenden Simulationseinsatzes unter diesen Gesichtspunkten, wird deutlich, daß bereits mit weniger exakten Daten und u. U. auch stark abstrahierten Modellen sinnvolle und hilfreiche Zusatzinformationen zur Unterstützung der Konstruktion gewonnen werden können.

5.4.2 Konsequente Problem- und Prozeßstrukturierung

Als weitere, wesentliche Strategie zur Gestaltung eines neuen Vorgehensmodells zur simulationsgestützten Konstruktion soll das aus der allgemeinen Systemtheorie bekannte Prinzip der Problemstrukturierung (siehe auch Bild 2-2) konsequent auf den simulationsgestützten Konstruktionsprozeß von Werkzeugmaschinen angewandt werden. Dabei wird ein allgemeines Grundproblem, das aufgrund seiner hohen Komplexität nicht von einer Person und in einem Arbeitsschritt gelöst werden kann, in mehrere Teilprobleme geringerer Komplexität unterteilt und diese schließlich im Rahmen definierter Randbedingungen unabhängig voneinander bearbeitet. Die Lösung des Grundproblems wird schließlich durch die Verknüpfung der Teillösungen erzielt. Um sicherzustellen, daß die Teilprobleme im Sinne des Gesamtproblems gelöst werden und sich durch den teilweisen Verlust der Wechselbeziehungen zwischen den Teilproblemen keine Fehlentwicklungen ergeben, sind bei der Definition der Teilprobleme klare Anforderungen und Randbedingungen zu formulieren.

Zielsetzung dieser Vorgehensweise ist es, die Komplexität des betrachteten Problems soweit zu reduzieren, bis ein beherrschbarer Komplexitätsgrad erreicht und eine systematische Problemlösung überhaupt erst möglich wird. Weiter soll durch die

Definition voneinander unabhängiger Teilprobleme die Möglichkeit geschaffen werden, mehrere Personen, Teams oder auch ganze Abteilungen in die Problemlösung einzubeziehen. Arbeitspakete können dadurch parallel bearbeitet und der Problemlösungsprozeß insgesamt deutlich verkürzt werden. Die Problemstrukturierung zieht damit in der Regel eine Strukturierung der Prozesse automatisch nach sich.

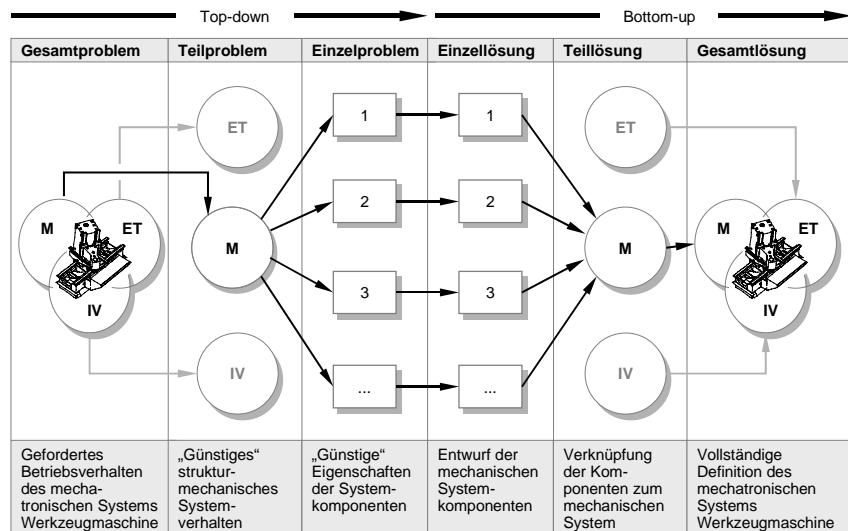


Bild 5-3: Problem- und Prozeßstrukturierung in der beanspruchungsgerechten Konstruktion von Werkzeugmaschinen

Bezogen auf die beanspruchungsgerechte Konstruktion von Werkzeugmaschinen bietet sich eine Strukturierung des Konstruktionsproblems gemäß Bild 5-3 an. Das Gesamtproblem besteht darin, eine Maschine zu konstruieren, die ein Betriebsverhalten entsprechend der Kundenanforderungen aufweist. Die Problemstrukturierung erfolgt in zwei Schritten. Im ersten Schritt wird das Problem auf die Gestaltung einer mechanischen Systemstruktur mit günstigem Last-/ Verformungsverhalten eingeschränkt und dabei von den Teilproblemen der Elektrokonstruktion und Informationsverarbeitung entkoppelt. In einem zweiten Schritt soll das fokussierte Problem in mehrere Einzelprobleme zur anforderungsgerechten Gestaltung der Systemkomponenten aufgebrochen werden, die dann vom Konstrukteur mit seinem gewohnten Handwerkszeug wie einschlägigem Regelwerk und/oder einfachen Finite-Elemente-Analysen problemlos gelöst werden können. Das mechanische Gesamtsystem ergibt

sich anschließend automatisch durch die Kopplung der entworfenen Systemkomponenten.

Den dominierenden Nutzenfaktor dieser Vorgehensweise zeigt Bild 5-4 auf. Im Gegensatz zur bisherigen „Trial-and-Error“-Vorgehensweise, sollen nun nach dem „Top-Down“-Prinzip aus den Anforderungen an die dynamischen Struktursteifigkeit der Maschine konkrete Anforderungen an die Eigenschaften der Systemkomponenten abgeleitet und dem Konstrukteur in Form von klaren Gestaltungshinweisen zur Unterstützung seiner Entwurfstätigkeit an die Hand gegeben werden. Da für diesen Schritt der Anforderungsdefinition die Wirkzusammenhänge zwischen den dynamischen Eigenschaften des Systems und den Massen- bzw. Steifigkeitseigenschaften der Systemkomponenten bekannt sein müssen, soll dieser Prozeß durch erste Simulationsschritte unterstützt werden.

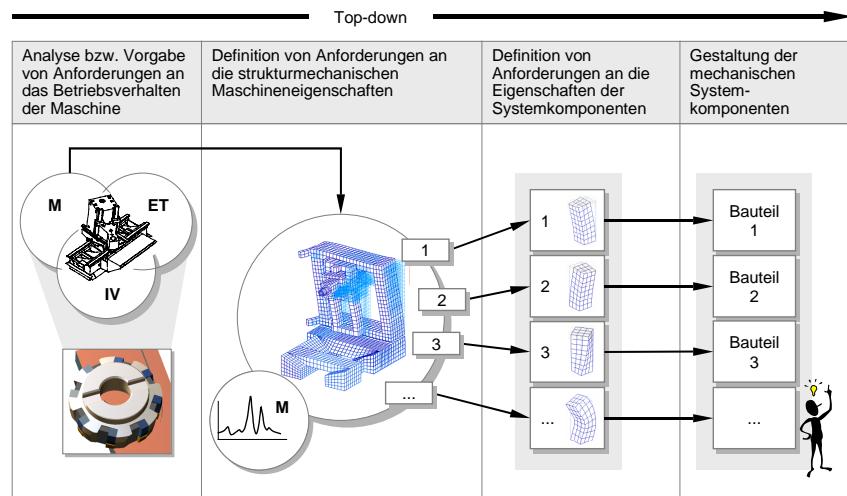


Bild 5-4: Ableitung von Hinweisen zur Gestaltung mechanischer Systemkomponenten

Nach Bild 5-5 ergibt sich durch das Prinzip der Problemstrukturierung im iterativen Konstruktionsprozeß ein weiterer bedeutender Vorteil. Die gefundenen konstruktiven Lösungen können auf den verschiedenen Ebenen der Problemlösung (Gesamt-, Teil- und Einzellösungen) analysiert und optimiert werden. Die Länge der zu durchlaufenden Optimierungszyklen unterscheidet sich dabei gerade beim Einsatz rechnergestützter Analysemethoden massiv. So besteht z. B. die Möglichkeit, auf niedrigster

Problemlösungsebene die Struktur einer mechanischen Systemkomponente gemäß den aus der übergeordneten Problemlösungsebene definierten Anforderungen schnell und problemlos anhand einfacher und leicht handhabbarer Analysemodelle zu optimieren. In kurzer Zeit können damit im Gegensatz zu einem unstrukturierten Problemlösungsprozeß deutlich mehr Iterationsschritte durchgeführt und somit mehr konstruktive Varianten hinsichtlich ihrer Eignung überprüft werden.

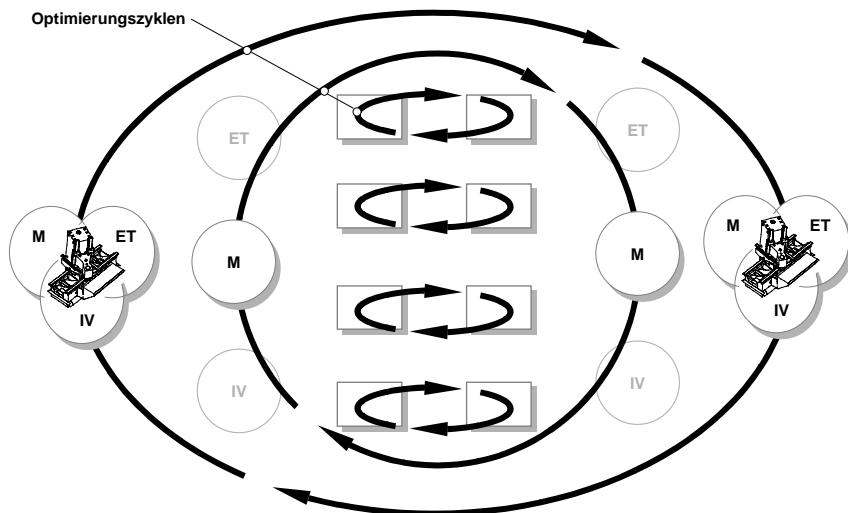


Bild 5-5: Optimierungszyklen auf verschiedenen Ebenen der Problemlösung

5.5 Konzept des Vorgehensmodells

In Hinblick auf die in Abschnitt 5.2 definierten Anforderungen an einen verbesserten simulationsgestützten Konstruktionsprozeß soll nun das Konzept eines neuen Vorgehens entworfen werden. Die in Abschnitt 5.4 ausgearbeiteten Strategien sind hierbei konsequent umzusetzen:

- Nutzung von Simulationsmethoden nicht nur zur Nachrechnung und quantitativen Bewertung vollständig definierter Maschinenentwürfe, sondern auch zur Definition von Gestaltungshinweisen und vergleichenden Bewertung konstruktiver Lösungen auf unterschiedlichsten Abstraktionsebenen.

- Konsequente Problemstrukturierung zur Reduzierung der Problemkomplexität sowohl bei Synthese- wie auch bei Analyseschritten, zur Verkürzung von Optimierungszyklen und zur Parallelisierung von Teilprozessen.

Als Ergebnis der auch unter Beachtung der informationstechnischen Randbedingungen erfolgten Prozeßgestaltung wurde das in Bild 5-6 dargestellte Vorgehensmodell definiert. Es sieht die konsequente Integration strukturmechanischer Berechnungen in den klassischen Konstruktionsprozeß von Werkzeugmaschinen vor und wurde insbesondere unter dem Gesichtspunkt einer möglichst zielgerichteten, da problemorientierten Informationsbereitstellung in der beanspruchungsgerechten Konstruktion entwickelt.

Wie bisher beginnt der Prozeß mit dem Klären der Konstruktionsaufgabe. Als Ergebnis dieser Tätigkeit sollte eine vollständige Anforderungsliste vorliegen, aus der Kundenzielgruppe, Haupteinsatzbereich und technische Leistungsmerkmale der Maschine hervorgehen. Aus Sicht der beanspruchungsgerechten Konstruktion ist dabei vor allem zu klären, für welche charakteristischen Bearbeitungsaufgaben die zu entwickelnde Maschine vorwiegend eingesetzt werden soll, um daraus die vorherrschenden Lastkollektive qualitativ abschätzen und die Maschine entsprechend auslegen zu können. Hierbei geht es z. B. um Fragestellungen, ob bei den typischen Bearbeitungsaufgaben kurze Haupt- oder eher kurze Nebenzeiten gefordert sind, ob sich die Leistungsmerkmale der Maschine mehr durch hohe Schrupplistung oder eher durch hohe Antriebsdynamik definieren, oder ob vorwiegend weiches Material wie Aluminium oder hartes Material wie Stahl bearbeitet werden soll.

Für die zweite Konstruktionsphase des Konzipierens wird das Gesamtproblem, eine Maschine mit den geforderten Betriebseigenschaften zu entwickeln, auf das Teilproblem, hierfür eine günstige Basis in Form einer struktursteifen mechanischen Grundstruktur zu schaffen, reduziert. Da aber die mechanische Maschinenstruktur neben der Prozeßmechanik, Steuerung, Lageregelung sowie dem elektrodynamischen Verhalten der elektrischen Antriebe nur eine Komponente der vielfältigen Einflußfaktoren auf das Betriebsverhalten der Maschine darstellt, sind aus den Vorgaben des Pflichtenhefts eindeutige Kriterien für die Eigenschaften der mechanischen Struktur abzuleiten, mit denen sichergestellt werden kann, daß sie einen möglichst positiven Beitrag zum Gesamtverhalten des mechatronischen Systems Werkzeugmaschine leistet (s. Abschnitt 6.2). Diese Kriterien dienen damit als Zielgrößen, die im weiteren Verlauf des stark iterativen Konstruktionsprozesses nahe an ihr Optimum heranzuführen sind.

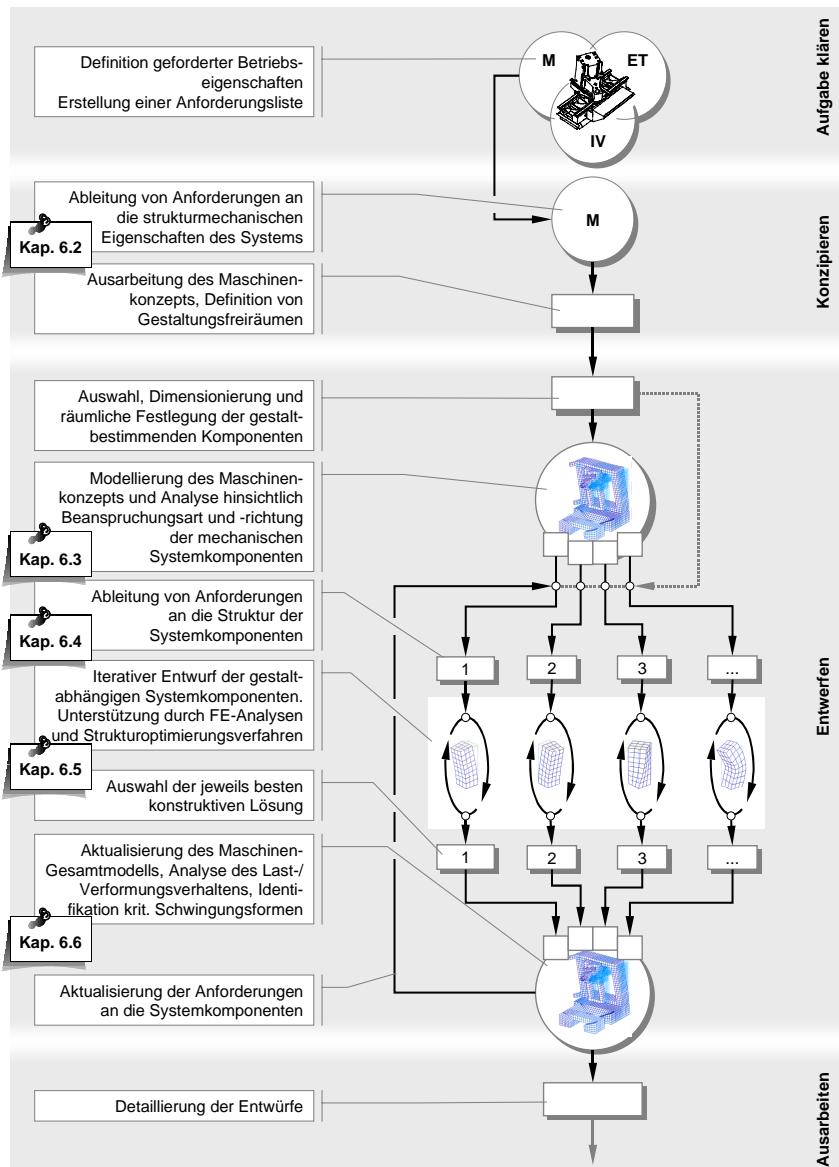


Bild 5-6: Vorgehensmodell für die simulationsgestützte Konstruktion dynamisch beanspruchter Werkzeugmaschinen

Mit Kenntnis der Anforderungen an die mechanische Maschinenstruktur wird das Maschinenkonzept ausgearbeitet. Gerade für diesen Arbeitsschritt der Funktionsfindung und Prinzipierarbeitung ist ein besonders hohes Maß an Erfahrung, Kreativität und Abstraktionsvermögen des Konstrukteurs erforderlich. Eine Rechnerunterstützung ist in dieser frühen Phase in Form von wissensbasierten Systemen zur Bereitstellung und Auswahl bekannter Lösungsprinzipien oder in Form grafisch interaktiver Konzeptions- bzw. Konfigurationssysteme denkbar. Rechnergestützte Methoden zur Beurteilung strukturmechanischer Systemeigenschaften sind dagegen aufgrund des hohen Abstraktionsniveaus in diesem Arbeitsschritt nicht sinnvoll. Das fertige Maschinenkonzept als Ergebnis dieser Konstruktionsphase wird in Form einfacher, aber maßstäblicher Skizzen dokumentiert, aus denen die geometrischen Gestaltungsfreiräume für die anschließende Entwurfsphase hervorgehen.

Der erste Arbeitsschritt in der Entwurfsphase besteht nach REDEKER 1979 in der Auswahl, Dimensionierung und räumlichen Festlegung der gestaltbestimmenden Komponenten, also z. B. Führungen, Antriebe und andere zugekaufte Systemkomponenten.

Daran anschließend würden nach dem herkömmlichen Ablauf die gestaltabhängigen Systemkomponenten zur Verbindung der gestaltbestimmenden Komponenten entworfen und dimensioniert werden. Ihre Auslegung würde dabei nach rein statischen Gesichtspunkten erfolgen. Im Gegensatz dazu soll der hier beschriebene Ansatz darüber hinaus die Möglichkeit eröffnen, die Systemkomponenten auch in Hinblick auf das spätere strukturdynamische Systemverhalten zu gestalten. Dazu soll zunächst das globale Schwingungsverhalten des Maschinenkonzepts untersucht werden, um daraus in einem weiteren Schritt Anforderungen an die Massen- und Steifigkeitseigenschaften der Systemkomponenten ableiten zu können.

Die Analyse des globalen Schwingungsverhaltens der Maschine kann auf zwei Wegen erfolgen. Entweder man greift auf experimentelle oder rechnerische Analyseergebnisse bestehender und in ihrer Massen- und Steifigkeitsverteilung ähnlicher Maschinen (gleicher Maschinentyp, Bauform, Werkstoff, Hauptabmessungen) zurück, oder man bildet das Maschinenkonzept in Form eines stark abstrahierten Modells ab und analysiert dessen Eigenschwingungsverhalten. Letztgenannte Alternative muß insbesondere dann gewählt werden, wenn z. B. aufgrund eines innovativen Maschinenkonzepts keine Analyseergebnisse ähnlicher Maschinen verfügbar sind. Mit der Definition solcher Analysemodelle und der Aussagekraft der damit erzielbaren Ergebnisse beschäftigt sich Abschnitt 6.3.

Aus dem so ermittelten globalen Schwingungsverhalten der erst grob vordefinierten Maschinenstruktur gilt es weiter, klare und direkt umsetzbare Anforderungen an die

Eigenschaften der einzelnen Systemkomponenten abzuleiten (s. auch Abschnitt 6.4). Nach einem definierten Ablauf werden dabei zunächst diejenigen Eigenschwankungen ermittelt, welche im wesentlichen die globale Struktursteifigkeit der Maschine bestimmen, um schließlich die zugehörigen Schwingungsformen hinsichtlich masse- und steifigkeitssensitiver Systemkomponenten auszuwerten und entsprechende Hinweise zu deren Gestaltung zu definieren.

Mit Definition der Anforderungen an die mechanischen Systemkomponenten wird das übergeordnete Problem, ein günstiges dynamisches Systemverhalten zu erzielen, in mehrere Einzelprobleme, Bauteile mit definierten Massen- und Steifigkeiteigenschaften zu entwerfen, gegliedert. Die Komplexität des Problems reduziert sich dabei erheblich: Einerseits muß nicht mehr das Gesamtsystem, sondern lediglich eine seiner Komponenten betrachtet werden, andererseits gilt es, statt dem bisherigen Problem der Strukturdynamik nur noch ein Problem der Elastostatik zu lösen. Die Bauteile können damit voneinander unabhängig und in parallelen Teilprozessen gestaltet und hinsichtlich der an sie gerichteten Anforderungen optimiert werden. Geringe Modellgrößen und die statische Problemstellung erlauben es dabei, Verformungsanalysen und Optimierungen auf Basis der Finite-Elemente-Methode konsequent und im engen Wechselspiel mit konstruktiven Überarbeitungsmaßnahmen durchzuführen (s. Abschnitt 6.5), um so die Struktur der Bauteile sukzessive und zielgerichtet in kurzen Optimierungszyklen zu verbessern, ohne dabei den weiteren Projektablauf wesentlich zu verzögern.

Liegen als Ergebnis dieses Prozesses die Erstentwürfe aller gestaltabhängigen Systemkomponenten vor, wird schließlich das dynamische Verhalten des nun nahezu vollständig definierten Gesamtsystems analog der bekannten Vorgehensweise nach ALBERTZ 1995 analysiert. Da zu diesem Zeitpunkt des simulationsgestützten Konstruktionsprozesses bereits ein – wenn auch stark vereinfachtes – Berechnungsmodell des Gesamtsystems sowie FE-Modelle der Bauteilentwürfe vorliegen, verkürzt sich der Prozeß der Modellbildung erheblich. Die abstrakten FE-Repräsentationen der Systemkomponenten sind zur Aktualisierung des Gesamtmodells lediglich durch neue, detailliertere FE-Netze zu substituieren (s. Abschnitt 6.6). Nach erneuter Modalanalyse des aktualisierten Berechnungsmodells werden die aktuellen Werte der eingangs definierten Optimierungszielgrößen bestimmt und als Vergleichsbasis zur Überprüfung weiterer Optimierungsschritte abgelegt. Wieder werden die kritischen Schwingungsformen bestimmt, Komponenten mit hohem Optimierungspotential identifiziert und die Anforderungen an Masse und Steifigkeitseigenschaften der Systemkomponenten aktualisiert und präzisiert, um so den Grundstein für eine zielgerichtete Optimierung der Bauteilentwürfe zu legen.

Theoretisch sollte der damit geschlossene Optimierungszyklus solange durchlaufen werden, bis keine weitere Verbesserung der Optimierungszielgrößen erreicht werden kann, also Konvergenz und damit die optimale Lösung erreicht wurde. In der Praxis wird jedoch ein Abbruch der Optimierung aus zeitlichen und wirtschaftlichen Gründen schon häufig früher erfolgen. Obwohl im Gegensatz zur bekannten Vorgehensweise (vgl. Kapitel 4) auch ohne jeglichen Optimierungsschritt bereits eine in ihrer Qualität bessere konstruktive Lösung erzielt werden kann, wird für den Serienmaschinenbau zumindest eine vollständige Optimierungsschleife angeraten, um das durch die Simulationsmethoden eröffnete Verbesserungspotential weiter auszuschöpfen.

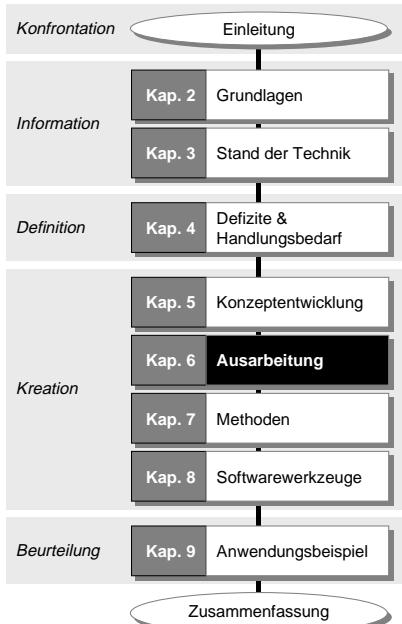
6 Ausarbeitung des Vorgehensmodells

6.1 Inhalt des Kapitels

Nachdem das Konzept des neuen Vorgehensmodells entwickelt und in einem globalen Überblick beschrieben wurde, sollen nun die einzelnen Teilschritte in diesem Ablauf konkret ausgearbeitet und festgelegt werden.

Den Schwerpunkt der Betrachtung stellen dabei insbesondere diejenigen Arbeitsschritte dar, in denen sich Veränderungen gegenüber der klassischen, nicht simulationsgestützten Werkzeugmaschinenkonstruktion bzw. gegenüber der Vorgehensweise nach ALBERTZ 1995 ergeben. Andere Arbeitsschritte, für die der neue Ansatz keine Veränderungen mit sich bringt, wie z. B. die Ausarbeitung des Maschinenkonzepts, bleiben aus der Diskussion ausgeklammert, da sich für sie gegenüber dem Stand der Technik keine neuen Erkenntnisse ergeben.

Die Diskussion der einzelnen Arbeitsschritte erfolgt gemäß ihrer zeitlichen Abfolge im Konstruktionsprozeß. Sie beginnt demnach mit der Ableitung von Anforderungen an die strukturmechanischen Systemeigenschaften (Abschnitt 6.2) und endet mit der abschließenden Analyse des statischen und dynamischen Last-/ Verformungsverhaltens der Gesamtmaschinenstruktur und dem anschließenden Eintritt in den ersten Optimierungszyklus (Abschnitt 6.6).

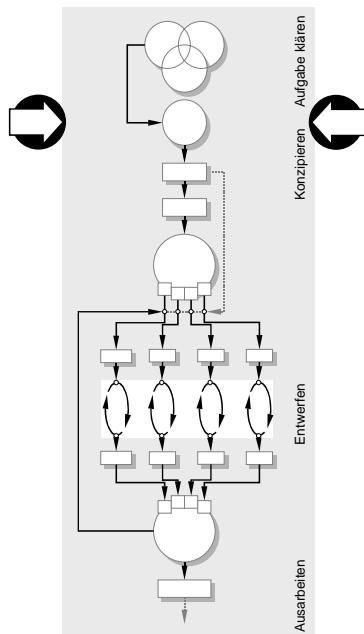


6.2 Anforderungen an mechanische Systemeigenschaften

Das dynamische Verhalten einer Werkzeugmaschine und seine Auswirkungen auf Arbeitsgenauigkeit, Standzeit der Werkzeuge, Ratterverhalten und Antriebsstabilität wird durch das Zusammenspiel aller Komponenten des mechatronischen Systems bestimmt. Die Hauptursache für ein unzureichend gutes dynamisches Maschinenverhalten stellt dabei jedoch immer die mechanische Gestell- und Antriebsstruktur dar. Veranschaulichen lässt sich dies mit der Annahme, mechanische Strukturen könnten als absolut starr und massefrei betrachtet werden. Einerseits würden in diesem Falle keinerlei Schwingungen (weder im Gestell noch im Antrieb) entstehen, andererseits wären die Antriebe in der Lage, das von der Bewegungssteuerung vorgegebene Führungssignal vollständig und ohne Verzögerung in die gewünschte translatorische oder rotatorische Soll-Bewegung umzusetzen. Probleme treten erst dann auf, wenn – wie in Realität – durch die mechanische Struktur Massen und Nachgiebigkeiten in das System eingebracht werden. Die Struktur reagiert dann auf dynamische Störkräfte mit Verformungen in Form von Schwingungen und verursacht zusätzliche innere Störkräfte infolge von Massenträgheiten. Weitere Systemkomponenten wie die Antriebsregelung können nur noch korrigierend auf die ungewünschten aber unvermeidbaren Abweichungen von Schlitten- und Spindelposition einwirken.

Aufgrund dieses eindeutigen Zusammenhangs von Ursache und Wirkung ist es zur Reduzierung der Problemkomplexität und Vereinfachung der Konstruktionsaufgabe zulässig, die mechanischen Maschinenkomponenten losgelöst vom mechatronischen Systemgedanken alleine hinsichtlich definierter Anforderungen an die mechanischen Systemeigenschaften zu entwerfen:

- Systemkomponenten müssen um so leichter sein, je stärker sie hohen Beschleunigungen ausgesetzt sind, und



- das statische und dynamische Last-/ Verformungsverhalten der mechanischen Maschinenstruktur muß so gestaltet werden, daß die zu erwartenden Störkräfte lediglich zu geringen Lageabweichungen der *problemkritischen* Strukturpunkte führen.

Elektrische, hydraulische und pneumatische Komponenten werden dabei nur noch als massebehaftete und/ oder verstifende Elemente in der mechanischen Gesamtstruktur betrachtet.

Während die erste Anforderung schon sehr konkret und direkt umzusetzen ist, muß bei der zweiten Anforderung fallbezogen geklärt werden, welche Kräfte als Störkräfte zu erwarten sind, zu welchen Störungen diese Kräfte im Maschinenbetrieb führen und welche Strukturpunktverlagerungen im einzelnen für diese Störungen verantwortlich sind (= problemkritische Strukturpunkte). In der Praxis lassen sich hierbei drei charakteristische Problemfälle unterscheiden (Bild 6-1)

Unzureichende Bearbeitungsgenauigkeit: Störkräfte führen zu einer Strukturverformung der Maschine und damit zu einer Relativverlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück, die sich in Form einer reduzierten Form- und Maßhaltigkeit auf dem Werkstück abbildet. Als problemkritische Strukturpunkte sind je ein Punkt auf dem Werkzeug und dem Werkstück anzusehen; als dominante Störkräfte wirken meist dynamische Antriebs- oder Prozeßkräfte.

Rattern: Auch hier führen Störkräfte zu einer Relativverlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück. In diesem Fall ergeben sich dadurch jedoch veränderte Schnittbedingungen, die eine auf die mechanische Struktur rückwirkende, periodische Schnittkraftänderung bewirken und so der Schwingung zusätzlich Energie zuführen. Problemkritische Strukturpunkte sind erneut Punkte auf Werkzeug und Werkstück; Störkraft ist die Prozeßkraft.

Instabilitäten im Antriebsregelkreis: Analog zum Ratterfall können auch Instabilitäten im Antriebsregelkreis auftreten. Bei der Antriebsauslegung führt dies zu einer Begrenzung des einstellbaren ky -Faktors und damit zu einer Reduzierung der maximal erreichbaren Antriebsdynamik. Problemkritische Strukturpunkte sind hier die schlittenseitigen Befestigungspunkte des Meßsystems; Störkraft ist die Antriebskraft.

Je nachdem, mit welchem dieser Problemfälle in erster Linie zu rechnen ist, sind unterschiedliche Anforderungen an das Last-/ Verformungsverhalten der mechanischen Struktur zu stellen. Die mechanische Struktur von Maschinen, die insbesondere für Schrubbearbeitungsvorgänge und die Bearbeitung harter Werkstoffe vorgesehen sind und damit vorwiegend hinsichtlich auftretender Ratterprobleme

gefährdet sind, müssen so andere Steifigkeitseigenschaften aufweisen, als Maschinenstrukturen, die für die Aluminiumbearbeitung oder Hochgeschwindigkeitszerspanung konzipiert wurden und damit als weniger ratterkritisch anzusehen sind.

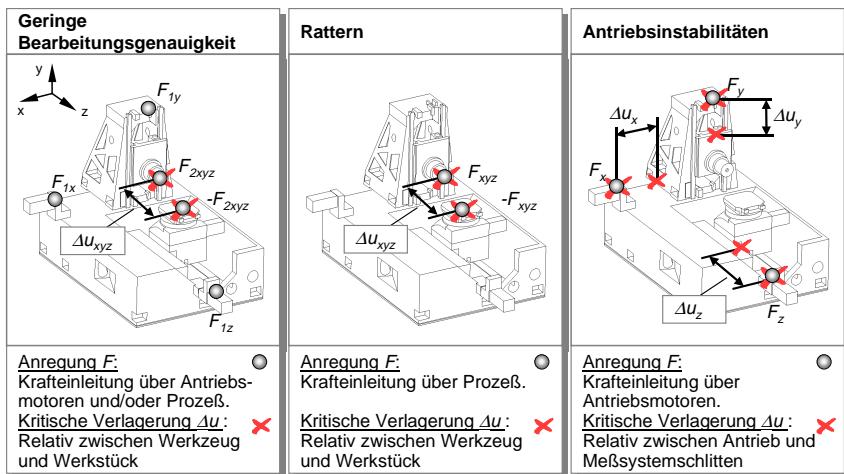


Bild 6-1: Charakteristische Problemfälle im Betriebsverhalten von Werkzeugmaschinen

Im Gegensatz zu anderen bestehenden Ansätzen, bei denen die strukturdynamischen Steifigkeitseigenschaften von Werkzeugmaschinen generell durch die relative Nachgiebigkeit zwischen Werkzeug und Werkstück bewertet wird, sollen hier die Kriterien zur Bewertung des Last-/ Verformungsverhaltens von Werkzeugmaschinen in Abhängigkeit von Maschinentyp und Haupteinsatzbereich individuell und problembezogen definiert werden. Eine Methode zur Unterstützung dieses Vorgangs wird in Abschnitt 7.2 bereitgestellt.

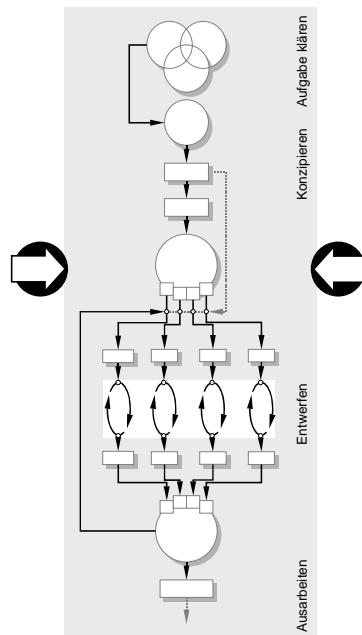
6.3 Analyse des globalen Strukturschwingungsverhaltens

Um Hinweise zur beanspruchungsgerechten Gestaltung der Systemkomponenten ableiten zu können, soll das globale Schwingungsverhalten der Maschinenstruktur bereits vor Entwurf der Komponenten anhand von abstrahierten Simulationsmodellen analysiert werden. Als Grundvoraussetzung für die Sinnhaftigkeit eines solchen Vorgehens muß sichergestellt sein, daß das globale Schwingungsverhalten bereits in dieser frühen Phase der Konstruktion soweit festgelegt ist, daß es zumindest in

seiner qualitativen Ausprägung grob dem des endgültigen Maschinenentwurfs entspricht. Diesbezüglich stützt sich das Konzept auf Aussagen von WECK & TEIPEL 1976, MILBERG 1992 (S. 129) und SCHÄFER 1992 (S. 31), nach denen bereits mit Festlegung des Maschinentyps und der Bauform die globale Massen- und Steifigkeitsverteilung der mechanischen Struktur soweit definiert sind, daß ihr charakteristische Schwingungsformen zugeordnet werden können. Folglich ist es möglich, diese Schwingungsformen mit Hilfe rechnergestützter Analysemethoden und entsprechend abstrakter Analysemodelle zu identifizieren und darzustellen.

In einem ersten Schritt muß definiert werden, wie die strukturdynamischen Eigenschaften eines bislang nur sehr vage und unscharf definierten mechanischen Systems generell in einem Modell abgebildet und analytisch untersucht werden können. HÖHNE u.A. 1996 beschreibt hierzu einen Ansatz basierend auf einem Mehrmassenmodell, dessen Körper mit Feder-Dämpfungselementen gekoppelt sind (vgl. Bild 3-1). Aufgrund der fehlenden Steifigkeitsinformationen werden die einzelnen mechanischen Systemkomponenten dabei als Starrkörper mit geschätzten Parametern für Masse und Massenträgheitsmomente abgebildet. Nachgiebigkeiten werden ausschließlich in Fügestellen zugelassen.

Da die Nachgiebigkeiten der Bauteile das Schwingungsverhalten von Werkzeugmaschinen aber insbesondere in der qualitativen Ausprägung seiner Schwingungsformen maßgeblich mitbestimmen und genau diese Schwingungsformen die Grundlage zur angestrebten Analyse der Bauteilbeanspruchungen darstellen, soll im hier verfolgten Ansatz das Nachgiebigkeitsverhalten der Bauteile durch ihre Abbildung als Finite-Elemente-Modelle berücksichtigt werden. Da weder Form, noch Verrippung, noch andere Strukturmerkmale der Bauteile bekannt sind, werden sie lediglich in Form primitiver und vollständig massiver Grundkörper gemäß der Konzeptskizzen modelliert und durch Federelemente miteinander gekoppelt (Bild 6-2).



Bevor eine rechnerische Modalanalyse anhand eines solchen Modells durchgeführt werden kann, besteht das Hauptproblem zunächst in der Definition der modellbeschreibenden Parameter. Steifigkeitsparameter für Führungen, Lager, Verschraubungen, Antriebe und Aufstellelemente lassen sich dabei auf Basis von Herstellerangaben, alten Meßprotokollen und den Erfahrungen aus anderen, bereits abgeschlossenen Entwicklungsprojekten relativ leicht und mit ausreichend hoher Genauigkeit schätzen. Schwieriger ist dagegen die Definition der elastischen Bauteileigenschaften. Während das Material der mechanischen Bauteile in der Konzeptphase festgelegt wurde und ihre Masse mit ausreichend Erfahrung grob geschätzt werden kann, sind zur Bestimmung ihrer Steifigkeiten kaum Anhaltspunkte verfügbar. Um dennoch eine sinnvolle Berechnung der strukturdynamischen Maschineneigenschaften zu ermöglichen, wurde eine spezielle Methode entwickelt, bei der durch Manipulation der Werkstoffkennwerte Dichte und Elastizitätsmodul näherungsweise reale Massen- und Steifigkeitseigenschaften für die abstrahierten Volumenmodelle der einzelnen Maschinenkomponenten definiert werden (Abschnitt 7.4).

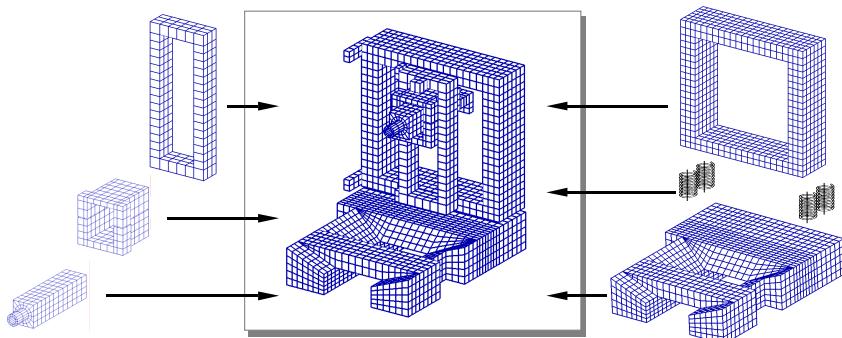


Bild 6-2: Abstrahiertes Berechnungsmodell zur qualitativen Analyse des dynamischen Verformungsverhaltes grob definierter Maschinenstrukturen

Um die kritischen Schwingungsformen des Systems bestimmen und hinsichtlich der Anforderungen an die Systemkomponenten analysieren zu können, wird das so definierte Modell einer Eigenschwingungsanalyse unterzogen. Hierzu muß das System in einem stationären Betriebspunkt, d. h. in einer definierten, stationären Achsstellung betrachtet werden, wobei bei der Wahl dieser Achsstellung(en) grundsätzlich zwei Aspekte zu berücksichtigen sind:

- Welche Achsposition wird im Mittel am häufigsten angefahren, und

- in welchen Achspositionen ist mit den ungünstigsten Betriebsbedingungen, also dem *worst case* zu rechnen?

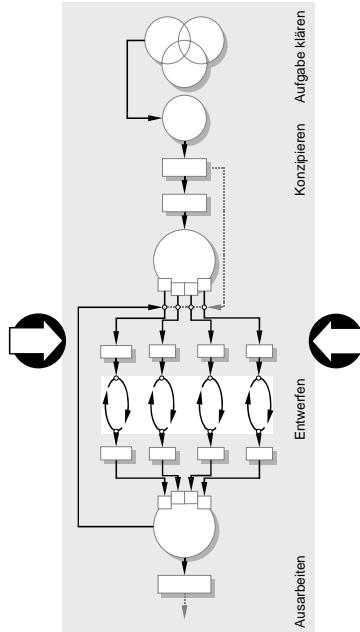
Um den Analyse- und Auswertungsaufwand nicht unnötig in die Höhe zu treiben, sollten nicht mehr als zwei oder maximal drei unterschiedliche Betriebspunkte ausgewählt werden.

6.4 Anforderungen an die Systemkomponenten

Als Ergebnis der rechnerischen Modalanalyse erhält der Berechnungsteilnehmer die Eigenfrequenzen und zugehörigen Eigenvektoren der Maschinenstruktur. Graphisch dargestellt können letztere als die Endlage einer Schwingung interpretiert werden, wie sie in ihrer qualitativen Ausprägung dann auftreten wird, wenn die Maschine durch eine Störkraft in der zugehörigen Eigenfrequenz angeregt wird und sich im eingeschwungenen Zustand befindet. Zu den Zeitpunkten, in denen diese Endlage erreicht wird und sich die Bewegungsrichtung umkehrt, befinden sich Massenträgheits- und Rückstellkräfte der elastischen Struktur im Gleichgewicht, die kinetische Energie ist gleich Null.

Mit dem Wissen über die sich dabei einstellende Strukturverformung können nun auf Basis der in Abschnitt 2.3.5 formulierten

Leitsätze konkrete Hinweise für eine aus dynamischer Sicht günstige Gestaltung der Massen- und Steifigkeitsverteilung im Schwingungssystem abgeleitet werden. Bei der Umsetzung dieser Hinweise in entsprechende Bauteilentwürfe ist jedoch zu berücksichtigen, daß Werkzeugmaschinen nicht nur eine, sondern theoretisch unendlich viele Eigenschwingungsformen aufweisen, aus denen sich unterschiedlichste Beanspruchungsformen und damit Steifigkeitsanforderungen für die Systemkomponenten ergeben. Um dieses Problem einer Multikriterienoptimierung dennoch überschaubar zu halten und zielgerichtet lösen zu können, wird hierzu eine systematische Vorgehensweise nach Bild 6-3 vorgeschlagen.



Nach diesem Vorgehensplan wird zunächst die Anzahl der berücksichtigten Eigen schwingungen begrenzt. Betrachtet werden nur die ca. 10-15 niedrigsten Eigenfrequenzen im Frequenzband von 0 bis 200 Hz, während alle höherfrequenten Eigen schwingungen aufgrund ihres geringen Einflusses auf das Betriebsverhalten der Maschine generell vernachlässigt werden können (KIRCHKNOPF 1989, EIBELSHÄUSER 1990). Eine Ausnahme stellen dabei Hauptspindelschwingungen mit Eigenfrequenzen bis zu 800 Hz dar (WECK 1991, S. 54), welche jedoch als weitgehend entkoppelt von den niederfrequenten Gestellschwingungen betrachtet werden können und daher hier nicht zu berücksichtigen sind.

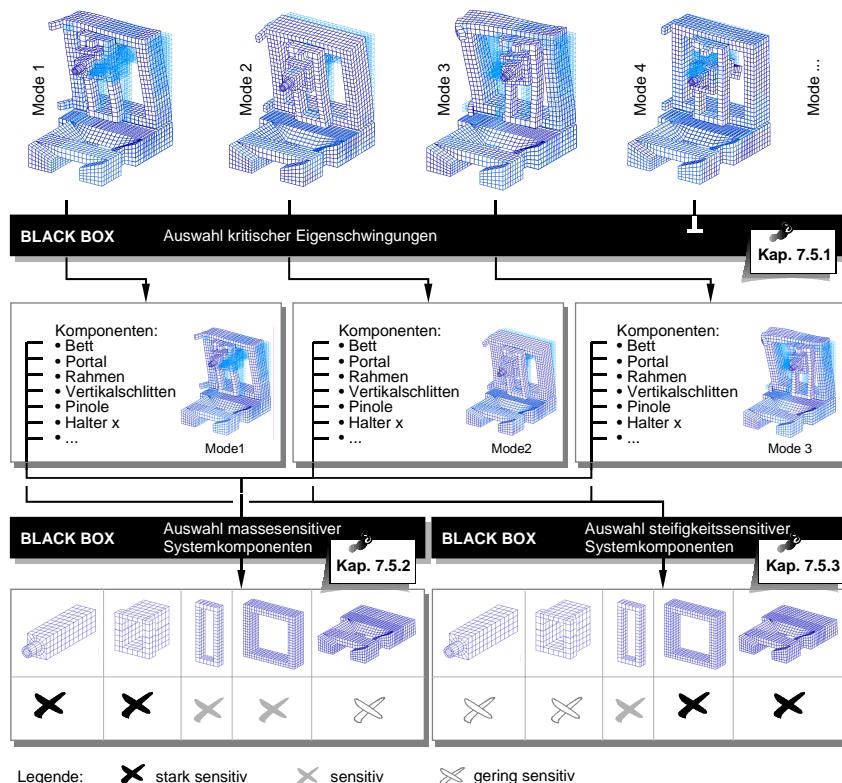


Bild 6-3: Vorgehensweise zur Ableitung von Gestaltungshinweisen aus den Ergebnissen rechnerischer Modalanalysen

Weiter eingrenzen lässt sich die Menge der kritischen Eigenschwingungen durch Überprüfung ihres Einflusses auf die problemorientiert definierten Optimierungszielgrößen (s. Abschnitt 7.2). Je nach qualitativer Ausprägung der Schwingungsformen (Verformungskinematik) ergeben sich unterschiedlich starke Auswirkungen auf die Verlagerung der problemkritischen Strukturpunkte und damit eine unterschiedliche Relevanz für mögliche dynamische Maschinenprobleme. Schwingungsformen, bei denen z. B. die problemkritischen Strukturpunkte in Schwingungsknoten liegen und damit keinen Lageveränderungen unterliegen, können demnach als irrelevant betrachtet und von der weiteren Auswertung ausgeschlossen werden. Eine Methode zur Entscheidungsunterstützung bei der Frage, ob eine Eigenschwingung als relevant oder nicht relevant einzustufen ist, wird in Abschnitt 7.5.1 bereitgestellt.

Alle verbleibenden, als kritisch identifizierten Schwingungsformen werden schließlich herangezogen, um die dabei auftretende Beanspruchung der einzelnen Maschinenbauteile zu untersuchen und entsprechende Anforderungen an ihre Massen- und Steifigkeitseigenschaften abzuleiten. Zunächst gilt es dabei in Abhängigkeit der betrachteten Eigenschwingungsform festzustellen, welche der Systemkomponenten als besonders massensensitiv und welche besonders steifigkeitssensitiv anzusehen sind. In anderen Worten: An welchen Systemkomponenten durch Maßnahmen zur Massenminimierung bzw. Steifigkeitsmaximierung besonders wirkungsvolle Effekte hinsichtlich einer Verbesserung der strukturmechanischen Systemeigenschaften erzielt werden können. In Abhängigkeit der betrachteten Schwingungsform können dabei einzelne Komponenten völlig unterschiedlich klassifiziert werden: Geht z. B. aus der ersten Schwingungsform noch hervor, daß Komponente A aufgrund hoher Biegebeanspruchung besonders steifigkeitssensitiv ist, kann die Analyse einer zweiten Schwingungsform ergeben, daß die gleiche Komponente eher der massensensitiven Gruppe zuzuordnen ist und sich daher Steifigkeitserhöhungen auf Kosten erhöhter Massen entsprechend negativ auswirken würden. Für jede Schwingungsform wird daher eine eigene Bauteilklassifizierung vorgenommen, deren Ergebnisse schließlich zu einer eindeutigen und konkreten Aussage bezüglich der geforderten Bauteileigenschaften zu verdichten sind. Methoden zur Identifizierung massen- und steifigkeitssensitiver Bauteile werden in den Abschnitten 7.5.2 bzw. 7.5.3 vorgestellt.

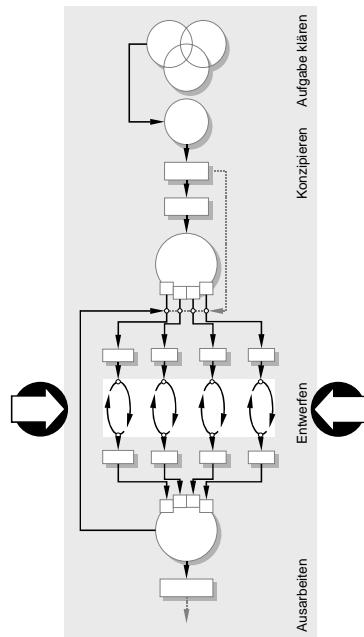
Die Informationen, die dem Konstrukteur damit bereitgestellt werden können, sind rein qualitativer Art: Ein Bauteil ist entweder besonders leicht oder hinsichtlich einer bestimmten Beanspruchungsform besonders steif zu gestalten. Eine quantitative Aussage darüber zu treffen, wie leicht oder wie steif die Struktur tatsächlich auszuführen ist, um einen zuverlässigen Maschinenbetrieb sicherstellen zu können, ist nicht möglich. Gestaltungshinweise sind somit immer in bezug auf eine Vergleichs-

basis zu sehen (Bsp.: „Systemkomponente A sollte im Vergleich zur Vergleichskonstruktion eine höhere Torsionssteifigkeit aufweisen“). Befindet man sich bereits in einem Optimierungszyklus, liegt diese Vergleichsbasis in Form der im vorangegangenen Iterationsschritt gefundenen konstruktiven Lösung vor. Bei Gestaltung der Bauteilerstentwürfe ist als Vergleichsbasis dagegen eine imaginäre konstruktive Lösung zu definieren, wie sie auf Basis klassischer statischer Auslegungsberechnungen sowie dem Erfahrungswissen des Konstrukteurs entstanden wäre. Der oben beispielhaft formulierte Gestaltungshinweis könnte somit umformuliert werden in: „Berechnen Sie wie gewohnt, welche statischen Lasten auf die Maschine wirken und leiten Sie daraus die Anforderungen an Biege- und Torsionssteifigkeiten der Maschinenbauteile ab. Erhöhen Sie die Anforderung an die Torsionssteifigkeit von Komponente A und gestalten bzw. dimensionieren Sie diese entsprechend.“

6.5 Entwurf der Systemkomponenten

6.5.1 Überblick

Im nächsten Schritt des simulationsgestützten Konstruktionsprozesses sind nun die einzelnen gestaltabhängigen Systemkomponenten (= Gestellbauteile) zu entwerfen. Diese Aufgabe kann dabei für jedes Bauteil unabhängig und parallel im Rahmen der definierten Randbedingungen (Anforderungen an Masse- und Steifigkeiteigenschaften, s. o.) gelöst werden. Physikalische Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Systemkomponenten müssen nicht mehr berücksichtigt werden, da sie in Form der zuvor definierten Randbedingungen implizit bereits berücksichtigt sind. Der Konstrukteur kann sich so auf die Lösung eines deutlich weniger komplexen Problems konzentrieren: Einerseits ist statt dem gesamten System nur noch eine Komponente zu betrachten, andererseits wurde das strukturdynamische Problem auf ein



Problem statischer Strukturverformungen reduziert, wodurch klassische Auslegungsberechnungen und einschlägiges Regelwerk zur beanspruchungsgerechten bzw. Leichtbaukonstruktion wieder Gültigkeit erlangen. Der Konstrukteur kann demnach sein gewohntes Handwerkszeug zur Findung einer guten konstruktiven Startlösung einsetzen.

Weitere Unterstützung erhält der Konstrukteur durch statische Verformungsanalysen und Strukturoptimierungsverfahren auf Basis der Finite-Elemente-Methode. Auch hier wirkt sich die Reduzierung der Problemkomplexität äußerst positiv aus: Berechnungsmodelle können nun aufgrund ihrer geringeren Größe und Komplexität schneller generiert, analysiert und modifiziert werden, wodurch ein intensiveres Wechselspiel von Synthese- und Analyseschritten und damit eine stärkere Verzahnung von Gestaltung und Berechnung ermöglicht wird. Eine Durchführung von Strukturoptimierungen in Hinblick auf eine Reduktion dynamischer Maschinennachgiebigkeiten wird durch diese Problemreduzierung gar erst möglich.

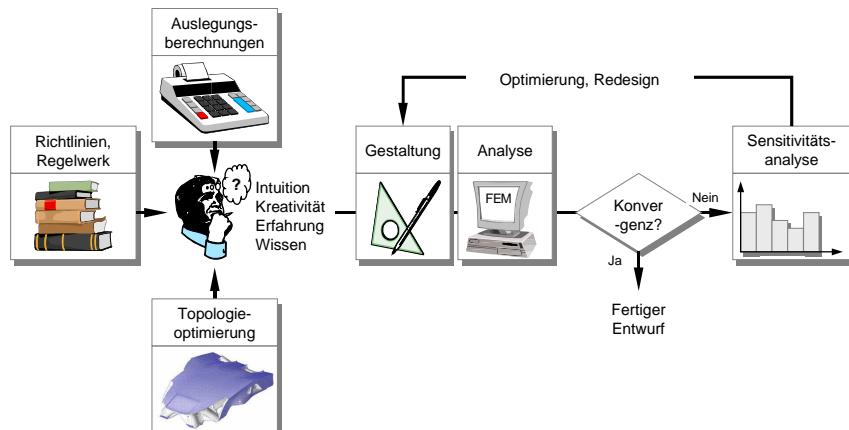


Bild 6-4: Anwendung numerischer Analyse- und Optimierungsverfahren beim Entwurf masse- und/oder Steifigkeitssensitiver Maschinenbauteile

Ob und in welchem Umfang numerische Berechnungs- und Optimierungsverfahren angewendet werden sollten, ist dabei vom betrachteten Bauteil abhängig. Als unkritisches identifizierte Systemkomponenten rechtfertigen aufgrund ihres geringen Einflusses auf das Verhalten der Gesamtmaschine in der Regel den – wenn hier auch reduzierten – Mehraufwand einer rechnergestützten Analyse und Optimierung nicht. Anders verhält es sich bei masse- und/oder steifigkeitssensitiven Bauteilen. Insbesondere bei Bauteilen mit hohem Steifigkeitsanteil, die die gesamte Masse des Systems tragen, ist eine optimale Nutzung der Materialien erforderlich.

sondere dann, wenn an die Struktur gleichzeitig hohe Massen- und hohe Steifigkeitsanforderungen gestellt werden, um die Anforderungen an die strukturmechanischen Eigenschaften der Maschine erfüllen zu können, sollten die Möglichkeiten, die diese mittlerweile sehr leistungsstarken CAE-Werkzeuge bieten, jedoch konsequent genutzt werden. Für die folgende Darstellung eines iterativen und simulationsgestützten Entwurfsprozesses, soll davon ausgegangen werden, daß es sich bei dem betrachteten Bauteil um ein stark masse- wie auch steifigkeitssensitives Bauteil handelt. Der Entwurfsprozeß ist in einem Überblick in Bild 6-4 dargestellt.

6.5.2 Einsatz der Topologieoptimierung in der frühen Entwurfsphase

Im ersten Schritt gilt es, eine konstruktive Startlösung zu finden, die sowohl aus Sicht ihrer Funktionserfüllung, wie auch aus Sicht ihrer wirtschaftlichen Fertigung und Montage eine günstige Struktur aufweist. Dabei sind eine Vielzahl unterschiedlichster und häufig konkurrierender Kriterien zu berücksichtigen, die dazu führen, daß jede gefundene konstruktive Lösung letztlich immer nur eine Kompromißlösung darstellen wird, die nicht allen Maximalanforderungen genügen kann. Kreativität und Erfahrung des Konstrukteurs entscheiden über die Ausgewogenheit dieses Kompromisses und damit über die Güte des Erstentwurfs, der in der Regel auch die Güte der endgültigen Konstruktion bestimmt. Alle Werkzeuge, die dem Konstrukteur in dieser frühen Phase des Entwurfs zur Verfügung stehen, sind in erster Linie als Hilfsmittel für eine möglichst umfassende Informationsbereitstellung zu verstehen, die ihn bei der Problemlösung zwar beeinflussen und unterstützen, ihm diese aber nicht abnehmen können.

Gleiches gilt für den Einsatz von Topologieoptimierungsverfahren. Sie ermöglichen zwar dem Konstrukteur, sich ein Bild von einer theoretisch ideal beanspruchungsgerechten, da nach rein strukturmechanischen Gesichtspunkten (Masse, Steifigkeit, Kraftfluß) entwickelten Lösung zu verschaffen, letztendlich kann diese Information jedoch nur als ein Baustein im Gedankengebilde des Konstrukteurs gesehen werden, das schließlich zu einer auch unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten sinnvollen konstruktiven Lösung weiterentwickelt werden muß. Die Vision einer vollautomatischen Gestaltung mechanischer Bauteile auf Basis der Topologieoptimierung wird so auch längerfristig betrachtet Vision bleiben.

Der Aufwand einer Topologieoptimierung wird im wesentlichen durch den Aufwand zur Definition des Optimierungsproblems (Zielgröße, Parameter, Randbedingungen) und durch den hohen Ressourcenbedarf zur Durchführung der Optimierung bestimmt. Da dieser Aufwand bei Verwendung von Optimierungsverfahren auf Basis

von Optimalitätskriterien aufgrund ihrer höheren Konvergenzgeschwindigkeit und minimalem Preprocessing-Aufwand (vgl. Abschnitt 2.4.4) im Vergleich zu bekannten Gradientenverfahren deutlich geringer ist, sind diese aus wirtschaftlichen Gründen vorzuziehen.

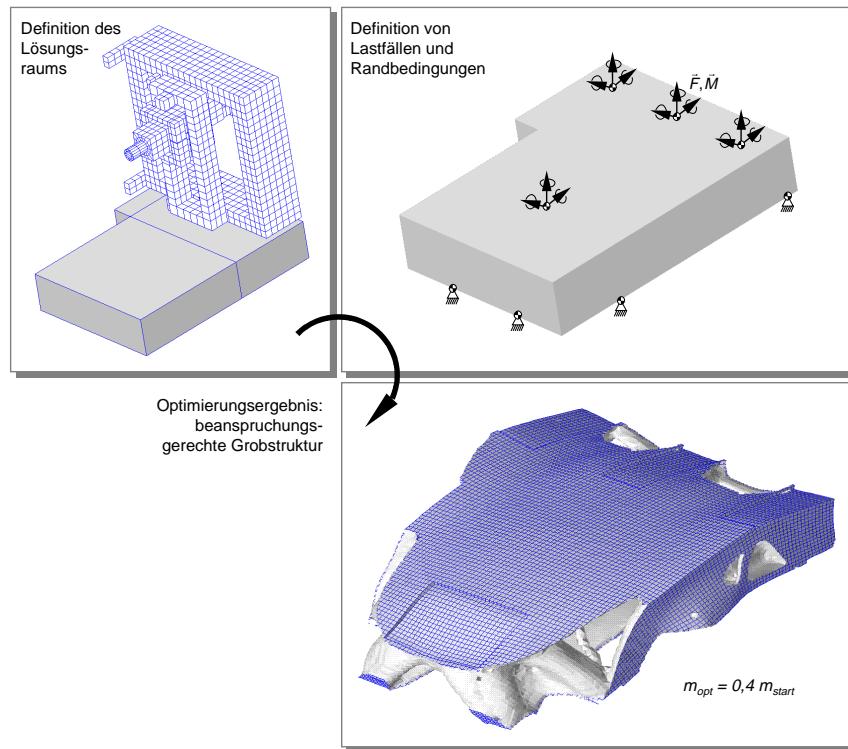


Bild 6-5: *Definition des Topologieoptimierungsproblems durch Freischneiden der betrachteten Komponente im Gesamtberechnungsmodell.*

Die Definition des Optimierungsproblems erfolgt gemäß Bild 6-5 durch Freischneiden der betrachteten Komponente im abstrahierten Analysemodell des Gesamtsystems. Der Lösungsraum ist durch den in der Konzeptphase definierten geometrischen Gestaltungsfreiraum des Bauteils vorgegeben, die Randbedingungen in Form der Krafteinleitungsstellen bereits definiert. Kräfte und Momente, die in den nun gelösten Koppelstellen in die Struktur eingeleitet werden, resultieren aus den dort wirksamen Koppelkräften bei statischer und dynamischer Beanspruchung des mechanischen

Gesamtsystems. Dynamische Systembeanspruchungen werden dabei vereinfachend in Form von quasistatischen Lastfällen nachgebildet, bei denen Koppelkräfte und inertiale Volumenkräfte im Gleichgewicht stehen und zu Strukturverformungen gemäß den betrachteten kritischen Eigenschwingungen führen. Richtung und Größe der Koppelkräfte, sowie einer durchschnittlichen translatorischen und rotatorischen Bauteilbeschleunigung als Ursache der inertialen Volumenkräfte können dabei nach Abschnitt 7.6 direkt aus den Ergebnissen vorgesetzter Systemanalysen abgeleitet werden. Vollständig definiert ist das Optimierungsproblem mit Angabe des Optimierungsziels, welches sich am einfachsten über eine geforderte maximale Bauteilmasse spezifizieren lässt. Beispiel: „Erzielle maximale Bauteilstiefigkeit bei Reduktion der Bauteilmasse auf 40% des Ausgangswertes“. Als Ergebnis der Optimierung stellt sich eine Tragwerkstruktur ein, die zwar aus fertigungstechnischer Sicht unsinnig ist, dem Konstrukteur aber durchaus einen Eindruck und Denkanstoß zur Gestaltung eines günstigen Kraftflusses geben kann.

6.5.3 Finite-Elemente-Analysen zur Bewertung konstruktiver Varianten

Die gesammelten Informationen sind schließlich in einen ersten Bauteilentwurf umzusetzen. Dabei wird parallel zur konstruktiven Tätigkeit ein Berechnungsmodell mitgeführt, das angefangen von einfachen Kastenstrukturen bis hin zum vollständig ausdetaillierten Modell immer den aktuellen Stand im Problemlösungsprozeß abbildet und mit diesem sukzessive weiterentwickelt wird. Es sei an dieser Stelle nochmals explizit darauf hingewiesen, daß die Durchführung von FE-Analysen nicht erst dann sinnvoll ist, wenn die Struktur schon in allen Einzelheiten definiert und modelliert wurde, sondern schon bei frühzeitigen prinzipiellen Entscheidungen Unterstützung bieten kann. Steht der Konstrukteur z. B. vor der Frage, welche Art der Verrippung für die aktuell betrachtete Systemkomponente am besten geeignet ist, so reichen einfachste Hilfsmodelle aus, um im Vergleich verschiedener Varianten die tendenziell beste auszuwählen (Bild 6-6). Je mehr Details zu diesem Zeitpunkt bereits festgelegt und im Modell abgebildet sind, desto aufwendiger ist es, die konstruktiven Änderungen ins Modell einzubringen und zu bewerten.

Verschiedene Lösungsvarianten werden entweder intuitiv definiert oder aus einer Startlösung systematisch und zielgerichtet entwickelt. Intuitiv gebildete Konstruktionsvarianten unterscheiden sich dabei zum Teil deutlich in ihrer topologischen Grundstruktur und führen so häufig zu den innovativeren Lösungen, während die systematische Weiterentwicklung einer Startlösung lediglich zu Verbesserungen im Rahmen der durch die Grundstruktur vorgegebenen Möglichkeiten führen kann.

Beide Methoden sind als gleichwertig zu betrachten, werden aber sequentiell angewandt: Erst werden verschiedene mögliche Grundstrukturen definiert und in einem „Trial-and-Error“-Prozeß hinsichtlich ihrer prinzipiellen Eignung überprüft, bevor die günstigste Variante ausgewählt und systematisch weiterentwickelt wird.

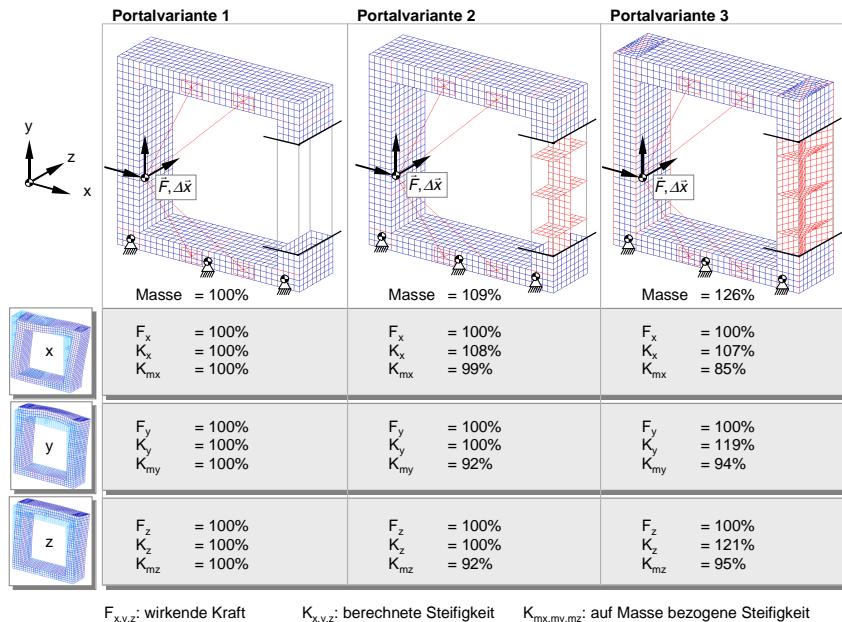


Bild 6-6: Hilfsmodelle zur qualitativen Bewertung konstruktiver Varianten

Zur Beurteilung der Varianten ist es sinnvoll, die bei Lasteinwirkung resultierenden Bauteilverformungen auf einen problemkritischen Strukturpunkt des Systems – typischerweise den *Tool-Center-Point* – zu transformieren. Dabei wird durch kinematische Kopplung der Krafteinleitungsgebiete mit dem Tool-Center-Point (s. Abschnitt 7.3.3) analysiert, wie sich konstruktive Änderungen am betrachteten Bauteil auf das globale Verformungsverhalten der Struktur und damit z. B. auf die Arbeitsgenauigkeit der Maschine auswirken.

6.5.4 Strukturoptimierung

Wurde eine Grundstruktur ausgewählt, die nun systematisch verbessert und weiterentwickelt werden soll, dann gilt es zunächst Optimierungspotentiale und

Schwachstellen aufzudecken, bevor anschließend zielgerichtete Maßnahmen zur Änderung der Gestalt- und/oder Dimensionierung der Bauteile ergriffen werden können. In der Strukturoptimierung spricht man bei diesen beiden Arbeitsschritten von *Sensitivitätsanalyse* und *Redesign*.

Ein besonders effektives Werkzeug zur Unterstützung dieser Arbeitsschritte ist die numerische Wandstärkenoptimierung (auch „Sizing“ genannt), bei der die Wandstärken der Finiten-Schalenelemente als Parameter definiert und hinsichtlich eines verbesserten Massen-/Steifigkeitsverhältnisses des Bauteils optimiert werden. Nachdem bereits aus den vorangegangen Analysen ein vollständig definiertes FE-Schalenmodell des betrachteten Bauteils vorliegt, müssen zur Definition des Optimierungsproblems lediglich die Optimierungsparameter, das Optimierungsziel, sowie die zu berücksichtigenden Randbedingungen angegeben werden (vgl. Bild 6-7). Mit Hilfe moderner und heute stark verbesserter Preprozessoren der marktüblichen Optimierungssysteme können diese vorbereitenden Maßnahmen innerhalb weniger Minuten abgeschlossen und der eigentliche Optimierungslauf gestartet werden. Da die Dauer zur Lösung des Optimierungsproblems vorwiegend von der Anzahl der Optimierungsvariablen sowie der Anzahl der Modelfreiheitsgrade abhängig ist, kann nach der durchgeführten Problemstrukturierung und der damit reduzierten Modellgröße und –komplexität von relativ kurzen Laufzeiten in der Größenordnung bis ca. 1h ausgegangen werden, so daß die Ergebnisse relativ schnell zur Verfügung stehen.

Die Ergebnisse einer Wandstärkenoptimierung sind in zweierlei Hinsicht von großem Nutzen: Einerseits liefern sie explizite Vorschläge zur Dimensionierung der einzelnen Strukturbereiche, andererseits geben sie tendenzielle Hinweise auf über- bzw. unterdimensionierte Strukturbereiche, die der Konstrukteur nicht nur in Wandstärkenänderungen, sondern ggf. auch in Änderungen der Bauteilgestalt oder sogar seiner topologischen Grundstruktur umsetzen kann. Auf die zusätzliche Durchführung einer Gestaltoptimierung, die vor allem zur Definition der Optimierungsvariablen einen deutlich höheren Aufwand bedeutet, kann im Werkzeugmaschinenbau meist vollständig verzichtet werden.

Nach Bild 6-4 wird der Prozeß der Variantenbildung bzw. konstruktiven Überarbeitung, Strukturanalyse und Sensitivitätsanalyse in mehreren Zyklen durchlaufen. Das Abbruchkriterium für diesen Iterationsprozeß muß individuell in Abhängigkeit von der Bedeutung der betrachteten Systemkomponente für das Gesamtmaschinenverhalten und dem verbleibenden Gestaltungsspielraum festgelegt werden. Spätestens dann, wenn weitere - zunehmend aufwendige und kostenintensive – Überarbei-

tungsmaßnahmen zu nur noch marginalen Verbesserungen der Bauteileigenschaften führen, ist der Prozeß jedoch abzubrechen. Das Konvergenzkriterium ist dann erfüllt.

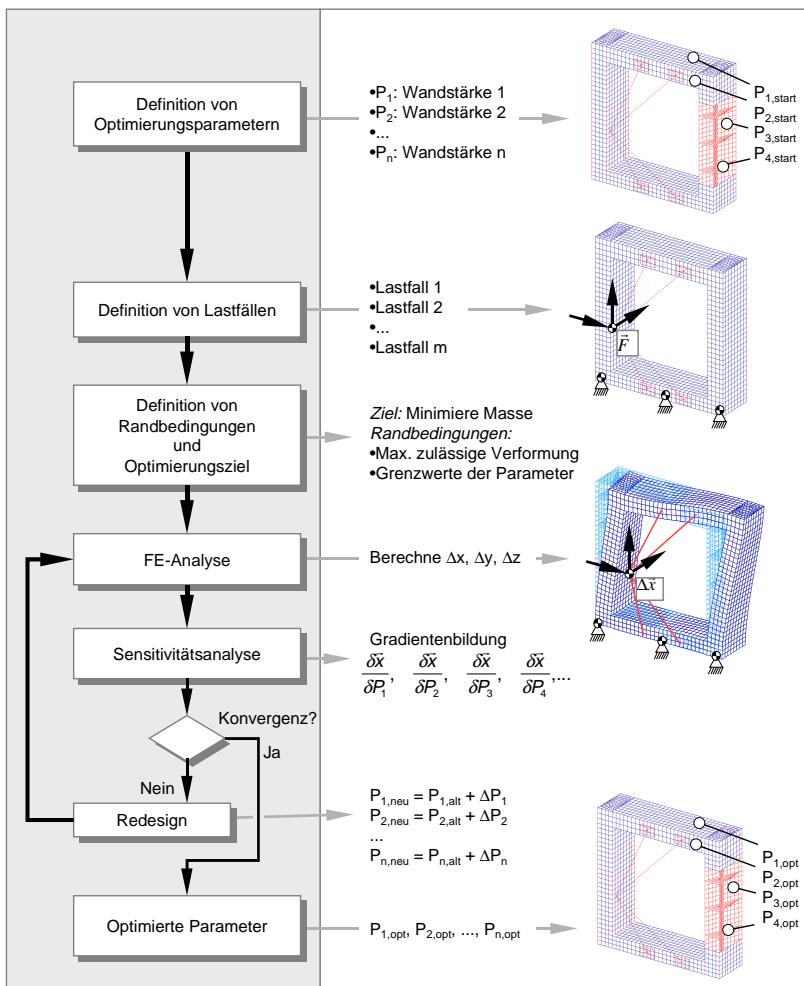


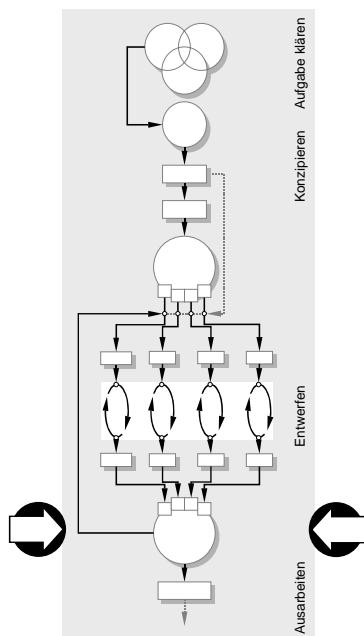
Bild 6-7: Definition und Lösung eines Wandstärkenoptimierungsproblems.

6.6 Systemanalyse und Aktualisierung der Anforderungen

Da mit Fertigstellung der Erstentwürfe die Massen- und Steifigkeitsinformationen aller gestaltbestimmenden und gestaltabhängigen Systemkomponenten und ihrer Verbindungselemente gegeben sind, ergibt sich in dieser Konstruktionsphase erstmals die Möglichkeit, das Systemverhalten in einem gemeinsamen Modell zu analysieren und zu bewerten. Alle bis zu diesem Zeitpunkt erstellten FE-Teilmodelle sind dabei zur Reduzierung des Modellierungsaufwandes wiederzuverwenden, sofern sie noch dem aktuellen Stand der Konstruktion entsprechen.

Als Ausgangsbasis für ein Gesamtmodell bietet sich das abstrahierte Analysemodell aus Abschnitt 6.3 an. Zur Aktualisierung des Modells sind im wesentlichen nur die massiven FE-Repräsentationen der mechanischen Systemkomponenten gegen die zuvor im simulationsgestützten Bauteilentwurf entstandenen, detaillierten FE-Schalenmodelle zu ersetzen (Bild 6-8). Wurde das Gesamtmodell von Anfang an durch Konfiguration von Modellbausteinen (s. Abschnitt 7.3.2) erzeugt, kann diese Substitution vollautomatisiert und „auf Knopfdruck“ erfolgen. Weitere Modellanpassungen sind lediglich durch u. U. erforderliche Modifikationen von modellbeschreibenden Parametern (z. B. bei veränderten Führungs- oder Antriebssteifigkeiten) vorzunehmen, wodurch sich insgesamt ein nur sehr geringer Modellierungsaufwand für diesen Arbeitsschritt ergibt. Modellierungsmehraufwand, der in den vorangegangenen Arbeitsschritten geleistet wurde, kann so zum Teil wieder ausgeglichen werden.

Nach Abschluß der Modellierungstätigkeit wird das strukturmechanische Verhalten des Maschinenentwurfs anhand von statischen Verformungsanalysen und Modalanalysen untersucht. Bei der Auswertung und Interpretation der Analyseergebnisse ist zu beachten, daß trotz der jetzt relativ hohen Abbildungsgenauigkeit des Analysemodells eine absolute Bewertung der mechanischen Struktureigenschaften nur in be-



zug auf ihre statische Steifigkeit und die Lage ihrer Eigenfrequenzen, nicht aber hinsichtlich ihrer (dynamischen) Struktursteifigkeit möglich ist. Grund hierfür ist die bereits mehrfach angesprochene, unbekannte Dämpfungswirkung im System. Auch wenn die berechneten Optimierungszielgrößen nicht zur absoluten Bewertung der Maschinenstruktur herangezogen werden können, so dienen sie dennoch als relative Vergleichsbasis, an der der Erfolg anschließender Optimierungsschritte gemessen und das Erreichen eines Konvergenzverhaltens festgestellt werden kann.

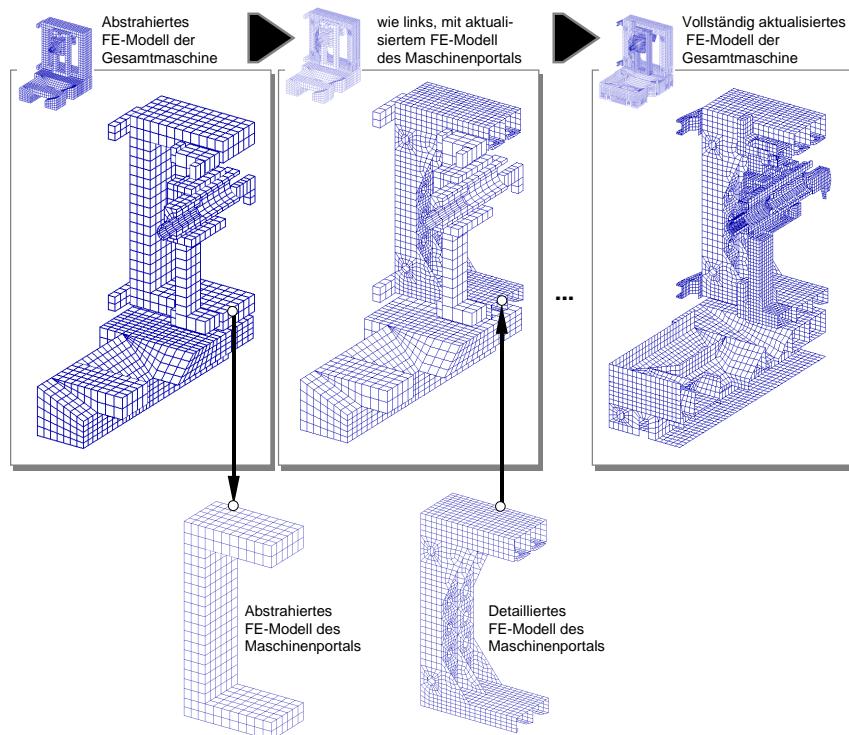


Bild 6-8: Erzeugung eines Finite-Elemente-Modells der Gesamtmaschine durch Substitution von Netzbausteinen.

Da davon ausgegangen werden muß, daß sich das berechnete Eigenschwingungsverhalten der jetzt erstmals vollständig definierten Maschinenstruktur gegenüber dem Schwingungsverhalten des vorhergehenden, stark abstrahierten Analysemodells geändert und sich dadurch das Optimierungspotential auf andere Systemkomponenten

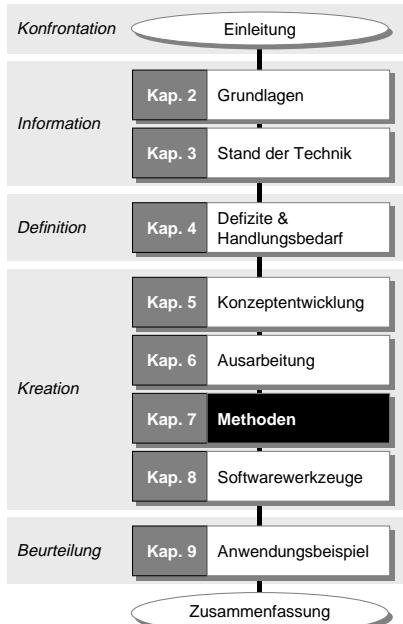
verlagert hat, sind vor dem Ergreifen weiterer Optimierungsmaßnahmen zunächst die Anforderungen an Masse- und Steifigkeitseigenschaften der Maschinenbauteile zu aktualisieren und zu präzisieren. Hierzu kann analog zu dem in Abschnitt 6.4 beschriebenen Ablauf vorgegangen und die entsprechenden Methoden zur Identifizierung kritischer Schwingungsformen, sowie zur Identifizierung masse- und/oder steifigkeitssensitiver Systemkomponenten angewendet werden.

7 Methoden zur Unterstützung des Vorgehensmodells

7.1 Inhalt des Kapitels

In den beiden vorangegangenen Kapiteln wurde zunächst das Konzept einer neuen Vorgehensweise zur Integration strukturmechanischer Berechnungen in den Konstruktionsprozeß entworfen und dieses schließlich schrittweise ausgearbeitet und erläutert. Dabei kristallisierte sich heraus, daß die Anwendung von Finite-Elemente-Analysen im integrierten Konstruktionsprozeß unter dem Gesichtspunkt veränderter Zielsetzungen und Randbedingungen erfolgen muß:

- FE-Analysen sind nicht länger nur als Werkzeuge zur Simulation bzw. Nachrechnung vollständig definierter Strukturen zu sehen, sondern vor allem als Methode zur Bereitstellung zusätzlicher qualitativer Hinweise und tendenzieller Entscheidungshilfen während der Bauteilgestaltung zu nutzen.
- Eingebunden in den stark iterativen Konstruktionsprozeß unterliegen FE-Analysen einem hohen Zeitdruck. Nur wenn Ergebnisse schnell und einfach generiert werden können, ist mit ausreichender Akzeptanz und der Ausschöpfung des Nutzenpotentials zu rechnen.



Da sich aus diesen veränderten Rahmenbedingungen automatisch der Bedarf nach neuen Ansätzen zur Durchführung der einzelnen Analyse- und Optimierungsschritte ergibt, sollen im vorliegenden Kapitel Methoden zur Unterstützung der Modellbildung und Ergebnisauswertung vorgestellt werden. Viele der Methoden beschreiben dabei die systematische Grundlage für Softwaretools, welche später eingebunden in entsprechende Pre- und Postprozessorenumgebungen zu weiteren Effizienzsteigerungen durch Automatisierung führen (s. Kapitel 8).

Die Kapitelstruktur lehnt sich im wesentlichen an der Abfolge der Arbeitsschritte im Konstruktionsprozeß an: So beschäftigt sich Abschnitt 7.2 mit der Definition von Kriterien, anhand derer die Güte der mechanischen Struktureigenschaften im Sinne des zu erwartenden Betriebsverhaltens der Maschine bemessen und optimiert werden soll. Anschließend werden einige allgemeine Methoden (Abschnitt 7.3) zur Finite-Elemente-Modellierung von Werkzeugmaschinen sowie zur Abbildung von Maschinenkonzepten durch stark abstrahierte Analysemodelle (Abschnitt 7.4) vorgestellt, bevor das Kapitel mit der Beschreibung von Methoden zur Aufbereitung strukturdynamischer Analyseergebnisse in Abschnitt 7.5 und der Definition quasistatischer Lastfälle zur Analyse und Optimierung der Systemkomponenten in Abschnitt 7.6 abschließt.

7.2 Problemorientierte Definition von Beurteilungskriterien

Um Werkzeugmaschinengestelle anforderungsgerecht konzipieren und entwerfen zu können, muß bekannt sein, welche Eigenschaften die mechanische Struktur aufweisen sollte, um als wesentliche Komponente des mechatronischen Systems Werkzeugmaschine die Grundlage eines günstigen Maschinenbetriebsverhaltens sicherstellen zu können. Nach Abschnitt 6.2 sind vor allem die zwei Grundforderungen nach geringen bewegten Massen und hoher Struktursteifigkeit des mechanischen Systems zu erfüllen. Im weiteren sollen die Möglichkeiten zur Beurteilung der Struktursteifigkeit diskutiert werden.

Die Steifigkeit einer mechanischen Struktur wird durch ihre Nachgiebigenmatrix mit der Dimension n (Anzahl der Systemfreiheitsgrade) vollständig beschrieben (s. auch Abschnitte 2.3.1 und 0). Da das Betriebs- und Störungsverhalten der Maschine aber nur von einigen wenigen problemkritischen Strukturpunkten beeinflußt wird, ist es ausreichend, nur die entsprechenden Komponenten der Nachgiebigenmatrix zur Beurteilung ihrer Steifigkeit heranzuziehen. Welche Komponenten dabei im speziellen von Interesse sind, hängt davon ab, welches der möglichen Verformungs- oder Schwingungsprobleme im Maschinenbetrieb die dominierende Rolle spielt. Abhängig davon, welche Störkräfte für diese Problemfälle verantwortlich sind, wo diese Kräfte an der Struktur angreifen und an welchen Strukturpunkten sie zu kritischen Verlagerungen führen, können aus der Nachgiebigenmatrix des Systems ein oder mehrere Nachgiebigenfrequenzgänge zur Bestimmung eines Beurteilungskriteriums extrahiert werden. Bild 7-1 zeigt hierzu ein Beispiel aus ALBERTZ 1995 (S. 99-101), bei dem das durch Messereingriffsstöße beim Fräsen verursachte Problem reduzierter Bearbeitungsgenauigkeit betrachtet wird.

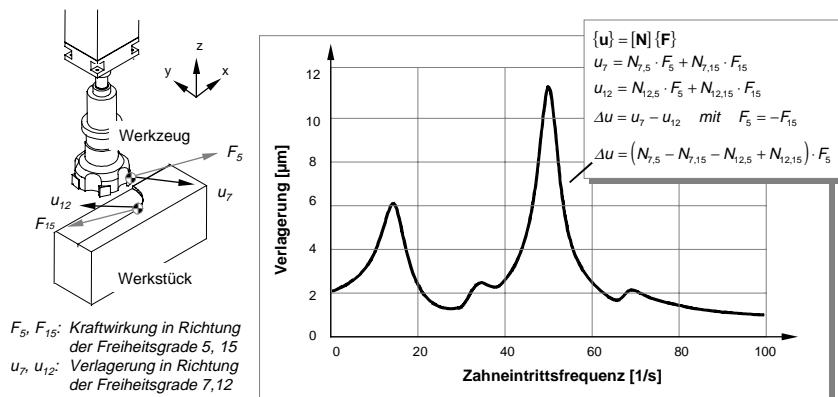


Bild 7-1: Relativfrequenzgänge als Grundlage zur Beurteilung der Maschinensteifigkeit bei Schwingungen induziert durch Messereingriffsstöße (nach ALBERTZ 1995)

Nachgiebigskeitsfrequenzgänge als Grundlage zur Beurteilung der Maschinensteifigkeit wurden in der Vergangenheit definiert für Störungen bzw. Ungenauigkeiten im Zerspanprozeß, die durch dynamische Prozeß- oder Unwuchtkräfte hervorgerufen wurden. Zur Beurteilung hinsichtlich anderer Problemfälle (z. B. verursacht durch dynamische Antriebs- oder Massenträgheitskräfte) kann die Bestimmung entsprechender Nachgiebigskeitsfrequenzgänge bei Bedarf jederzeit analog zu der dargestellten Vorgehensweise erfolgen.

Wurde der gesuchte Nachgiebigskeitsfrequenzgang berechnet, ist das eigentliche Beurteilungskriterium zu bestimmen (Bild 7-2). Entscheidend hierbei ist, in welchem Frequenzbereich mit kritischen Störkräften zu rechnen ist. Im trivialsten Fall, in dem von lediglich statischen Störkräften auszugehen ist, entspricht das gesuchte Beurteilungskriterium der statischen Nachgiebigkeit, also der dynamischen Nachgiebigkeit bei einer Frequenz von 0 Hz. Eine Bestimmung der statischen Nachgiebigkeit auf diesem Wege ist jedoch nur dann sinnvoll, wenn parallel Kriterien zur Beurteilung des dynamischen Nachgiebigskeitsverhaltens definiert werden, da ansonsten eine einfache statische Verformungsanalyse ausreichend und die zeitintensive Berechnung des Strukturschwingungsverhaltens überflüssig wäre.

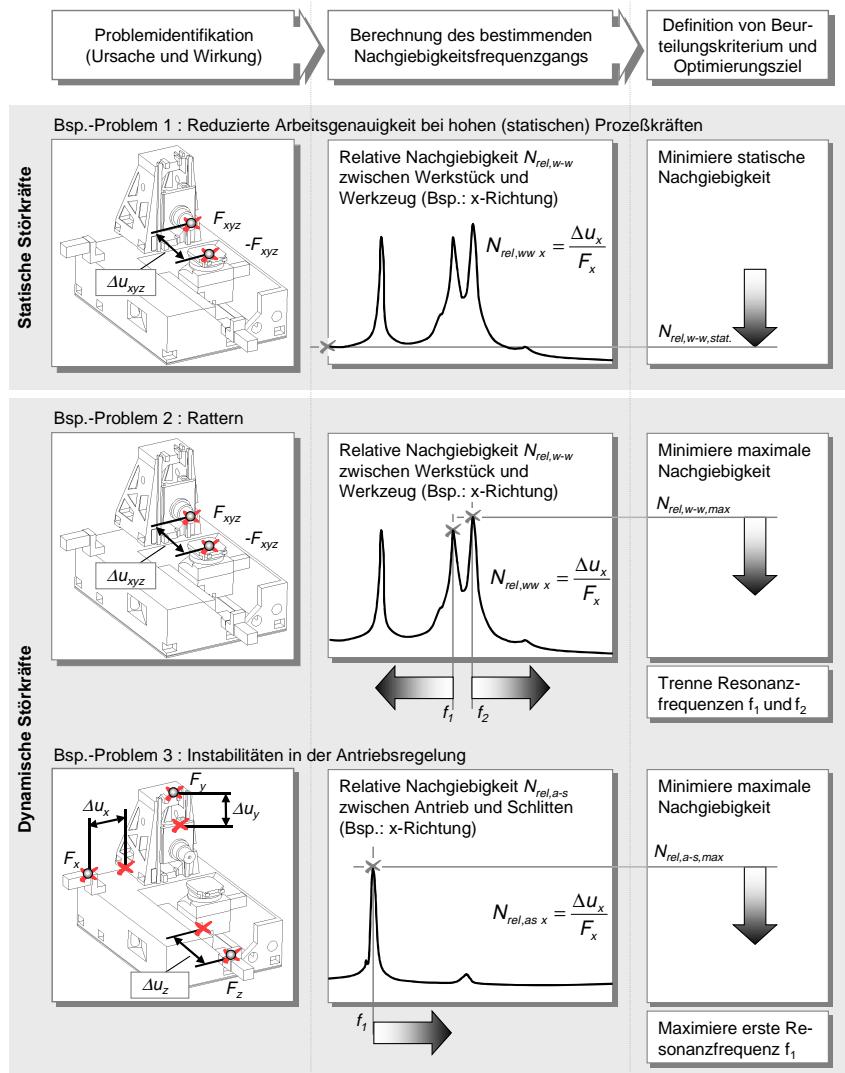


Bild 7-2: Problemorientierte Definition von Kriterien zur Beurteilung der strukturmechanischen Eigenschaften von Werkzeugmaschinen

Können die Erregerfrequenzen auf einen bekannten Frequenzbereich eingegrenzt werden, definiert der höchste Nachgiebigkeitswert in diesem Frequenzband das

Beurteilungskriterium. Bei Werkzeugmaschinen ist eine solche Eingrenzung in der Regel jedoch nicht möglich: In Hinblick auf fremderregte Schwingungen ist das Spektrum der Drehzahlen und verschiedenen genutzten Werkzeuge im Normalfall, d. h. abgesehen von hochspezialisierten Applikationen, zu groß, um Erregerfrequenzen in erfahrungsgemäß kritischen Frequenzbereich von 0 bis 200 Hz ausschließen zu können. Bei selbsterregten Schwingungen wird die Erregerfrequenz von den Eigenfrequenzen der Maschinenstruktur dominiert und kann somit ohnehin nicht vorausgesagt werden. Als Beurteilungskriterium muß somit meist die Maximalnachgiebigkeit des gesamten Frequenzbereichs herangezogen werden.

Soll die Eigenschaft der Struktur hinsichtlich möglicher Stabilitätsprobleme in der Antriebsregelung bewertet werden, ist ein zusätzliches Kriterium zu berücksichtigen: Um eine Überlagerung mit lokalen, niederfrequenten Schwingungerscheinungen in den mechanischen Komponenten des Vorschubantriebsstrangs und damit weitere Resonanzüberhöhungen zu vermeiden, sollte die erste Resonanzfrequenz f_1 des Maschinengestells in einem möglichst hohen Frequenzbereich liegen.

Hinweis: Die Definition und Berücksichtigung mehrerer gleichgewichteter Kriterien führt zu einer Multikriterienoptimierung in der Konstruktion. Im Sinne einer klaren Zieldefinition und der Minimierung von Komplexität und Aufwand sollte daher sorgfältig abgewogen werden, welche Problemstellungen mit höchster Priorität versehen und in der Konstruktion zu berücksichtigen sind. Erfahrungsgemäß ist die Spezifizierung der zwei bedeutendsten Kriterien zur Beurteilung der Maschinensteifigkeit völlig ausreichend.

7.3 Modellbildung allgemein

7.3.1 Abbildung geometrischer Strukturen als FE-Schalenmodelle

Wesentlicher und in der Regel mit Abstand aufwendigster Arbeitsschritt zur Durchführung von Finite-Elemente-Analysen und Strukturoptimierungen ist die Erzeugung des Finite-Elemente-Netzes. Dabei sind zwei Anforderungen zu erfüllen: Einerseits sollten ausschließlich regelmäßige und nur gering verzerrte Elemente generiert werden, andererseits ist eine möglichst geringe Anzahl von Knoten bzw. Freiheitsgraden anzustreben, um die Modelle handhabbar zu gestalten, d. h. im Rahmen der verfügbaren Hardwareressourcen ein problemloses Pre- und Postprocessing und vor allem annehmbare Rechenzeiten bei der Gleichungslösung zu ermöglichen.

In der klassischen Anwendungspraxis, bei der die Finite-Elemente-Methode als Werkzeug zur Analyse bzw. Überprüfung auftretender Verformungen oder Spannungen fertiger Bauteilentwürfe eingesetzt wird, versucht man den Prozeß der Modellbildung dadurch weitestgehend zu vereinfachen und zu beschleunigen, daß bereits vorliegende Modellrepräsentationen (i. a. 3D-CAD-Modelle) durch entsprechende Vernetzungsverfahren automatisch in Finite-Elemente-Repräsentationen überführt werden. Diese Vorgehensweise basiert auf dem Sachverhalt, daß die geometrische Struktur durchschnittlicher Bauteile zunächst nach rein funktionalen und fertigungstechnischen Gesichtspunkten definiert wird, die Erfüllung von Steifigkeits- und Festigkeitsanforderungen dagegen zunächst nur eine untergeordnete und keine direkt gestaltbestimmende Bedeutung hat.

Von anderen Randbedingungen ist beim Entwurf von Werkzeugmaschinengestellkomponenten auszugehen. Hier besteht die Funktion der einzelnen Bauteile im wesentlichen darin, die vordefinierte Lage der angrenzenden Komponenten auch bei hoher statischer und/oder dynamischer Last geometrisch exakt sicherzustellen. Im Rahmen vorgegebener geometrischer Freiräume und unter Berücksichtigung fertigungstechnischer Randbedingungen sind die Steifigkeitseigenschaften der Struktur hier absolut gestaltbestimmend. Damit ändert sich der Ablauf in der simulationsgestützten Konstruktion: Statt zuerst die Gestalt der Bauteile festzulegen und am Ende hinsichtlich ihrer Eigenschaften zu überprüfen, sollten strukturmechanische Berechnungen zur tendenziellen Beurteilung verschiedener prinzipieller Bauteilstrukturen schon vor oder zumindest während des Entwurfsprozesses durchgeführt werden (s. Vorgehensmodell, Bild 5-6). Die Berechnungen sind dabei anhand von Hilfsmodellen vorzunehmen, die sich auf den wesentlichen Informationsgehalt beschränken und später sukzessive gemäß dem aktuellen Problemlösungsschritt verfeinert werden können.

Unter dieser Randbedingung erscheint es unsinnig, die Hilfsmodelle als 3D-Volumenmodelle im CAD-System zu erzeugen, um sie anschließend mit erheblichem Anpassungsaufwand in vernetzungsfähige Flächenmodelle zu überführen. Sinnvoller ist es, die Hilfsmodelle von Anfang an den Anforderungen der Berechnung entsprechend aufzubauen und nach Auswertung der Analyse- und Optimierungsergebnisse die gewonnenen Erkenntnisse in einem parallel mitgeführten 3D-CAD-Modell fertigungsgerecht umzusetzen (Bild 7-3).

Hinweis: Für Finite-Elemente-Analysen geeignete Geometriemodelle (3D-Flächenmodelle) können selbstverständlich nicht nur in speziellen Finite-Elemente-Preprocessors, sondern auch in modernen 3D-CAD-Systemen erzeugt und auch vernetzt

werden. Da die Geometriemodellierungsfunktionen der CAD-Systeme deutlich weiter entwickelt und komfortabler zu bedienen sind, bietet diese Variante sogar häufig Vorteile.

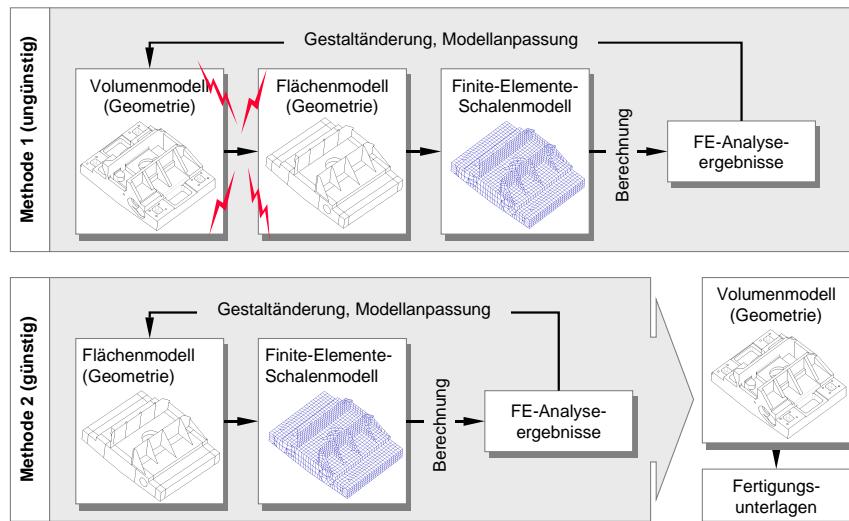


Bild 7-3: Arbeiten mit Konstruktions- und Berechnungsmodellen im simulationsgestützten Konstruktionsprozeß

7.3.2 Arbeiten mit Modellbausteinen

Das neu entwickelte Vorgehensmodell sieht die Durchführung von FE-Analysen auf zwei unterschiedlichen Problemlösungsebenen vor: Auf der oberen Ebene wird das strukturdynamische Verhalten des gesamten mechanischen Systems, auf der unteren die statische Steifigkeit der einzelnen Systemkomponenten analysiert. Während des gesamten Konstruktionsprozesses wird dabei zwischen diesen beiden Ebenen mehrfach gewechselt, so daß Finite-Elemente-Netze der einzelnen Bauteile mehrfach miteinander zu einem Gesamtmodell verknüpft und später auch wieder freigeschnitten, d. h. unter Berücksichtigung der Koppelkräfte getrennt werden müssen.

Zur Verknüpfung zweier Maschinenkomponenten bzw. ihrer FE-Netze ist nach herkömmlicher Modellierungsmethode gemäß dem Ablauf in Bild 7-4 vorzugehen: Bereits vor der Vernetzung der beteiligten Komponenten wird die geometrische Lage

von Koppelpunkten definiert, in denen bei der anschließenden Vernetzung Knotenpunkte erzwungen werden. Pro Fügestelle sollten dabei mehr als ein Koppelpunkt angegeben werden, um Singularitäten in der Steifigkeitsmatrix aufgrund punktueller Krafteinleitung zu vermeiden. Nach dem einzigen automatisierten Schritt der Vernetzung werden zwischen den zu verknüpfenden Knoten Federelemente definiert und diesen schließlich Steifigkeitseigenschaften zugewiesen.

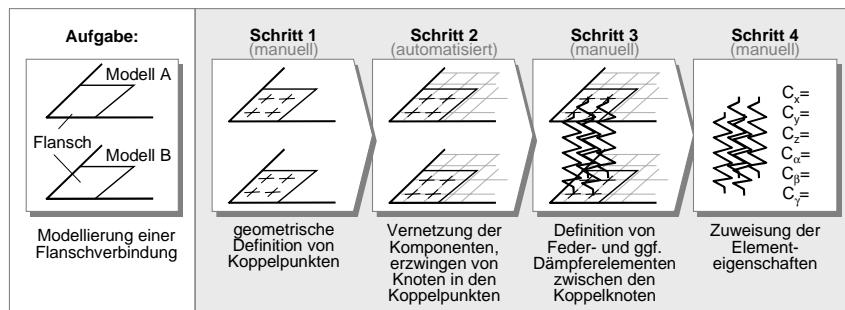


Bild 7-4: Standard-Vorgehensweise zur Verknüpfung von FE-Teilmodellen am Beispiel einer Flanschverbindung

Die Tätigkeiten müssen dabei für jede Koppelstelle einzeln und nach dem neu definierten Vorgehensmodell mehrfach durchgeführt werden, wodurch sich der hohe Anteil an erforderlicher Benutzerinteraktion äußerst negativ auf den Arbeits- und Zeitaufwand auswirkt. Ein weiterer Nachteil dieser Vorgehensweise ergibt sich dadurch, daß die Vernetzung der einzelnen Komponenten nicht länger unabhängig erfolgen kann, sondern der Randbedingung unterliegt, in spezifischen geometrischen Strukturpunkten Knoten erzwingen zu müssen. Dieser Zwang führt bei der Anwendung freier Vernetzungsverfahren häufig zu stark verzerrten Elementen, die sich insbesondere aufgrund ihrer ungünstigen Lage im Krafteinleitungsreich negativ auf die Analysegenauigkeit auswirken.

Zur Vermeidung dieser Nachteile soll das Modellbaustein-Konzept auf den Kopplungsvorgang angewendet werden. Dazu werden nach Bild 7-5 in einem einmaligen Vorgang und projektunabhängig Klassen von Kopplungsbausteinen beschrieben, die nach ihrer projektspezifischen Instanziierung als universelle Verbindungselemente eingesetzt werden können. Mit Hilfe der so vordefinierten Modellbausteine wird die Kopplung von Finite-Elemente-Netzen erheblich vereinfacht und beschleunigt: Um die Kopplung zwischen zwei Teilmödellen herzustellen, muß der Anwender lediglich den betreffenden Baustein aus einer Liste auswählen und zwei korrespondierende

Fügeflächen spezifizieren. Alle weiteren Tätigkeiten entfallen bzw. werden automatisch im Hintergrund durchgeführt, ohne den Anwender zu belasten.

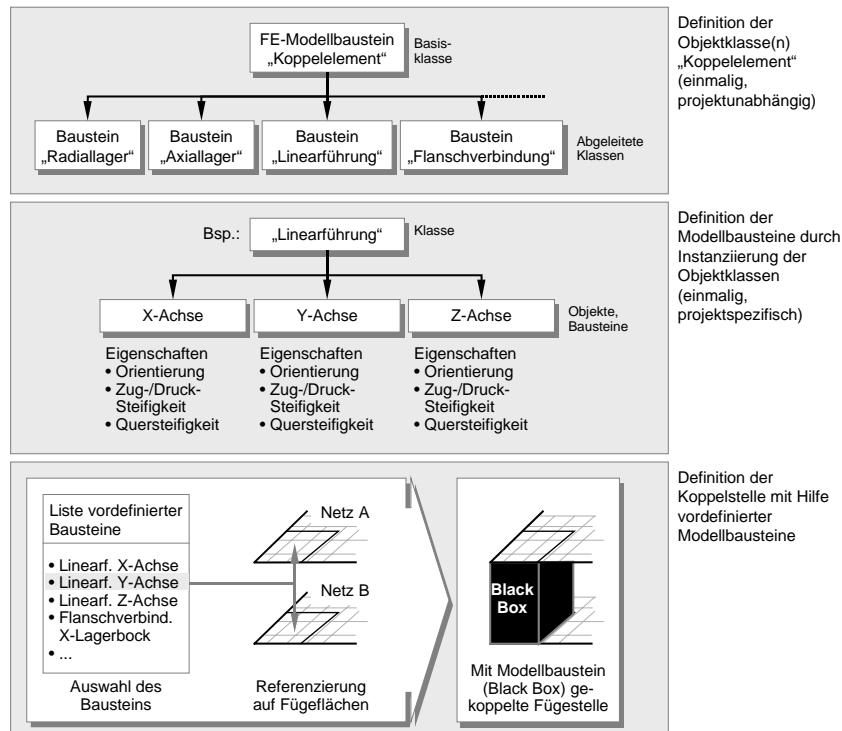


Bild 7-5: Verwendung vordefinierter Modellbausteine zur automatisierten Verknüpfung beliebiger FE-Netzstrukturen

Den Mechanismus, der hinter dem bislang noch als Black-Box betrachteten Verbindungselement steckt, beschreibt Bild 7-6. In einem ersten Schritt werden alle in einer Fügefläche liegenden Knotenpunkte „eingefangen“ und zu einem Knotenverbund zusammengefaßt. Je nach Klasse des verwendeten Modellbausteins können sich die Knoten in diesen Verbünden dabei zueinander bewegen oder werden als starre Einheit betrachtet. Im letztgenannten Fall wird durch die starre Knotenverbindung zusätzliche Steifigkeit in das System eingebracht, die dann gerechtfertigt ist, wenn die reale Struktur in diesen Bereichen durch zusätzliche, im Modell aber nicht abgebildete massive Stahlbauteile wie Lagerschalen oder Führungsschlitten verstärkt und in Form gehalten wird. In der geometrischen Mitte der Fügeflächen wird

jeweils ein zusätzlicher Knoten in den Verbund eingekoppelt, der als sogenannter *abhängiger Knoten* die durchschnittliche Verlagerung der anderen Knoten mitvollzieht. Die eigentliche Kopplung der Teilmodelle wird schließlich durch Federelemente hergestellt, die zwischen den jeweils abhängigen Knoten der Fügeflächen definiert werden. Die Federsteifigkeit als wesentliche Eigenschaft des Federelements wird diesem gemäß dem ausgewählten, vordefinierten Modellbaustein zugewiesen.

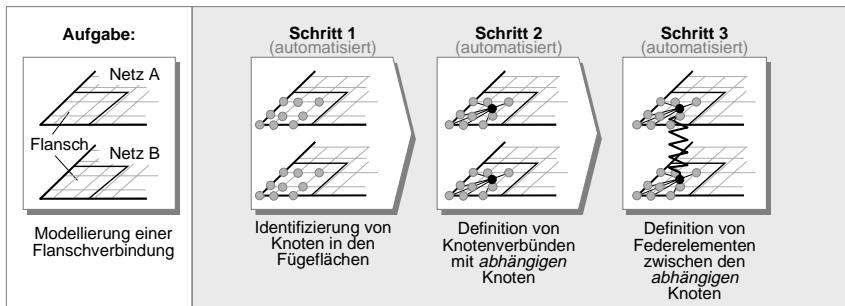


Bild 7-6: Funktionsweise der Modellbausteine

7.3.3 Modellaufbereitung durch kinematische Kopplung

Wurden die Maschinenkomponenten als Finite-Elemente-Netze abgebildet und zu einem berechnungsfähigen Modell der Gesamtmaschine verknüpft, ergibt sich vielfach das Problem, daß damit noch nicht alle zu Zwecken der Ergebnisauswertung wichtigen Strukturpunkte im Modell enthalten sind. Zur Veranschaulichung dieses Sachverhalts soll beispielhaft von einer Maschinenstruktur ausgegangen werden, die hinsichtlich des Ratterproblems analysiert und optimiert werden soll. Um die Struktur bewerten zu können, sind sowohl die Kraftangriffspunkte wie auch die problemkritischen Strukturpunkte im Berechnungsmodell zu definieren. Im vorliegenden Beispiel entspricht dies je einem Punkt am Werkzeug und einem Punkt am Werkstück, wobei beide Punkte am geometrisch gleichen Ort, dem Tool-Center-Point, liegen. Da in der Regel weder Werkzeug noch Werkstück aus Gründen der Aufwands- und Rechenzeitminimierung im Berechnungsmodell abgebildet sind, ist eine korrekte Krafteinleitung und Beurteilung der Struktursteifigkeit ohne zusätzliche Modellierungsmaßnahmen nicht möglich.

Beheben läßt sich das Problem, in dem beide Strukturpunkte als zusätzliche Knoten im Modell ergänzt und schließlich kinematisch mit der nächsten modellierten Kom-

ponente im Kraftfluß gekoppelt werden (Bild 7-7). Es ist sicherzustellen, daß durch diese Verbindung einerseits die Prozeßkräfte vom Tool-Center-Point auf die Struktur übertragen, und andererseits seine Verlagerung aus der resultierenden Strukturverformung der Maschine bestimmt werden kann. Elemente zur Realisierung solcher Verbindungen sind in den Elementbibliotheken der marktführenden Finite-Elemente-Systeme verfügbar (s. z. B. MACNEAL SCHWENDLER 1994, S. 240).

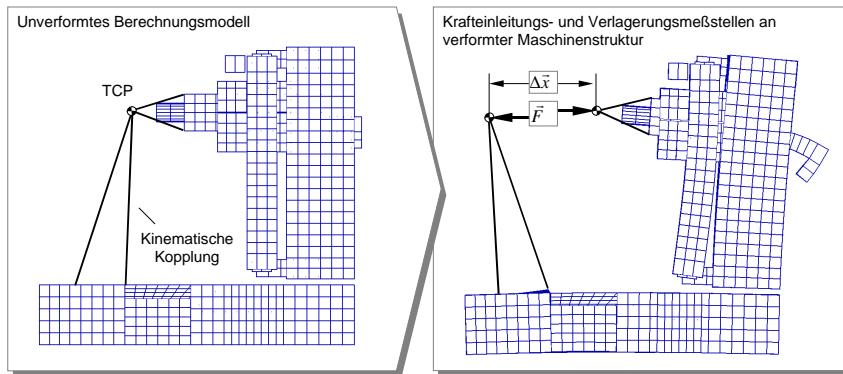


Bild 7-7: Kinematische Kopplung der modellierten Struktur mit dem Tool-Center-Point als Kraftangriffs- und Verlagerungsmeßstelle

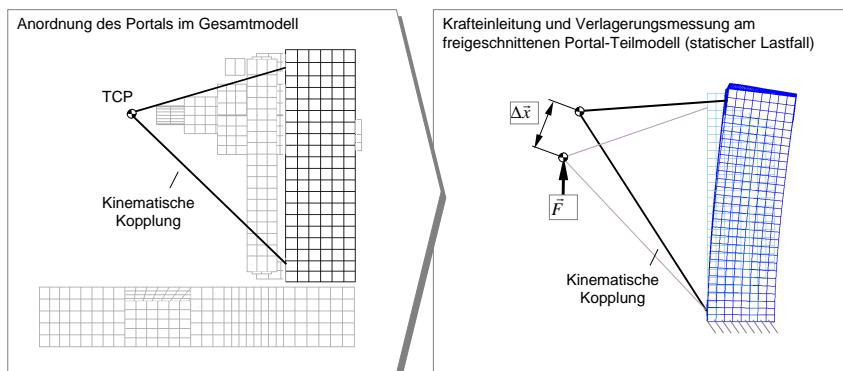


Bild 7-8: Beurteilung der Struktursteifigkeit von Maschinenbauteilen durch Berechnung der Verlagerung am Tool-Center-Point

Besonders hilfreich ist diese Vorgehensweise, wenn die einzelnen Systemkomponenten freigeschnitten und unabhängig voneinander betrachtet werden. Der Anwender wird dadurch in die Lage versetzt, die relative Verlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück, die durch die Verformung der betrachteten Systemkomponente verursacht wird, als Kriterium zur Beurteilung ihrer statischen Steifigkeit heranzuziehen (Bild 7-8). Da sich durch diese Methode weitere Vorteile im Bereich der Analyse und Identifizierung steifigkeitskritischer Systemkomponenten ergeben (s. Abschnitt 7.5.1), sollten die Modelle aller im Kraftfluß liegenden Bauteile vor Durchführung der ersten Berechnung um entsprechende Kopplungselemente ergänzt werden.

7.4 Definition abstrahierter Analysemodelle

Nach Abschnitt 6.3 sieht das neue Vorgehensmodell vor, bereits vor Beginn der Entwurfstätigkeiten das globale Schwingungsverhalten der zu diesem Zeitpunkt nur grob definierten Maschinenstruktur zu untersuchen, um zu Erkenntnissen über die Beanspruchung der einzelnen mechanischen Systemkomponenten zu gelangen und Hinweise zu ihrer beanspruchungsgerechten Gestaltung ableiten zu können. Liegen keine Erfahrungswerte aus Messungen oder Berechnungen vergleichbarer Maschinen vor, soll diese Analyse anhand stark abstrahierter Finite-Elemente-Modelle erfolgen, wobei die in ihrer Gestalt noch nicht bekannten gestaltabhängigen Komponenten dabei als massive, vollständig mit Material gefüllte Grobstrukturen gemäß den Konzeptskizzen abgebildet werden.

Durch diese Art der Modellierung ergibt sich zunächst das Problem, daß Gestellkomponenten, die in der Regel als dünnwandige und durch Verripplungen verstärkte Kastenstrukturen ausgeführt werden, mit deutlich erhöhter Masse und Steifigkeit im Modell abgebildet sind. Für eine sinnvolle und annähernd realistische Modellierung des Systems und seines globalen Schwingungsverhaltens ist daher eine Korrektur der Bauteileigenschaften hin zu realistischen Werten erforderlich. Als einfachste und schnellste Möglichkeit bietet es sich hierzu an, die Eigenschaft der Finite-Elemente-Modelle aus Vollmaterial durch die Zuweisung eines Ersatzwerkstoffes mit modifizierten Werten für Elastizitätsmodul, Schubmodul und Dichte zu manipulieren.

Doch welche Werte sind für die Materialeigenschaften zu setzen, um die Massen- und Steifigkeitseigenschaften einer in ihrer Gestalt noch nicht definierten Komponente nachzubilden? Bewährt hat sich hierzu ein Ansatz, der auf der Schätzung von Materialvolumina beruht. Der Konstrukteur schätzt dabei das Verhältnis der Materialvolumina zwischen einer Bauteilvariante aus Vollmaterial und einer real verrippten

Bauteilvariante. Ein solches Vorgehen zur Abschätzung von Bauteilmassen ist im klassischen Konstruktionsprozeß z. B. bei der überschlägigen Bestimmung erforderlicher Vorschubantriebsleistungen oder der Materialkostenabschätzung üblich und führt bei ausreichender Erfahrung des Konstrukteurs zu durchaus hohen Ergebnisgenauigkeiten. Mit Hilfe des geschätzten Volumenverhältnisses als Korrekturfaktor wird die dem Modell zugewiesene Materialdichte und damit die Bauteilmasse an realistische Werte angepaßt.

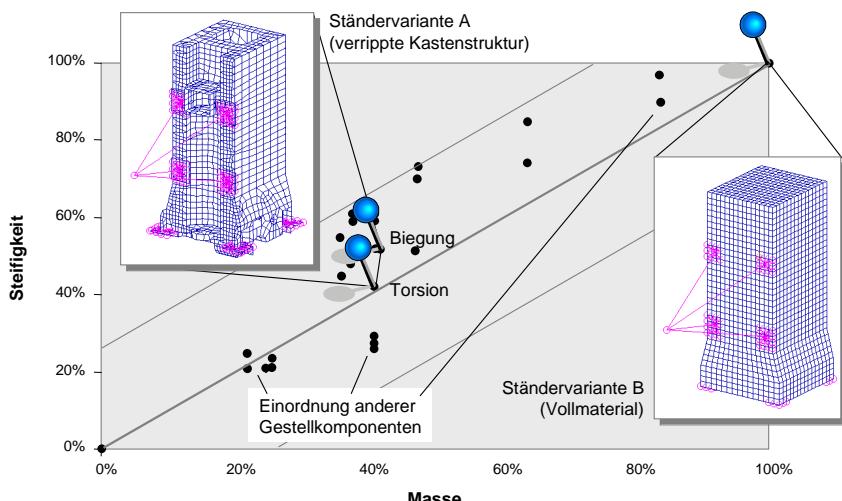


Bild 7-9: Abhängigkeit von Massen und Steifigkeiten bei Werkzeugmaschinen-Gestellkomponenten

Grundlage zur Anpassung der Bauteilstiffigkeit ist die Annahme, daß sich die Steifigkeit mechanischer Strukturen direkt proportional zu ihrer Masse verhält. Die Gültigkeit dieser Annahme soll anhand des in Bild 7-9 dargestellten Diagramms diskutiert werden, in dem die Steifigkeiten mehrerer realer Bauteilentwürfe in Abhängigkeit ihrer Masse aufgetragen wurden. Zur Erläuterung des Diagramms wird als Beispiel der Ständer einer Vertikalfräsmaschine betrachtet (Variante A), der im Vergleich zu einer fiktiven Ständervariante aus Vollmaterial (Variante B) ca. 40% Materialvolumen bzw. -masse aufweist. Bei Beanspruchung auf Biegung beträgt seine Steifigkeit ca. 50%, bei Beanspruchung auf Torsion ca. 40% der Steifigkeit von Variante B. Die berechneten Steifigkeiten wurden wie in der Abbildung gekennzeichnet als Punkte in

das Diagramm eingetragen und um weitere Ergebnisse aus analogen Steifigkeitsuntersuchungen an anderen typischen Gestellkomponenten ergänzt.

Bei Auswertung des Diagramms ergibt sich, daß die Torsions- und Biegesteifigkeit typischer Werkzeugmaschinenkomponenten mit verhältnismäßig großer Streubreite um den Wert einer masseproportionalen Steifigkeit (entspricht der im Diagramm eingezeichneten Diagonalen) schwanken. Die Streubreite der Steifigkeitswerte spiegelt dabei den Spielraum wieder, der dem Konstrukteur bei Gestaltung und Dimensionierung von Verrippungsstruktur und Krafteinleitungsstellen zur Beeinflussung der Steifigkeit zur Verfügung steht. Bevor jedoch diese Gestaltungsgrößen in der Entwurfsphase nach und nach festgelegt werden, ist die Definition von Bauteilsteifigkeiten nur im Rahmen der Streungsgrenzen möglich. Die Schätzung von Steifigkeitswerten entsprechend der Annahme masseproportionaler Steifigkeit scheint demnach legitim und mangels zusätzlicher Informationen in frühen Konstruktionsphasen nicht mit höherer Genauigkeit durchführbar.

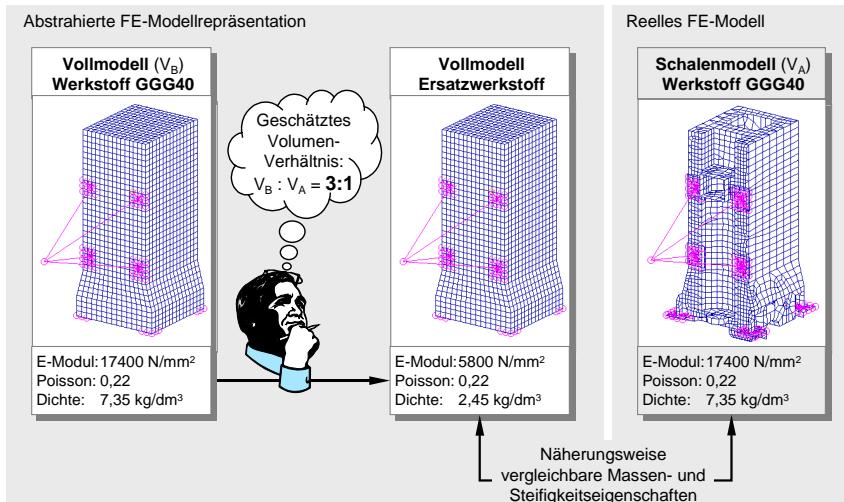


Bild 7-10: *Definition von Ersatzwerkstoffen zur Anpassung von Massen- und Steifigkeitseigenschaften von FE-Modellen aus Vollmaterial*

Nach der vorgeschlagenen Methode zur Definition von näherungsweise realistischen Massen- und Steifigkeitseigenschaften für Finite-Elemente-Modelle aus Vollmaterial stellt sich der Prozeß zur Bestimmung eines Ersatzwerkstoffs gemäß dem Beispiel in Bild 7-10 dar: Dichte und Elastizitätsmodul des Originalwerkstoffs werden um den

Faktor der Volumenverhältnisse zwischen den Varianten V_A und V_B reduziert. Wird zur Spezifikation der Schubsteifigkeit die Größe des Schubmoduls angegeben, ist mit diesem ebenso zu verfahren, bei Angabe der Querkontraktionszahl (= Poisson-Zahl) bleibt diese hingegen unverändert. Um das stark abstrahierte Berechnungsmodell in seinen Eigenschaften weiter an realitätsnahe Bedingungen anzunähern, können etwaige Zusatzmassen bedingt durch angeflanschte Antriebe, Kabelschlepps oder andere mit der betrachteten Komponente verbundene Zusatzkomponenten durch weitere Modifikation der Werkstoffdichte berücksichtigt werden.

Hinweis: Massen- und Steifigkeitsänderungen an Bauteilen infolge modifizierter Werkstoffkennwerte wirken sich immer global auf alle Strukturbereiche des Bauteils gleichermaßen aus. Lokale Massen- oder Steifigkeitsanpassungen sind dagegen nur durch die Spezifikation mehrerer Materialien in einem Bauteil möglich. In Hinblick auf den im Konstruktionsprozeß vorherrschenden Zeitdruck, sollte von dieser Möglichkeit jedoch nur unter besonderen Umständen Gebrauch gemacht werden.

Abschließend soll überprüft werden, ob die beschriebene Methode, das globale Schwingungsverhalten von Werkzeugmaschinen mit Hilfe von abstrahierten Finite-Elemente-Modellen zu analysieren, ihrer eigentlichen Zielsetzung trotz der hohen Unsicherheiten bei der Schät-

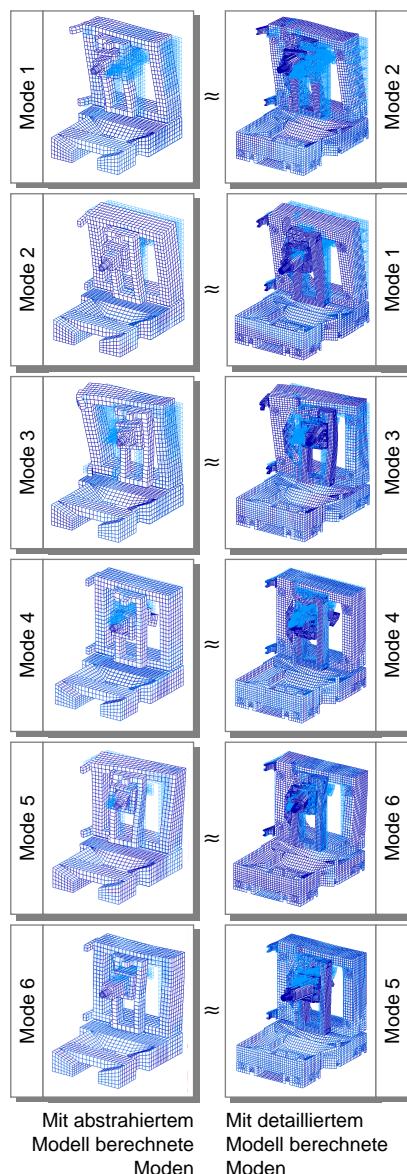


Bild 7-11: Vergleich berechneter Schwingungsformen

zung von Bauteilmassen und -steifigkeiten gerecht werden kann. Anhand des Beispiels eines Horizontalbearbeitungszentrums (s. auch Kapitel 9) wird durch die Gegenüberstellung der Ergebnisse aus Analysen eines abstrahierten und eines endgültigen, detaillierten Berechnungsmodells der Maschine belegt, daß die globalen niederfrequenten Schwingungsformen in ihrer qualitativen Ausprägung auch ohne Kenntnis von Gestalt und Dimensionierung der einzelnen Systemkomponenten richtig bestimmt werden können (Bild 7-11). Die Vergleichbarkeit von Reihenfolge und Lage der berechneten Eigenfrequenzen sowie der Höhe der Schwingungsamplituden ist dagegen nicht gegeben.

7.5 Auswertung der Analyseergebnisse

7.5.1 Identifikation kritischer Eigenschwingungen

In rechnerischen Modalanalysen bestimmte Eigenschwingungen wirken sich unterschiedlich stark auf das Betriebsverhalten der Maschine bzw. ihre Neigung zu dynamischen Störungen aus. Ob die Eigenschwingung als kritisch anzusehen ist und ihr damit bei der Gestaltung und Optimierung der Gestellstruktur besondere Bedeutung beigemessen werden muß, oder ob sie aufgrund eines geringeren Einflusses vernachlässigt werden kann, hängt dabei unmittelbar von der Schwingungskinematik und dem betrachteten Schwingungsproblem ab. Betrachtet man das Ratterproblem von Fräser- oder Bohrmaschinen beim Bohren ins Volle, werden sich z. B. nur diejenigen Eigenschwingungen im Ratterverhalten der Maschine bemerkbar machen, die aufgrund ihrer Schwingungskinematik zu Relativverlagerungen von Werkzeug zu Werkstück in Maschinen-Z-Richtung (=Bohrerachse) führen. Andere Schwingungsrichtungen am Tool-Center-Point haben dagegen keinen Einfluß auf das Ratterverhalten und sind daher als weitgehend unkritisch für ein zuverlässiges Betriebsverhalten der Maschine anzusehen.

Zur Erfassung der Schwingungskinematik und ihrer spezifischen Bedeutung für definierte Schwingungsprobleme kann das Kriterium der dynamischen Resonanznachgiebigkeiten herangezogen werden. Die den einzelnen Eigenfrequenzen f_e zugeordneten Resonanznachgiebigkeiten des Punkt i bei Anregung der Maschine im Strukturpunkt j bestimmen sich nach Gleichung (A-33) durch

$$N_{eij} = \frac{\varphi_{ei} \varphi_{ej}}{2D_{Le} \omega_e^2}; \quad e = 1, 2, \dots, m. \quad (7-1)$$

Je nach betrachtetem Problemfall können analog auch relative Resonanznachgiebigkeiten berechnet werden (s. Bild 7-1). Für das genannte Ratterproblem beim Bohren ins Volle ergeben sich diese Nachgiebigkeitswerte wie folgt:

$$N_{e,\text{rel}WZ-WS} = \frac{(\varphi_{e,WZ} - \varphi_{e,WS})^2}{2D_{Le}\omega_e^2}; \quad e = 1, 2, \dots, m \quad (7-2)$$

Zur Beurteilung der Bedeutung einzelner Eigenschwingungen für die Betriebseigenschaften der Maschine werden die zu jeder Eigenfrequenz bestimmten Resonanznachgiebigkeiten schließlich relativ zu ihrem Maximalwert skaliert und in einem Balkendiagramm gegenübergestellt (Bild 7-12). Sofern sich das Problem nicht, wie beim Beispiel der Bohrmaschine, auf eine Schwingungsrichtung konzentriert, sind alle Nachgiebigkeitsrichtungen bzw. die Beträge der Nachgiebigkeitsvektoren (in der Grafik: $N_{\text{rel},xyz}$) zu betrachten. Die Höhe der Balken spiegelt die Bedeutung der Moden für das Betriebsverhalten der Maschine wieder, so daß eine einfache, qualitative Abschätzung kritischer und weniger kritischer Schwingungsformen anhand der Grafik möglich wird. Mit Hilfe dieser Informationen kann die weitere Analyse der Schwingungsformen gemäß dem in Bild 6-3 dargestellten Stufenplan auf deutlich weniger Eigenschwingungen konzentriert und damit ein gezielter Optimierungssprozeß angestoßen werden.

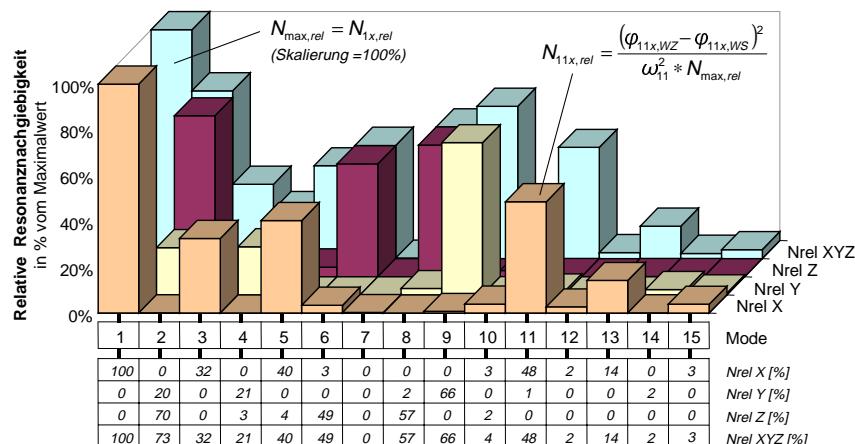


Bild 7-12: Gegenüberstellung problemspezifischer Resonanznachgiebigkeiten

Hinweis: Die berechneten Nachgiebigkeitswerte sind lediglich als qualitative Näherungswerte zu verstehen, die eine Klassifizierung in kritische und unkritische Schwingungen nach einem scharfen Beurteilungskriterium nicht zulassen. Demnach sollten nur diejenigen Moden aus der weiteren Betrachtung ausgeschlossen werden, deren Einfluß auch im *worst case* als minimal einzuschätzen ist. Im Beispiel aus Abbildung 7-12 würde diese Einschätzung für die Moden 7, 10, 12, 13, 14 und 15 zutreffen.

7.5.2 Identifikation massekritischer Komponenten

Generell führen hohe Massen in schwingungsfähigen Systemen zu nachteiligen Eigenschaften im Sinne niedriger Eigenfrequenzen und reduzierter dynamischer Steifigkeit. Besonders stark macht sich dieser Effekt dann bemerkbar, wenn die Massen in den Strukturbereichen liegen, die während der Schwingung hohen Beschleunigungen ausgesetzt sind. Für eine gezielte Strukturoptimierung ist demnach anzustreben, die Masse insbesondere in diesen stark beschleunigten Strukturbereichen zu reduzieren und die dadurch bedingten Steifigkeitsverluste durch verstifende und zwangsweise mit erhöhten Massen einhergehende konstruktive Maßnahmen in nur gering beschleunigten Strukturbereichen auszugleichen (vgl. Abschnitt 2.3.5).

In einem ersten Schritt soll hierzu festgestellt werden, welchen maximalen Beschleunigungen die verschiedenen Strukturbereiche in den jeweils betrachteten Eigenschwingungen ausgesetzt sind. Für einzelne Punkte i in diesen Strukturbereichen lässt sich diese Beschleunigung in Abhängigkeit der modalen Parameter und einer definierten, am Erregerpunkt j angreifenden periodischen Störkraft wie folgt bestimmen:

$$a_{ei} = \ddot{x}_{ei} \quad (7-3)$$

$$a_{ei} = -\omega_e^2 \cdot x_{ei} \quad (7-4)$$

$$a_{ei} = -\omega_e^2 \cdot N_{ej} \cdot F_j \quad (7-5)$$

Nach Anwendung von Gleichung (7-1) resultiert

$$a_{ei} = -\frac{\varphi_{ei} \varphi_{ej}}{2D_{Le}} \cdot F_j \quad (7-6)$$

Unter der Annahme einer frequenzunabhängigen Kraft- und Dämpfungswirkung ($F_j = \text{const.}$, $D_{Le} = \text{const.}$ für alle e) ergibt sich damit eine Abhängigkeit der Punktbeschleunigungen von den beiden Eigenvektorkomponenten der Meß- und Erregerstelle,

$$a_{ei} \sim \varphi_{ei} \varphi_{ej} \quad (7-7)$$

die sich bei weiterer Fokussierung auf eine einzelne, isolierte Eigenschwingung weiter zu

$$a_{ei} \sim \varphi_{ei} \quad (7-8)$$

vereinfacht. Als besonders massekritisch, da hohen Beschleunigungen ausgesetzt, sind demnach all diejenigen Strukturpunkte anzusehen, für die sich im Rahmen einer rechnerischen Modalanalyse hohe Eigenvektorkomponenten ergeben.

Zur Bewertung der bei e-ter Eigenschwingung auf die einzelnen Maschinenbauteile wirkenden Beschleunigungen bietet sich eine Auswertung von Minimal- und Maximalwerten der zu jeweils einer Maschinenkomponente gehörenden Eigenvektorkomponenten an. Die graphische Darstellung dieser Werte (Bild 7-13) veranschaulicht, welche Maschinenkomponenten als relativ stark beschleunigt und damit als besonders massekritisch, und welche als weniger stark beschleunigt und damit als masseunkritisch einzustufen sind.

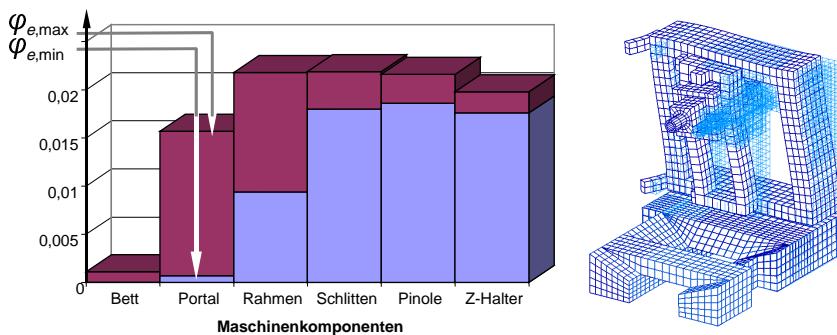


Bild 7-13: Vergleichende Analyse einer Schwingungsform hinsichtlich der Beschleunigungsbandbreite der Maschinenkomponenten

Sehr große Bandbreiten in den Beschleunigungen einzelner Komponenten weisen darauf hin, daß unterschiedliche Strukturbereiche innerhalb eines Bauteils sehr stark unterschiedlich beansprucht werden und daher bei der Gestaltung des Bauteils auf eine entsprechend geschickte Massenverteilung innerhalb der Komponente zu achten ist. Für das dargestellte Beispiel einer niederfrequenten Eigenschwingung eines Horizontalbearbeitungszentrums bedeutet dies, daß das Maschinenportal nur

teilweise, nämlich in den am weitesten auskragenden Strukturbereichen stärkeren Beschleunigungen ausgesetzt und deshalb lediglich in diesen Bereichen in Hinblick auf reduzierte Massen zu gestalten ist.

Da das Schwingungsverhalten und damit die Beanspruchung der Struktur aber nicht nur durch eine Schwingungsform gekennzeichnet ist, ist die Bestimmung der massesensitiven Bauteile für alle problemrelevanten Eigenschwingungen durchzuführen und die Ergebnisse schließlich zu einer eindeutigen Bauteilklassifizierung zu verdichten. Nach Gleichung (7-7) werden dabei die Ergebnisse zu den einzelnen Eigenschwingungen mit der jeweiligen Eigenvektorkomponente der Erregerstelle skaliert und schließlich nach Bild 7-14 zu einer neuen, eigenfrequenzunabhängigen Bewertungskenngröße aufaddiert.

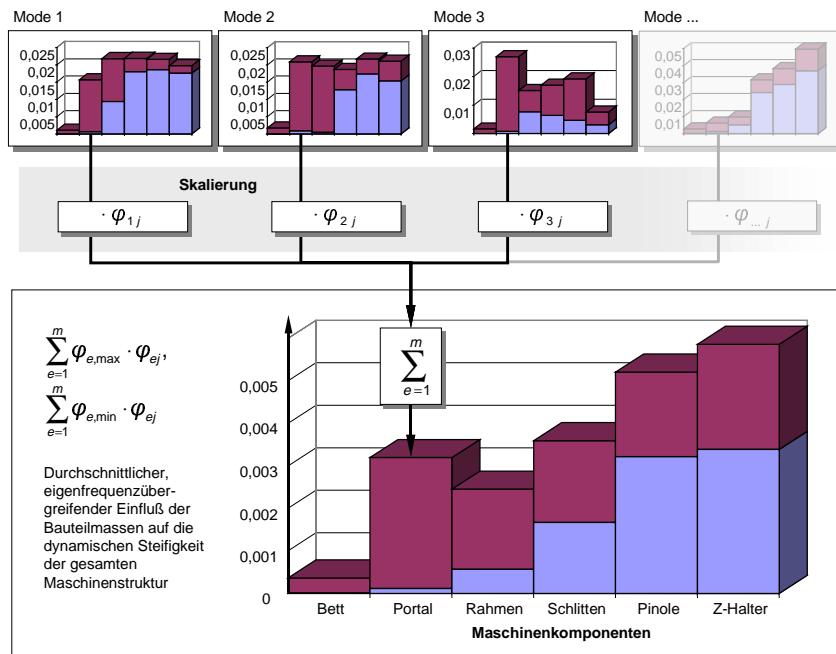


Bild 7-14: Definition eines qualitativen, frequenzunabhängigen Kriteriums zur Beurteilung der Massesensitivität von Maschinenkomponenten

Nach entsprechender grafischer Aufbereitung kann schließlich festgestellt werden, bei welchen Komponenten eine besonders leichte Bauweise zu einer vergleichs-

weise starken Verbesserung der dynamischen Maschineneigenschaften führt (hier: Z-Halter, Pinole, Schlitten), und bei welchen Komponenten sich hohe Massen in nur geringem Maße negativ auf das Schwingungsverhalten der Struktur auswirken.

Neben der Beschleunigung der Struktur bei Schwingungerscheinungen (Mikrokosmos) können während des Maschinenbetriebs weitere Beschleunigungseffekte infolge von Achsbewegungen (Makrokosmos) auftreten. In Ergänzung zu der in Bild 7-14 dargestellten Methode zur Beurteilung der Massesensitivität von Maschinenbauteilen sind daher weitere Gewichtungsfaktoren zur Berücksichtigung bewegter Massen zu definieren, wenn die Maschine später mit hohen Achsbeschleunigungen betrieben werden soll. Die Höhe dieser Gewichtungsfaktoren ist dabei maschinen-spezifisch festzulegen. Zu beachten ist dabei, daß Maschinenkomponenten, die aufgrund kinematischer Ketten in der Maschinenstruktur von mehreren translatotrischen oder auch rotatorischen Kinematikachsen getragen werden, höher zu gewichten sind, als Komponenten die nur in eine Richtung beschleunigt werden.

Mit Kenntnis ihrer Massesensitivität (ergänzt durch die Kenntnis ihrer Steifigkeitssensitivität, vgl. Kap. 7.5.3) können schließlich eindeutige Optimierungsziele für die konstruktive Überarbeitung der einzelnen Bauteile definiert werden. Es wird deutlich, welche Komponenten das Maschinenverhalten überhaupt nachhaltig beeinflussen, und ob diese hinsichtlich einer Reduzierung ihrer Masse oder der Steigerung ihrer Steifigkeit überarbeitet werden sollten.

7.5.3 Identifikation steifigkeitskritischer Komponenten

Auch zur Analyse des Steifigkeitseinflusses einzelner Maschinenbauteile sollen die unterschiedlichen Schwingungsformen zunächst voneinander unabhängig betrachtet werden. Im Gegensatz zur Bestimmung massekritischer Bauteile, bei der Strukturbereiche mit hohen wirkenden Beschleunigungen maßgebend sind, sind steifigkeitskritische Bauteile dadurch gekennzeichnet, daß sie sich aufgrund ihrer Biege- und Torsionsverformungen, sowie ungünstiger Kraglängen besonders negativ auf die Verlagerung der problemkritischen Strukturpunkte (in der Regel des Tool-Center-Points) auswirken. Als Kriterium zur Beurteilung ihres Steifigkeitseinflusses wird demnach der durch die jeweilige Komponente verursachte prozentuale Anteil an der Gesamtverlagerung des TCP herangezogen.

Wurde zur Vorbereitung der rechnerischen Modalanalyse die Modellierungsmethode nach Abschnitt 7.3.3 zur kinematischen Kopplung von Bauteilfügefächlen mit dem Tool-Center-Point angewandt, können diese Anteile mit Hilfe der Vektorrechnung direkt aus den Berechnungsergebnissen abgeleitet werden (Bild 7-15). Demnach

bestimmt sich der Verlagerungsanteil $\{\Delta x\}_{e,Komp}$, der auf die Verformung der Komponente *Komp* zurückzuführen ist durch

$$\{\Delta x\}_{e,Komp} = \frac{(\{x\}_{e2} - \{x\}_{e1}) \cdot \{\Delta x\}_{e,total}}{|\{\Delta x\}_{e,total}|} \quad (7-9)$$

mit

$$\{\Delta x\}_{e,total} = \{x\}_{ek} - \{x\}_{e1} \quad (7-10)$$

$$\Delta x_{e,Komp\%} = \frac{|\{\Delta x\}_{e,Komp}|}{|\{\Delta x\}_{e,total}|} \quad (7-11)$$

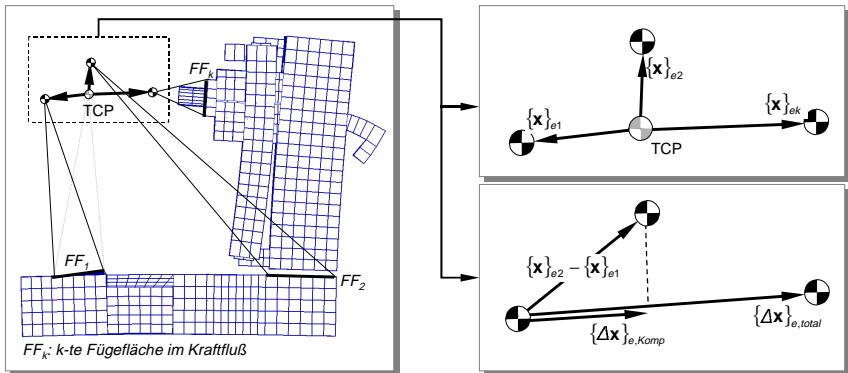


Bild 7-15: Berechnung der Anteile einzelner Maschinenkomponenten an der Gesamtverlagerung des Tool-Center-Point

Für den Zusammenhang zwischen Resonanzamplituden und Eigenvektorkomponenten gilt nach Gleichung (A-33):

$$x_{ei} = N_{eij} \cdot F_j \quad (7-12)$$

$$x_{ei} = \frac{\varphi_{ei} \varphi_{ej}}{2D_e \omega_e^2} \cdot F_j \quad (7-13)$$

wobei sich die Verlagerung x_{ei} des Strukturpunktes i direkt proportional zur entsprechenden Eigenvektorkomponente φ_{ei} verhält:

$$x_{ei} = \varphi_{ei} \cdot const. \quad (7-14)$$

$$x_{ei} \sim \varphi_{ei}. \quad (7-15)$$

Die Verlagerungsanteile am TCP lassen sich damit direkt aus den Eigenvektor-komponenten berechnen. Gleichung (7-9) verändert sich entsprechend zu:

$$\{\Delta\varphi\}_{e,Komp} = \frac{(\{\varphi\}_{e2} - \{\varphi\}_{e1}) \cdot \{\Delta\varphi\}_{e,total}}{|\{\Delta\varphi\}_{e,total}|} \quad (7-16)$$

Trägt man die berechneten Anteile graphisch über den im Kraftfluß liegenden, zu gehörigen Komponenten auf, lässt sich die Bedeutung dieser Komponenten für die Gesamtsteifigkeit der Maschine in der betrachteten Eigenschwingung direkt ablesen (Bild 7-16).

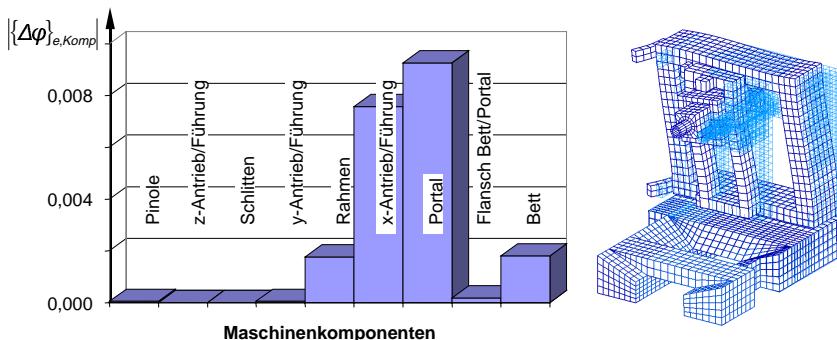


Bild 7-16: Vergleichende Analyse einer Schwingungsform hinsichtlich des Steifigkeitseinflusses der Maschinenkomponenten

Wie bereits im Zusammenhang mit der Identifizierung massesensitiver Maschinenkomponenten (Abschnitt 7.5.2) erläutert, liegt es jedoch nicht im Interesse des Konstrukteurs, die Maschinenbauteile ausschließlich hinsichtlich ihrer Beanspruchung in einer ausgewählten Schwingungsform zu gestalten und zu optimieren. Vielmehr sind die einzelnen Bauteile in Hinblick auf ein günstiges globales Schwingungsverhalten der Maschine, also unter Berücksichtigung der Anforderungen aus allen kritischen Schwingungsformen zu entwerfen.

Analog zu der in Bild 7-14 dargestellten Vorgehensweise wird daher aus den eigenfrequenzspezifischen Verformungsanteilen ein eigenfrequenzübergreifendes Kriterium zur Beurteilung des Steifigkeitseinflusses der Einzelkomponenten berechnet (Bild 7-17). Dazu werden die eigenfrequenzspezifischen Anteile nach Gleichung (7-13) mit dem eigenfrequenzabhängigen Faktor φ_{ej}/ω_e^2 skaliert und aufsummiert. Anders als bei der Identifikation massesensitiver Bauteile enthält der Skalierungs-

faktor hier die Variable der Eigenfrequenz, wodurch die Verformungsanteile in den niedrfrequenten Eigenschwingungen im Gesamtkriterium höher gewichtet werden.

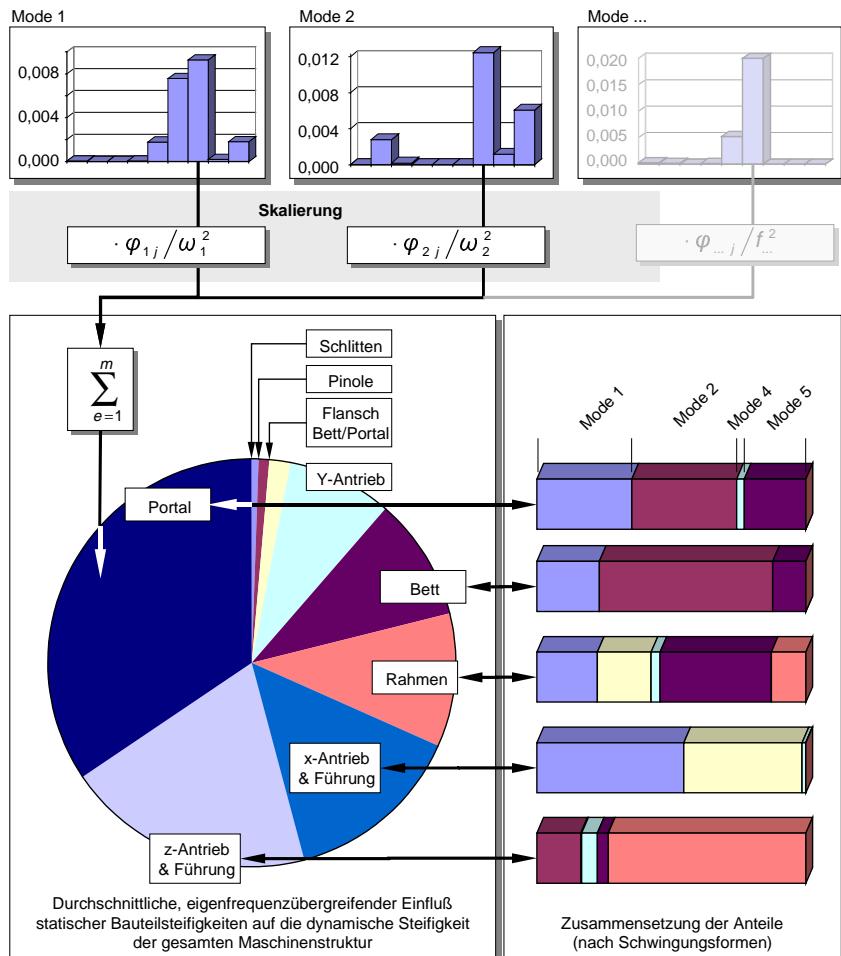


Bild 7-17: Definition eines qualitativen, frequenzunabhängigen Kriteriums zur Beurteilung der Steifigkeitssensitivität von Maschinenkomponenten

Wurde festgestellt, wie stark sich die statische Steifigkeit der verschiedenen Systemkomponenten auf die dynamische Steifigkeit des Schwingungssystems Werkzeugmaschine auswirken, kann das Systemverhalten durch gezielte Versteifungsmaß-

nahmen an den besonders steifigkeitssensitiven Bauteilen gezielt und effektiv beeinflußt werden. Im Gegensatz zur Analyse der Massesensitivität ist es für die Ableitung zielführender Versteifungsmaßnahmen weiter von Interesse, die Hauptbeanspruchungsart und -richtung der steifigkeitssensitiven Komponente zu kennen. Diese ist jedoch wiederum von den unterschiedlichen Schwingungsformen abhängig, so daß eine weitere Aufschlüsselung der Steifigkeitsanteile in ihre jeweils eigenfrequenzabhängigen Komponenten sinnvoll ist.

Aus dem Beispiel in Bild 7-17 geht so hervor, daß die statische Steifigkeit des Maschinenportals im Vergleich zu anderen Maschinenkomponenten den größten Einfluß auf das dynamische Maschinenverhalten hat. Ursache für diese hohe Bedeutung der Portalsteifigkeit ist dessen Beanspruchung und Verformung in den Eigenschwingungen 1, 2 und 5. Durch Analyse der entsprechenden Schwingungsformen kann nun festgestellt werden, in welche Richtung das Portal vorwiegend auf Biegung bzw. Torsion beansprucht wird, um anschließend zielgerichtete Maßnahmen zur beanspruchungsgerechten Gestaltung bzw. Optimierung ausarbeiten zu können.

7.6 Definition quasistatischer Lasten

Nach Abschnitt 5.5 sieht das neu definierte Vorgehensmodell eine konsequente Problemstrukturierung im Konstruktionsprozeß vor, bei der das Gesamtproblem, eine Maschine mit günstigen strukturdynamischen Eigenschaften zu entwerfen, in mehrere Teilprobleme zur Gestaltung der einzelnen Maschinenbauteile aufgesplittet wird. Trotz ihrer weitgehend isolierten Betrachtung sollen die einzelnen Maschinenkomponenten den Anforderungen eines günstigen dynamischen Maschinenverhaltens entsprechend gestaltet werden. Durchgehende Unterstützung bieten dabei statische Last-/ Verformungsanalysen und Struktuoptimierungsstrategien auf Basis der Finite-Elemente-Methode, durch die sowohl eine Überprüfung von geforderten Massen- und Steifigkeitseigenschaften der Bauteile wie auch deren zielgerichtete Optimierung im iterativen Gestaltungsprozeß ermöglicht werden.

Voraussetzung zur Bewertung von Bauteilsteifigkeiten ist jedoch die Kenntnis von Art und Richtung der dominanten statischen und dynamischen mechanischen Lasten. Wie das Beispiel in Bild 7-8 zeigt, ist die Definition und Modellierung der auf die Einzelkomponente wirkenden Lasten bei statischer Beanspruchung der Maschinenstruktur meist trivial. Bei dynamischer Beanspruchung werden die Bauteile dagegen je nach dominanter Schwingungsform unterschiedlich durch äußere Kräfte (= Koppelkräfte) und Massenträgheitskräfte belastet. Größe und Richtung dieser Kräfte sind

jedoch zunächst unbekannt und müssen in einer vorgeschalteten Modalanalyse an einem Modell der Gesamtmachine ermittelt werden.

Dazu soll für jede berechnete Eigenschwingung der quasistationäre Zustand bei Umkehr der Schwingungsrichtung, also der Zeitpunkt maximaler Auslenkung aus der Ruhelage betrachtet werden (Bild 7-18). Zu diesem Zeitpunkt erreicht die potentielle Energie der Schwingung ihren Maximalwert, die kinetische Energie fällt auf Null ab. Äußere Kräfte, mechanische Rückstellkräfte und Massenträgheitskräfte bilden in diesem Zustand ein Kräftegleichgewicht, das anhand statischer Lastfälle am Modell der Einzelkomponente nachgebildet werden soll.

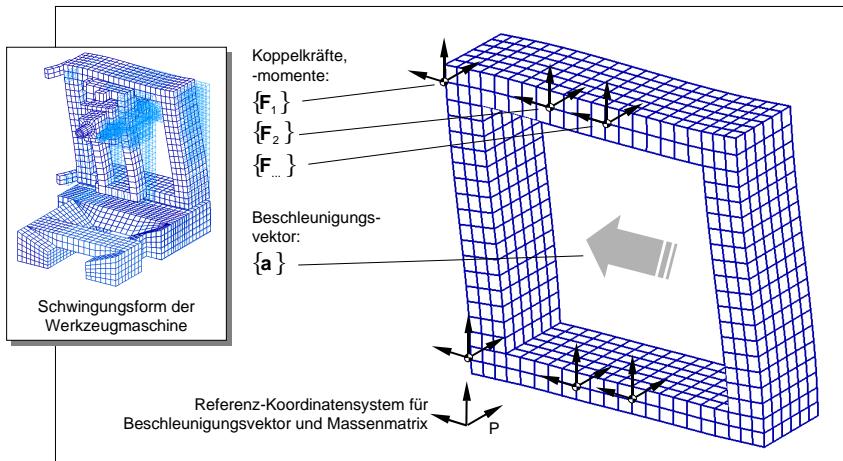


Bild 7-18: Qualitative Nachbildung eigenfrequenzabhängiger Bauteilbeanspruchungen durch Definition quasistatischer Lasten

Während die mechanischen Rückstellkräfte im Finite-Elemente-Modell schon implizit mit Definition der Steifigkeitsmatrix gegeben sind und die Koppelkräfte (äußere Kräfte) direkt als Nebenprodukt der Modalanalyse abfallen, ist die letzte Komponente der Massenträgheitskräfte nicht direkt verfügbar und muß in einem weiteren Rechenschritt als zusätzliche statische Last ermittelt werden. Möglich wird dies durch die Annahme einer gleichmäßigen Bauteilbeschleunigung $\{a\}$, die in Abhängigkeit der Massenmatrix des Modells zu einer Volumenkraft führt, die zusammen mit den bekannten äußeren Kräften ein Gleichgewicht bildet. Vereinfachend wird die Struktur hierzu als massebehafteter Starrkörper betrachtet, dessen globale Masseneigenschaften durch eine Massenmatrix $[\hat{m}]$ der Dimension 6x6 beschrieben wird. Der

Beschleunigungsvektor als zusätzliche quasistatische Last berechnet sich somit abhängig von der jeweils betrachteten Modellvariante und den äußeren Kräften durch

$$\sum \{\mathbf{F}_i\}_P = [\mathbf{m}]_P \{\mathbf{a}\}_P \quad (7-17)$$

$$\{\mathbf{a}\}_P = [\mathbf{m}]_P^{-1} \cdot \sum \{\mathbf{F}_i\}_P. \quad (7-18)$$

Zu beachten ist, daß alle Vektoren und Matrizen dieser Gleichung bezüglich eines einheitlichen und eindeutigen Referenzkoordinatensystems P angegeben werden, um auch äußere Momente und Rotationsbeschleunigungen im Modell richtig erfassen zu können. Mit Definition der Koppelkräfte und des Beschleunigungsvektors als quasistatische Lasten kann nun ein Lastfall definiert werden, der zu einer Strukturverformung des betrachteten Bauteils entsprechend der zugehörigen Schwingungsform führt. Unterschiedliche konstruktive Lösungen in der Bauteilgestalt können so hinsichtlich ihrer Steifigkeit bei dynamischer Beanspruchung auch anhand von statischen Analysen reduzierter Modelle bewertet werden.

8 Softwarewerkzeuge

8.1 Zielsetzung und Inhalt

Mit zunehmender Integration von Gestaltung und Berechnung wird die Finite-Elemente-Methode als Hilfsmittel zur Analyse und Optimierung konstruktiver Lösungen deutlich stärker in den iterativen Prozeß der Lösungsfindung eingebunden, als dies bei konventioneller Anwendung als Nachrechenwerkzeug der Fall war. Arbeitsschritte zur Modellbildung, Analyse und Ergebnisaufbereitung sind dabei mehrfach für die verschiedenen betrachteten Konstruktionsvarianten und Modelle in unterschiedlichsten Abstraktionsniveaus auszuführen, wodurch sich ein Mehraufwand für die Konstruktion ergibt. Reduziert werden soll dieser Aufwand durch die Bereitstellung von Softwarewerkzeugen, die den Anwender bei der Informationsbeschaffung (Abschnitt 8.2) und der Durchführung von Routinetätigkeiten beim Pre- und Postprocessing (Abschnitt 8.3) unterstützen.



Trotz der hohen praktischen Bedeutung solcher Softwarewerkzeuge für die Effizienzsteigerung eines simulationsgestützten Konstruktionsprozesses sollen diese im folgenden nur knapp hinsichtlich ihrer Zielsetzung, Konzeption und Anwendung beleuchtet werden. Auf eine detailliertere Beschreibung der implementierten Algorithmen oder allgemeiner programmiertechnischer Aspekte wurde dagegen aufgrund ihrer im Rahmen dieser Arbeit nur untergeordneten Bedeutung verzichtet.

8.2 Bereitstellung modellbeschreibender Parameter

Wegen limitierter Hardwareressourcen und höherer erzielbarer Berechnungsgenauigkeit werden beim Aufbau eines Berechnungsmodells zur Analyse des struktur-

dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen verschiedene Strukturbereiche als stark vereinfachte Finite-Elemente-Ersatzstrukturen abgebildet. Eine Linearführung wird so z. B. nicht in allen ihren Details (Führungsbahn, Rollen/Kugeln, Kontaktbedingungen), sondern als einfaches Federelement mit entsprechend definierten Eigenschaften im Modell berücksichtigt. Ähnlich vereinfacht modelliert werden Schraubverbindungen, Radial- und Axiallager, sowie andere mechanische Elemente des Antriebsstrangs wie Kupplungen oder Kugelrollspindeln. Für die Modellbildung ergibt sich damit das Problem, realistische Parameter zur Beschreibung der Eigenchaften (i. d. R. Ersatzsteifigkeiten) dieser vereinfachten FE-Ersatzstrukturen zu definieren. Vielfach sind hierzu Recherchen bei den Herstellern der verwendeten Maschinenelemente oder aufwendige meßtechnische Untersuchungen erforderlich.

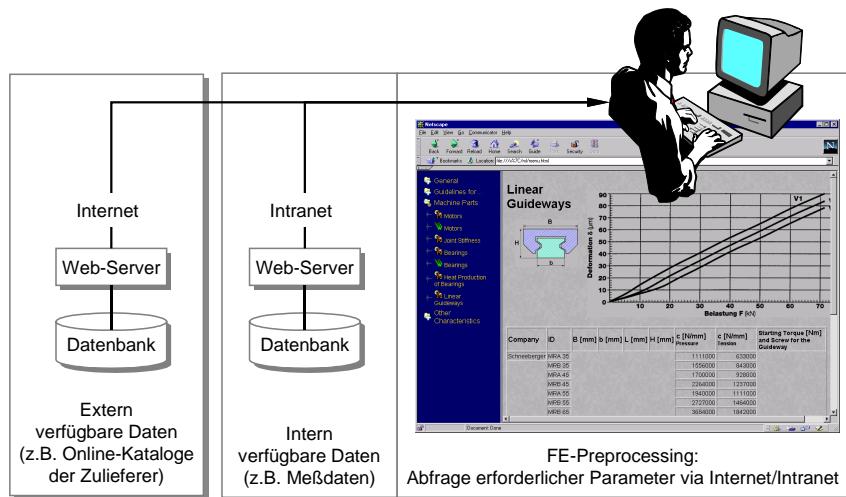


Bild 8-1: Web-basiertes Informationssystem zur Bereitstellung erforderlicher Modelldaten.

Um den Berechnungsingenieur von der Aufgabe der Informationsbeschaffung zu entlasten, wurde ein Informationssystem auf Basis der Web-Technologie entwickelt, das es ihm erlaubt, die benötigten Parameter von seinem Arbeitsplatz aus abzufragen und mit „Cut & Paste“ in das verwendete FE-Preprocessing-System zu übertragen. Dank der Web-Technologie ist der Zugang zu den gewünschten Daten mit Hilfe eines konventionellen Browsers auch in einer heterogenen IT-Infrastruktur von jedem Rechner aus möglich. Die Informationen stehen somit bei Bedarf jedem berechtigten Nutzer direkt an seinem Arbeitsplatz zur Verfügung. Ferner können nach diesem

Konzept sowohl eigene Datenbestände aufgebaut und abgefragt werden (z. B. vertrauliche Ergebnisse firmeninterner Messungen an Maschinen oder Baugruppen), als auch externe Informationen z. B. von zuliefernden Komponentenherstellern bezogen werden (s. Bild 8-1).

8.3 Automatisierung von Routinetätigkeiten

Weitere Rationalisierungspotentiale bei der konstruktionsbegleitenden Anwendung strukturmechanischer Berechnungen können insbesondere durch die Automatisierung von zeitaufwendigen und mehrfach zu wiederholenden Tätigkeiten bei der Modellbildung und Ergebnisaufbereitung genutzt werden. Die in Kapitel 7 vorgestellten Methoden sollen hierzu in prototypenartige Softwarewerkzeuge umgesetzt und als zusätzliche Programmodule in die gewohnte Arbeitsumgebung eines kommerziellen Pre- und Postprocessingsystems integriert werden.

Voraussetzung für die Realisierung dieser Tools ist eine offene Finite-Elemente-Systemumgebung, die den Zugriff und die Manipulation aller in der systemeigenen Datenbank abgelegten Modell- und Ergebnisdaten erlaubt. Als System mit der größten Offenheit wurde hierzu das Produkt MSC/PATRAN ausgewählt. PATRAN eröffnet dem Anwender die Möglichkeit, das System mit Hilfe einer umfangreichen Bibliothek vordefinierter und leistungsstarker Funktionen individuell an seine spezifischen Bedürfnisse anzupassen und um beliebige Algorithmen zu erweitern. Nach einmaligem Inertialaufwand zur Programmierung des Systems können damit komplexe Pre- und Postprocessingschritte vereinfacht, die Anzahl von Benutzerinteraktionen pro Arbeitsschritt drastisch reduziert und Eingabefehler vermieden werden.

Mit der programmtechnischen Umsetzung der Methoden aus Kapitel 7 wurde in PATRAN schließlich ein Werkzeugbaukasten implementiert, mit dessen Hilfe wesentliche Arbeitsschritte zur Analyse und Optimierung des strukturmechanischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen deutlich effizienter durchgeführt werden können. Als Beispiel hierfür ist in Bild 8-2 der Prozeß zur Berechnung und Visualisierung von Nachgiebigkeitsfrequenzgängen für die Bewertung der mechanischen Maschineneigenschaften unter Anwendung des hierfür entwickelten Softwaremoduls dargestellt.

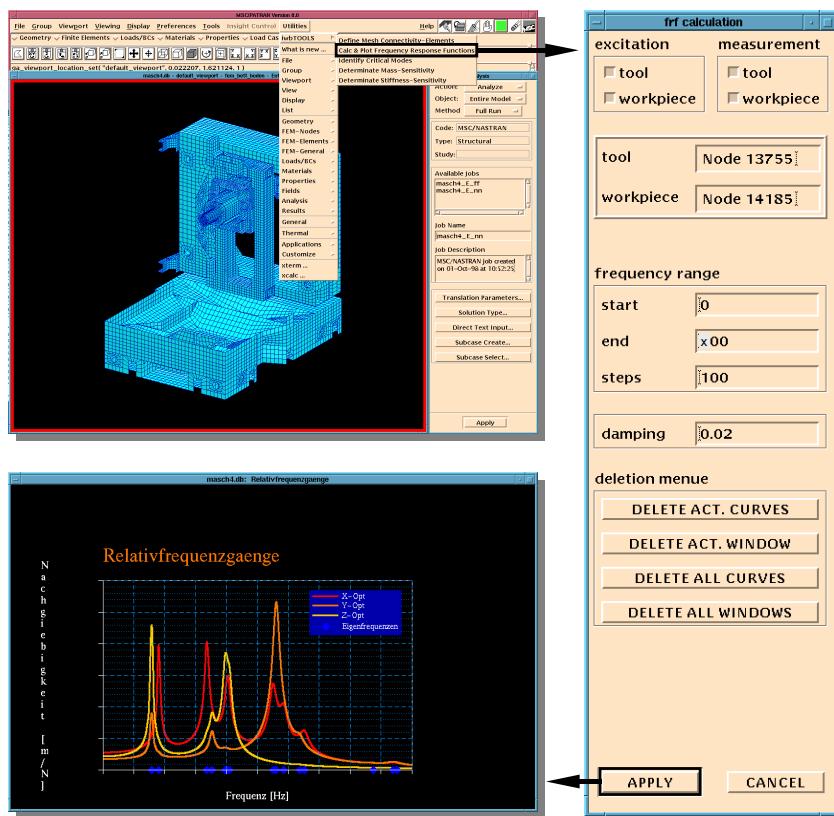


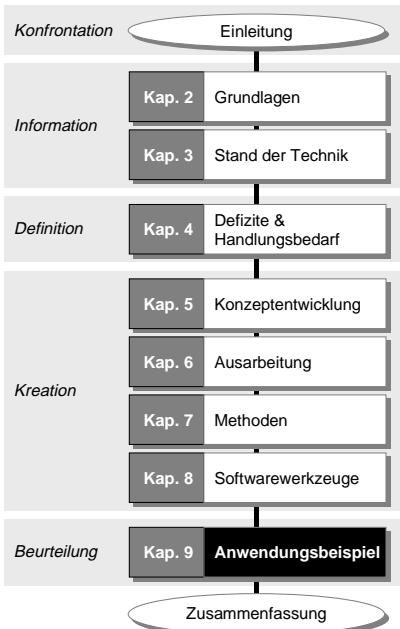
Bild 8-2: Automatisierte Berechnung und Visualisierung von Frequenzgängen zur Bewertung des strukturmechanischen Maschinenverhaltens.

9 Anwendungsbeispiel

9.1 Inhalt des Kapitels

Nach der Ausarbeitung des Vorgehensmodells sowie der Entwicklung unterstützender Methoden und Werkzeuge sollen diese im Rahmen eines realen Entwicklungsprojektes zur Anwendung kommen. Ziel des Kapitels ist es, die Praxistauglichkeit des Vorgehensmodells anhand des Anwendungsbeispiels unter Beweis zu stellen und es unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten zu bewerten.

Nach der Vorstellung des Anwendungsbeispiels in Abschnitt 9.2 soll mit Abschnitt 9.3 ein knapper Eindruck vom Ablauf des Entwicklungsprojekts und den dabei erzielten wesentlichen Teilergebnissen vermittelt werden. Im abschließenden Abschnitt 9.4 erfolgt schließlich die eigentliche Bewertung des Vorgehensmodells.

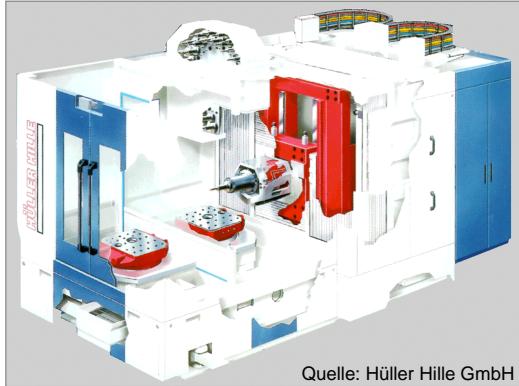


9.2 Beispiel Horizontalbearbeitungszentrum

Als Beispieldienst dient die Entwicklung eines Horizontalbearbeitungszentrums in moderner „Box-in-Box“-Bauweise, mit dem der Leser in den vorangegangenen Kapiteln bereits mehrfach in Form diverser Abbildungen zur Veranschaulichung von technischen Sachverhalten, Abläufen und Arbeitsschritten konfrontiert wurde. Die Maschine wurde als erstes Modell einer neuen Maschinenbaureihe für die automatisierte Fertigung von Aluminium-, Guß- und Stahlbauteilen geplant und sollte sich neben der gewohnt hohen Zuverlässigkeit und Arbeitsgenauigkeit vor allem durch hohe Produktivität und Dynamik vom Wettbewerb abheben. Insbesondere der Aspekt hoher Antriebsdynamik führte bereits in der Planungsphase zu der Entscheidung, die neue Maschinengeneration in „Box-in-Box“-Bauweise auszuführen. Die Vorteile

dieses Konzepts werden vor allem in den geringen bewegten Massen sowie in der Unabhängigkeit der Achsbeschleunigungen vom Gewicht des bearbeiteten Werkstücks gesehen. Weitere Vorteile liegen im ungehinderten Spänefall und der geschützten Lage der Linearführungen.

Als neues, innovatives Konzept wurde die „Box-in-Box“-Bauweise bis zuletzt nur von wenigen Werkzeugmaschinenherstellern umgesetzt. Eines der wenigen Beispiele stellt das nebenstehend abgebildete und bereits erfolgreich am Markt plazierte Bearbeitungszentrum „Specht“ der Hüller Hille GmbH dar, das jedoch im Gegensatz zur hier geplanten Neuentwicklung ausschließlich zur Aluminiumbearbeitung eingesetzt wird und damit geringeren Zerspanungskräften ausgesetzt ist. Aufgrund des geringen Verbreitungsgrades von Maschinen dieser Art konnte im Entwicklungsprojekt nur auf einen geringen Erfahrungsschatz zurückgegriffen werden, weswegen mit einem entsprechend erhöhten Entwicklungsrisiko gerechnet werden mußte. Zur Reduzierung des Risikos sollte die Konstruktionsarbeit durch die Anwendung von Simulationsmethoden zur Analyse und Optimierung des strukturmechanischen Last-/Verformungsverhaltens der Maschine unterstützt werden.



Quelle: Hüller Hille GmbH

9.3 Anwendung des Vorgehensmodells

Im Konstruktionsprozeß wurde nach dem in Kapitel 5 vorgestellten Vorgehensmodell vorgegangen. Demnach galt es zunächst auf Basis des Pflichtenhefts die Anforderungen an die mechanischen Struktureigenschaften der Maschine festzulegen bzw. die Kriterien zu deren Beurteilung und Optimierung zu definieren. Aufgrund der gleichermaßen hohen Anforderungen an Bewegungsdynamik und erzielbare Zerspanleistung, sollte sich die Maschine vor allem durch ihre geringe Ratterneigung und ihre gleichzeitig hohe Antriebsstabilität auszeichnen. Als Bewertungs- und Optimierungszielgrößen wurden daher gemäß Bild 7-2 drei Eigenschaftskenngrößen der mechanischen Maschinenstruktur definiert:

- Möglichst hohe relative Steifigkeit zwischen Werkzeug und Werkstück,
- möglichst hohe Steifigkeit zwischen Antriebs- und Positionsmeßstelle des Vorschubantriebsstrangs,
- möglichst hohe Resonanzfrequenzen im Nachgiebigkeitsfrequenzgang zwischen Antriebs- und Positionsmeßstelle des Vorschubantriebsstrangs.

Während das Maschinenkonzept nach konventioneller Vorgehensweise, also ohne Unterstützung durch Simulationshilfsmittel ausgearbeitet wurde, erfolgte die Auswahl, Dimensionierung und räumliche Festlegung der gestaltbestimmenden Maschinenkomponenten mit Hilfe einfacher, überschlägiger Auslegungsberechnungen, die zum Großteil auch von den Systemlieferanten (z.B. Führungshersteller) durchgeführt wurden. Dokumentiert wurden die Ergebnisse dieser Tätigkeiten in Form von maßstäblichen Skizzen des globalen Maschinenaufbaus und der einzelnen Maschinenkomponenten mit den grob umrissenen Konturen und Abmessungen der Gestaltungsfreiraüme.

Auf Grundlage dieser Unterlagen konnte ein abstraktes Finite-Elemente-Modell der Maschine aufgebaut und nach der in Kapitel 7.4 beschriebenen Methode durch Schätzung erzielbarer Bauteilvolumina bzw. -massen an näherungsweise reelle Bedingungen angepaßt werden. Die Analyse dieses Modells hinsichtlich seines Eigenschwingungsverhaltens ergab im relevanten Frequenzbereich zwischen 0 und 200 Hz insgesamt 15 Eigenfrequenzen mit zugehörigen Eigenvektoren, welche nach Untersuchung der jeweiligen Schwingungskinematik (vgl. Abschnitt 7.5.1) um weitere 6 auf insgesamt 9 problemrelevante Eigenschwingungen eingegrenzt werden konnten (Bild 9-1).

Um Schwachstellen und Optimierungspotentiale in der mechanischen Struktur aufzudecken, wurden die verbleibenden Schwingungsformen mit Hilfe der Methoden zur Identifizierung masse- und steifigkeitssensitiver Strukturbereiche weiter ausgewertet. Aus den Ergebnissen dieser Auswertung (Bild 9-2) geht hervor, daß die Massen von Maschinenportal und -bett im Gegensatz zu ihren Steifigkeiten nur geringen Einfluß auf das Schwingungsverhalten des Systems haben. Bei Pinole und Vertikalschlitten ergibt sich dagegen ein vollständig konträres Bild: Die Massen dieser beiden Komponenten wirken sich sehr stark, ihre Steifigkeiten dagegen nur geringfügig auf die dynamische Steifigkeit der Maschinenstruktur aus. Gleichermaßen hohe Anforderungen an geringes Gewicht und hohe Steifigkeit werden u. a. an den in X-Richtung geführten Rahmen, sowie den Halter zur Aufnahme der Z-Vorschubspindel gestellt. Auch wenn der Halter im abgebildeten Diagramm der Steifigkeitssensitivität nicht explizit aufgeführt ist, so ist er als schwächstes Glied des

Z-Antriebsstrangs doch für den hohen Nachgiebigkeitsanteil in Führungsrichtung von 15% verantwortlich.

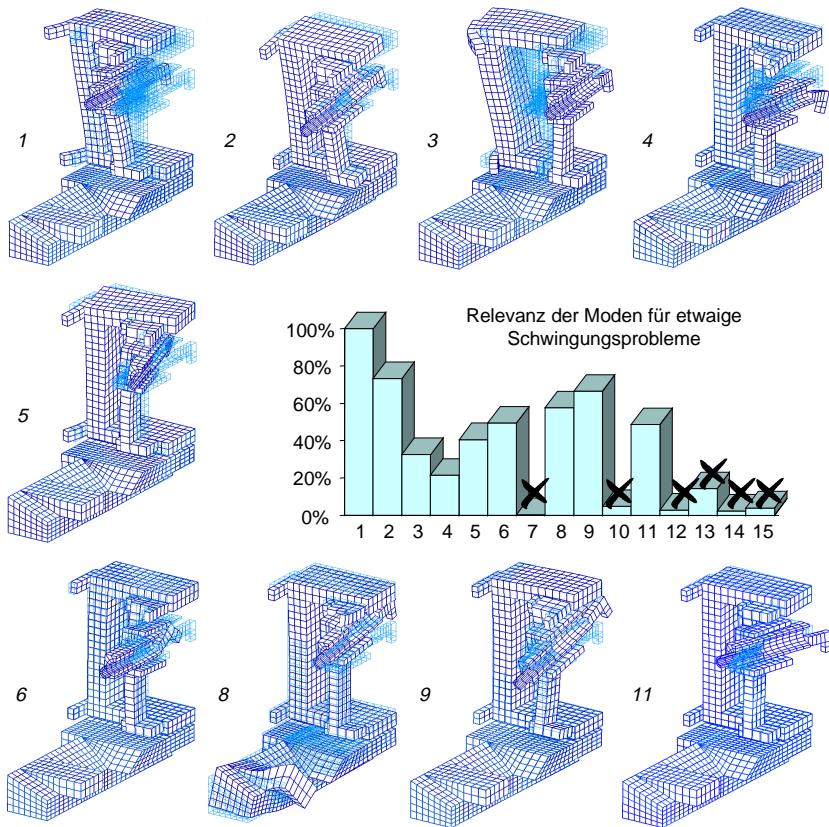


Bild 9-1: Berechnete und als problemrelevant identifizierte Eigenschwingungsformen im Frequenzband von 0 bis 200 Hz (Schnittdarstellungen).

Mit Kenntnis des Einflusses der verschiedenen Komponenten und ihrer Eigenschaften auf das dynamische Gesamtverhalten des Schwingungssystems Werkzeugmaschine wurden schließlich die einzelnen Maschinenbauteile entworfen. Je nach Anforderung an die jeweils betrachtete Komponente wurden dabei sowohl bei der Gestaltung, wie auch der Dimensionierung der Bauteile gezielt die Minimierung von Massen und/oder die Maximierung der Bauteilstifigkeit verfolgt, wobei die kritische Beanspruchungsart und –richtung der Bauteile analog zum Beispiel des Z-Halters in

Bild 9-2 nach systematischer Eingrenzung des höchsten Optimierungspotentials entsprechenden Verformungsbildern entnommen werden konnte. Je nach Bedeutung der einzelnen Komponente für das Gesamtmaschinenverhalten wurden bei ihrer Gestaltung größere Anstrengungen unternommen, die Anforderungen nach minimaler Masse oder maximaler Steifigkeit zu erzielen, oder konnte auf Iterationsschritte vollständig verzichtet werden. Im letzteren Fall war davon auszugehen, daß die relativ niedrigen Eigenschaftsanforderungen bereits mit dem Erstentwurf erfüllt sein würden.

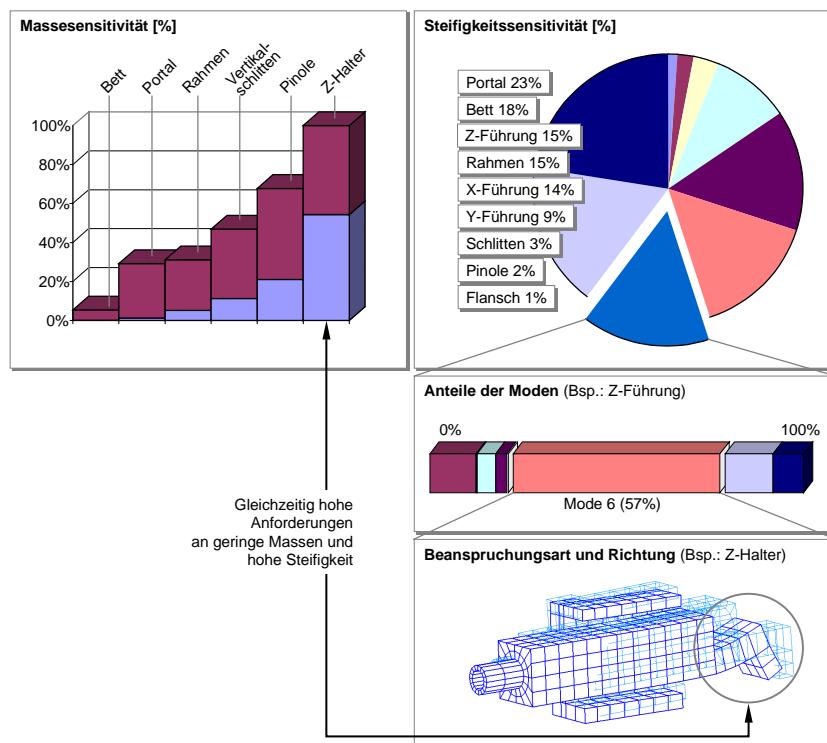


Bild 9-2: Berechnete Sensitivitäten von Masse- und Steifigkeitseigenschaften der Systemkomponenten.

Nach Fertigstellung der Erstentwürfe wurde schließlich das Berechnungsmodell der Gesamtmaschine mit den nun vorliegenden detaillierten FE-Teilmodellen der einzelnen Komponenten aktualisiert und eine Schwingungsanalyse durchgeführt, auf deren

Grundlage erstmals auch quantitative Aussagen über die dynamischen Eigenschaften der Maschine (z. B. Reihenfolge der Moden, Lage der Eigenfrequenzen) getroffen werden konnten. Ferner konnten erstmals lokale Schwachstellen aufgedeckt werden, die aus konstruktiven Details wie z. B. ungünstig gestalteter oder nicht ausreichend dimensionierter Krafteinleitungsgebiete resultierten und wegen des hohen Abstraktionsgrades des Simulationsmodells bis dahin nicht erfaßt wurden. Auf Basis dieser zunehmend aussagekräftigen Informationen wurden die beschriebenen Arbeitsschritte zur Analyse masse- und steifigkeitskritischer Bauteile wiederholt, die Anforderungen an deren Eigenschaften aktualisiert, präzisiert und deren Struktur schließlich entsprechend überarbeitet. Nach insgesamt zwei weiteren Optimierungsschleifen waren die Optimierungspotentiale soweit ausgereizt, daß weitere Eigenschaftsverbesserungen nur noch in geringem Maße zu erreichen waren und der Optimierungsprozeß wegen erreichter Konvergenz abgebrochen werden konnte. Der endgültige Maschinenentwurf wurde schließlich für die weitere Ausarbeitung freigegeben.

9.4 Bewertung des Vorgehensmodells

Eine objektive, quantitative Bewertung des Vorgehensmodells zur simulationsgestützten Konstruktion von Werkzeugmaschinen hinsichtlich Qualitätssteigerung, Kosten- und Entwicklungszeitreduzierung ist nur dann durchführbar, wenn das identische Entwicklungsprojekt unter den gleichen Randbedingungen, aber ohne die neu entwickelte systematische Vorgehensweise abgewickelt und damit eine Vergleichsbasis als Referenz geschaffen wird. Da jedoch die redundante Durchführung eines solchen Entwicklungsprojektes aus wirtschaftlichen Gründen nicht tragbar ist, wird eine direkte Bewertung unmöglich.

Eine Hilfestellung zur Abschätzung möglicher Qualitätssteigerungen bietet lediglich die Gegenüberstellung der strukturmechanischen Maschineneigenschaften, die im Verlauf des iterativen Konstruktionsprozesses an den verschiedenen konstruktiven Zwischenlösungen rechnerisch ermittelt wurden. Bild 9-3 zeigt hierzu die Berechnungsmodelle des grob nachgebildeten Maschinenkonzepts, des erarbeiteten Erstentwurfs sowie der endgültigen und letztlich umgesetzten konstruktiven Lösung zusammen mit den an ihnen festgestellten wesentlichen Eigenschaftsmerkmalen. Auf die Angabe der Werte für das erste, abstrahierte Maschinenmodell wurde wegen der fehlenden Vergleichbarkeit und ihrer rein qualitativen Bedeutung verzichtet, um Irritationen vorzubeugen. Festzustellen ist, daß die Steifigkeit des Maschinenerstentwurfs durch nachfolgende zielgerichtete Optimierungsmaßnahmen um durch-

schnittlich 30 bis 40% erhöht werden konnte. Da in diesem Vergleich noch nicht die Vorteile berücksichtigt sind, die sich durch die vorgezogene qualitative Analyse des globalen Strukturschwingungsverhaltens ergeben, ist davon auszugehen, daß sich beim Vergleich mit den Eigenschaften einer vollständig ohne Simulationseinsatz erzielten Maschinenstruktur noch deutlichere Unterschiede ergeben hätten.

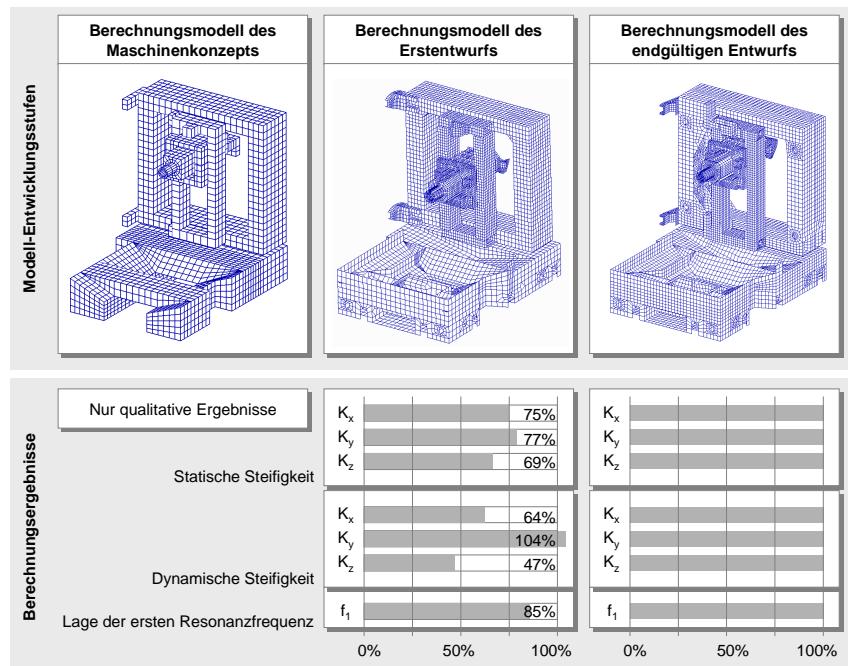


Bild 9-3: Vergleich von Struktur und Eigenschaft konstruktiver Zwischenlösungen mit dem optimierten, endgültigen Maschinenentwurf

Während durch diese Gegenüberstellung das prinzipielle Potential der Methode zur Steigerung der Produktqualität aufgezeigt wurde, ist der daraus resultierende effektive Nutzen für das Unternehmen kaum abschätzbar, geschweige denn monetär bewertbar. So können z. B. die durch Anwendung des Vorgehensmodells eingesparten Fehler- und Fehlerfolgekosten ebenso wenig erfaßt werden, wie die Umsatz- und Gewinneinbußen, die durch einen verspäteten Markteintritt des Produkts aufgrund ggf. erforderlicher Nachbesserungsarbeiten verursacht werden.

In der Konsequenz beschränkt sich die Bewertung des Vorgehensmodells auf einen qualitativen Aufwands-/ Nutzenvergleich, wie er tabellarisch in Bild 9-4 vorgenommen wurde.

Aufwand	Nutzen
<ul style="list-style-type: none"> • Zusatzkosten durch Aufbau einer leistungsfähigen IT-Infrastruktur (Hard- und Software) • Mehraufwand durch Personalqualifizierungsmaßnahmen • Zusataufwand durch Aufbau und Analyse von Simulationsmodellen • Erhöhter Zeitbedarf in der Entwurfsphase durch mehrfaches Ausführen von Analyse- und Syntheseschritten • Ggf. erforderlicher Beratungsaufwand (intern oder extern) 	<ul style="list-style-type: none"> • Simulationsmodell als Experimentierplattform: kurze Optimierungsschleifen • Zielgerichtete Lösungsfindung durch Transparenz der Wirkzusammenhänge • Unterstützung bei der Ursachen-eingrenzung bei Betriebsstörungen • Erfahrungsgewinn der Mitarbeiter • Vermeidung von Optimierungsschleifen bzw. Minimierung zeit- und kostenintensiver Nachbesserungsarbeiten am Hardware-Prototypen • Geringere Fehler- und Fehlerfolgekosten • Minimierung des Abnahme- und Gewährleistungsrisikos • Imagevorteile dank verbesserter Produktqualität und -zuverlässigkeit

Bild 9-4: Gegenüberstellung von Aufwand und Nutzen beim Einsatz strukturmechanischer Berechnungen in der Werkzeugmaschinenkonstruktion

Einige der aufgeführten Argumente werden dabei immer wieder als globale und meist wenig differenzierte Rechtfertigung für Simulationsprojekte aller Art angeführt und würden auch bei der Bewertung älterer, bestehender Ansätze zur Integration von Gestaltung und Berechnung in der Werkzeugmaschinenkonstruktion Gültigkeit besitzen. Die wesentlichen, anhand des Anwendungsbeispiels bestätigten Vorteile des hier ausgearbeiteten Vorgehensmodells sollen daher zur Abgrenzung von anderen Methoden nochmals zusammengefaßt werden:

- Bereitstellung von Hinweisen zur beanspruchungsgerechten Gestaltung zum frühest möglichen Zeitpunkt im Konstruktionsprozeß
- Fehlervermeidung statt Fehlerkorrektur
- Steigerung der Produktqualität durch höhere Qualität des Erstentwurfs

- Höhere Akzeptanz durch Nutzung der Simulation als Hilfsmittel statt als nachträglich eingesetztes Kontrollinstrument
- Höherer Erfahrungsgewinn des Konstrukteurs und verbesserte Kommunikation zwischen Konstruktion und Berechnung durch stärkere Verzahnung ihrer Tätigkeiten
- Beherrschung des komplexen Problems der Maschinendynamik durch Reduzierung auf mehrere Teilprobleme der Elastostatik
- Schnelle Überprüfung von Konstruktionsvarianten durch Analyse einfacher, aus dem Gesamtmodell freigeschnittener Hilfsmodelle
- Minimierung des zeitlichen Mehraufwands in der Konstruktion durch konsequente Problemstrukturierung und Parallelisierung von Arbeitsschritten

10 Zusammenfassung

Die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit bestand in der Entwicklung einer allgemeingültigen, objektgebundenen Vorgehensweise zur effizienten Unterstützung der mechanischen Konstruktion bei der Gestaltung statisch und dynamisch hochbeanspruchter Werkzeugmaschinen durch moderne Simulationstechnologien.

Die Motivation, ein solches Vorgehensmodell zu entwickeln, resultierte dabei im wesentlichen aus folgenden Fakten:

- Die Entwicklung im Werkzeugmaschinenbau ist durch zunehmende Produktkomplexität, steigende Anforderungen an Qualität und Produktivität, sowie kontinuierlich verkürzte Entwicklungszyklen gekennzeichnet.
- Nach Entwicklungsschüben in der Zerspanungs- und Antriebstechnologie stellt heute das dynamische Verhalten der mechanischen Maschinenstruktur zunehmend den limitierenden Faktor für weitere Leistungssteigerungen im Werkzeugmaschinenbereich dar.
- Um die harten technischen und zeitlichen Anforderungen erfüllen zu können, besteht in den Entwicklungsabteilungen der Werkzeugmaschinenhersteller erheblicher Bedarf an neuen Hilfsmitteln zur Unterstützung der Konstruktion.
- Als aussichtsreicher Lösungsansatz wird der Einsatz von CA-Methoden verfolgt. Methoden zur Simulation und Optimierung des dynamischen Last-/ Verformungsverhaltens der Maschine konnten sich dabei jedoch trotz ihrer generell nachgewiesenen Tauglichkeit in der industriellen Praxis wegen ihres als gering eingeschätzten Aufwand-/ Nutzenverhältnisses kaum durchsetzen.

Eine Analyse des bisherigen Vorgehens bei der simulationsgestützten Konstruktion, das sich im wesentlichen durch die sequentielle Abfolge von Systemsynthese, Systemanalyse und Systemoptimierung beschreiben lässt, führte zu dem Ergebnis, daß Simulationsergebnisse a) zu spät und b) prinzipbedingt nur mit geringer quantitativer Aussagekraft bereitgestellt werden können und damit insgesamt nur einen geringen Mehrwert bei nicht unerheblichem zeitlichen Mehraufwand in der Konstruktion bieten.

Als Lösungsansatz wurde das Modell eines neuen Vorgehens vorgestellt, bei dem die bekanntermaßen begrenzten Möglichkeiten der Simulationstechnik im Konstruktionsprozeß so genutzt werden, daß sie auch bei geringer Ergebnisgenauigkeit wertvolle Informationen für die Konstruktion liefern und damit das Nutzenpotential eines Simulationseinsatzes deutlich erhöhen können. Das Vorgehensmodell basiert dabei auf zwei wesentlichen Grundgedanken:

- Die Simulation (hier: strukturmechanische Berechnungen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode) wird nicht länger als Werkzeug zur reinen Nachrechnung von bereits vollständig definierten mechanischen Strukturen eingesetzt, sondern als Werkzeug zur Unterstützung der Lösungsfindung. Dabei dient sie insbesondere einer höheren Transparenz der Wirkzusammenhänge, der Definition von Anforderungen an die Eigenschaften der verschiedenen Strukturbereiche und der qualitativen Beurteilung konstruktiver Varianten.
- Das Grundproblem, eine Maschine mit Betriebseigenschaften gemäß der Kundenanforderungen zu bauen, wird nach dem allgemeinen Prinzip der Problemstrukturierung konsequent in Teilprobleme aufgeteilt, die bei deutlich reduziertem Komplexitätsgrad voneinander unabhängig und damit parallel gelöst werden können. Die Wechselwirkungen zwischen den Teilproblemen bzw. Komponenten des schwingungsfähigen Systems Werkzeugmaschine werden dabei durch klar definierte Anforderungen an die Teillösungen implizit berücksichtigt.

Der Vorgehensplan sieht ein zielgerichtetes, aber stark iteratives Vorgehen mit mehrfacher Wiederholung verschiedenster Tätigkeiten zur Modellbildung, Berechnung, Ergebnisauswertung und Gestaltung bzw. konstruktiver Überarbeitung vor, die zunächst zu einem zeitlichen Mehraufwand in der Konstruktion führen. Um diese wiederkehrenden Tätigkeiten zu systematisieren und damit die Voraussetzung zu deren informationstechnischen Automatisierung zu schaffen, wurden mehrere Methoden bereitgestellt und als Werkzeuge zur Unterstützung der verschiedene Arbeitsschritte prototypenhaft in eine kommerzielle Pre- und Postprozessorumgebung implementiert.

Anhand der beispielhaften Entwicklung eines Horizontalbearbeitungszentrums wurde die Praxistauglichkeit des Vorgehensmodells nachgewiesen und die erzielbaren Vorteile aufgezeigt.

Literatur

AAS & BUTLIN 1987

Aas, J.; Butlin, G.: Bridging the CAD/FEM-Gap. In: Proceedings of International Conference on Quality Assurance and Standards in Finite-Element-Analysis 1987. Glasgow: National Engineering Laboratory East Kilbride 1987.

ALBERTZ 1995

Albertz, F.: Dynamikgerechter Entwurf von Werkzeugmaschinen-Gestellstrukturen. Berlin: Springer 1995. (iwb Forschungsbericht 93)

ANDERL 1992

Anderl, R.: STEP-Schritte zum Produktmodell. CAD-CAM-Report 8 (1992).

ARORA 1989

Arora, J. S.: Introduction to Optimum Design. New York: McGraw Hill 1989.

ARORA U.A. 1994

Arora, J. S.; Huang, M. W.; Hsieh, C. C.: Methods for Optimization of Nonlinear Problems with Discrete Variables: A Review. Structural Optimization, Vol. 8 (1994), S. 69-85.

ASBECK 1994

Asbeck, J.: Topologieoptimierung. In: Weck, M.: Optimierungsstrategien mit der Finite-Elemente-Methode. Seminarunterlagen RWTH Aachen, 1994.

ASBECK 1995

Asbeck, J.: Optimierung von komplexen Gußbauteilen aus dem Werkzeugmaschinenbau hinsichtlich Festigkeit und Steifigkeit (Konstruktionsrichtlinie). RWTH Aachen: Abschlußbericht zum AIF-Forschungsvorhaben Nr. 8978, 1995.

ASBECK 1997

Asbeck, J.: Automatisierter Entwurf mechanisch optimaler Bauteile durch Integration von CAD und Strukturoptimierung. Aachen: Shaker 1997. (Berichte aus der Produktionstechnik Band 2/97)

ATREK & KODALI 1988

Atrek, E.; Kodali, R.: Optimum Design of Continuum Structures with SHAPE. In: CAD/CAM Robotics and Factories of the Future, Proceedings of the 3rd International Conference CARS and FOF, Southfield Michigan, 1988. Berlin: Springer 1988.

BAIER U.A. 1994

Baier, H.; Seeßelberg, C.; Specht, B.: Optimierung in der Strukturmechanik. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg 1994.

BATHE 1990

Bathe, K.-J.: Finite-Elemente-Methoden. Berlin: Springer 1990.

BAUER 1991

Bauer, C. U.: Optimierung der Konstruktion von Werkzeugmaschinengestellen mit Hilfe von Finite-Elemente-Berechnungen. TU Hamburg: Dissertation 1991.

BEHR U.A. 1994

Behr, B.; u. a.: Perspektive Konstruktionsarbeitsplatz - interdisziplinäre Unterstützung des Ingenieurs in der Produktentwicklung. In: Datenverarbeitung in der Konstruktion, München. Düsseldorf: VDI 1994, S. 113-128. (VDI-Berichte 1148)

BEITZ & FELDHUSEN 1991

Beitz, W.; Feldhusen, J.: Management systems and program concepts for an integrated CAD process. Research Engineering Design, 3 (1991) 2, S. 61-74.

BENDSOE 1988

Bendsoe, M. P.; Kikuchi, N.: Generating Optimal Topologies in Structural Design using a Homogenization Method. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 71, 1988, S. 197-224.

BERKEMER 1997

Berkemer, J.: Simulation von Werkzeugmaschinen unter Berücksichtigung der Antriebsregelung. In: XXIV FEM-Kongreß, Baden Baden, 1997, S. 171-184.

BLOHM 1992

Blohm, P. W.: Untersuchung des nichtlinearen Übertragungsverhaltens von Strukturen mit lokalen Fügestellen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1992.

BLUM 1978

Blum, H.: Die Berechnung von Berührproblemen mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente. HGF Kurzberichte (1978) 65, S. 1-2.

BOHLEN 1987

Bohlen, S.: Zur Berechnung und Messung mechanischer Schwingungen in Strukturen mit nichtlinearem Fügestellenverhalten. Düsseldorf: VDI-Verlag 1987.

BREMER & PFEIFFER 1992

Bremer, H.; Pfeiffer, F.: Elastische Mehrkörpersysteme. Stuttgart: Teubner, 1992.

BREMICKER 1989

Bremicker, M.: Dekompositionsstrategie in Anwendung auf Probleme der Gestaltoptimierung. Düsseldorf: VDI 1989. (VDI Fortschritt-Bericht, Reihe 1, Band 173)

BULLINGER & WARSCHAT 1996

Bullinger, H.-J.; Warschat, J.: Concurrent Simultaneous Engineering Systems. London: Springer 1996.

CAD/CAM-REPORT 1998

Dressler, E. E. (Hrsg.): Heller sichert den technologischen Vorsprung. CAD/CAM-Report (1998) 5, S.103-110.

CERETTI U.A. 1995

Ceretti, E.; Maccarini, G.; Cotta-Ramusini, F.; Milani, L.: Mit FEM Schwingungsstabilität neu bestimmen. Werkstatt und Betrieb 128 (1995) 5, S.356-350.

CHOUAKI U.A. 1997

Chouaki, A.; Ladeaveze, P.; Proslier, L.: An Updating Method for Damped Structural Dynamic Models. In: Proceedings of th 15th International Modal Analysis Conference. Orlando, Florida 1997, S. 558-564.

CHU U.A. 1997

Chu, C. H.; Trethewey, M. W.; Cafeo, J. A.: Design Modification with Experimental Based Structural Models. In Proceedings of the 13th International Modal Analysis Conference. Nashville, Tennessee 1995, S. 1666-1672.

CORBACH 1966

Corbach, K.: Die dynamische Steifigkeit ruhender und beweglicher Verbindungen an Werkzeugmaschinen. TH München: Dissertation 1966.

COWLEY 1968

Cowley, A.: The Prediction of the Dynamic Characteristics of Machine Tools Structures. University of Manchester: Dissertation 1968.

COWLEY 1974

Cowley, A.: Cooperative Work in CAD-Phase II. CIRP-Report 1974.

CRISTOV 1995

Cristov, S.: Einbaugenaugigkeit und Querschnittsberechnung von Profilschienenführungen. TU Dresden: Dissertation 1995.

DE FRAINE 1968

De Fraine, J.: Über die Erhöhung der Steifigkeit von Kugelführungen. Der Maschinenbau 19 (1968) 12.

DÖPPER 1968

Döpper, W. W. J.: Ein Beitrag zur Berechnung von Maschinenelementen und Gestellbauteilen von Werkzeugmaschinen mit Digitalrechnerprogrammen. TH Aachen: Dissertation 1968.

DREYER 1966

Dreyer, W. F.: Über die Steifigkeit von Werkzeugmaschinenständern und vergleichende Untersuchungen an Modellen. RWTH Aachen: Dissertation 1966.

ECKSTEIN 1988

Eckstein, R.: Beurteilung der statischen Lastverformungseigenschaften von Werkzeugmaschinen mit Hilfe der quasistatischen Meßtechnik. RWTH Aachen: Dissertation 1988.

EHRLENSPIEL 1985

Ehrlenspiel, K.: Kostengünstig Konstruieren. Heidelberg: Springer 1985.

EHRLENSPIEL 1995

Ehrlenspiel, K.: Integrierte Produktentwicklung - Methoden für Prozeßorganisation, Produkterstellung und Konstruktion. München: Hanser 1995.

EHRLENSPIEL & WOLFRAM 1994

Ehrlenspiel, K.; Wolfram, M.: Feature-basiertes Konstruieren und Kalkulieren. In: Datenverarbeitung in der Konstruktion, München. Düsseldorf: VDI 1994, S. 439-455. (VDI Berichte 1148)

EIBELSHÄUSER 1990

Eibelshäuser, P.: Rechnerunterstützte experimentelle Modalanalyse mittels gestufter Sinuserregung. Berlin: Springer 1990. (iwb-Forschungsbericht 26)

EVERSHEIM 1982

Eversheim W.: Organisation in der Produktionstechnik. Band 2: Konstruktion. Düsseldorf: VDI-Verlag 1982.

EVERSHEIM 1990

Eversheim W.: Organisation in der Produktionstechnik. Band 1: Grundlagen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1990.

FELDHUSEN 1989

Feldhusen, J.: Systemkonzept zur durchgängigen und flexiblen Rechnerunterstützung in der Konstruktion. TU Berlin: Dissertation 1989. (Schriftenreihe Konstruktionstechnik, Heft 16)

FELTEN 1974

Felten, K.: Anwendung der Finite-Elemente-Methode für Berechnungen im Drehmaschinenbau. Konstruktion 26 (1974), S. 8-14.

FINKE 1977

Finke, R.: Berechnung des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen. RWTH Aachen: Dissertation 1977.

FÖRTSCH 1988

Förtsch, F.: Entwicklung und Anwendung von Methoden zur Optimierung des mechanischen Verhaltens von Bauteilen. RWTH Aachen: Dissertation 1988.

FRANKE & PETERS 1992

Franke, H.-J.; Peters, M.: Konstruktionsumgebung MOSAIK - eine grafisch-interaktive Benutzeroberfläche zur Integration von Konstruktionswerkzeugen. In Datenverarbeitung in der Konstruktion, München. Düsseldorf: VDI 1992, S. 175-191. (VDI-Berichte 993.3)

FRISWELL & MOTTERSHEAD 1995

Friswell, M. I.; Mottershead, J. E.: Finite Element Model Updating in Structural Dynamics. Dordrecht, Boston, London: Kluwer Academic Publishers 1995.

GAUSEMEIER U.A. 1995

Gausemeier, J.; Frank, T.; Hahn, A.: Integrated Product Development – An Integral Approach to Computer Aided Development of Advanced Mechanical Engineering Products. In: Proceeding of ICED'95, Prag, 22.-24.8.1995.

GEBHARDT 1998

Gebhardt, C.: Verkürzter Entwicklungszyklus. Werkstatt und Betrieb 131 (1998) 4, S. 268-271.

GRABOWSKI 1991

Grabowski, H.; Rude, S.: Methodisches Entwerfen auf Basis zukünftiger CAD-Systeme. Düsseldorf: VDI-Verlag 1991. (VDI-Bericht Nr. 812)

GRABOWSKI U.A. 1993

Grabowski, H.; Anderl, R.; Polly, A.: Integriertes Produktmodell. Berlin: Beuth, 1993.

GROßMANN 1991

Großmann, K.: Dynamische Verhaltensanalyse an spanenden Werkzeugmaschinen. TU Dresden: Dissertation 1991.

GROTH 1972

Groth, W. H.: Die Dämpfung in verspannten Fugen und Arbeitsführungen von Werkzeugmaschinen. RWTH Aachen: Dissertation 1972.

HABERFELLNER U.A. 1997

Haberfellner, R.; u. a.: Systems Engineering - Methode und Praxis. 9. Auflage. Zürich: Verlag Industrielle Organisation 1997.

HANSEN 1965

Hansen, F.: Konstruktionssystematik. Berlin: VEB-Verlag Technik 1965.

HECKMANN 1992

Heckmann, A.: Zerlegungs- und Vernetzungsverfahren für die automatische Finite-Elemente-Modellierung. RWTH Aachen: Dissertation 1992.

HEIMANN 1977

Heimann, A.: Anwendung der Methode Finiter Elemente bei Berechnung und Auslegung von Gestellbauteilen. RWTH Aachen: Dissertation 1977.

HEINRICHS 1981

Heinrichs, H.: Graphische Datenverarbeitung bei FEM-Berechnungen von Maschinen. RWTH Aachen: Dissertation 1981.

HELPENSTEIN 1983

Helpenstein, H.: Wege zur rationellen Berechnung des dynamischen Verhaltens von mechanischen Strukturen. RWTH Aachen: Dissertation 1983.

HEMEZ 1997

Hemez, F. M.: Finite Element Updating of Substructured Models. In: Proceedings of the 8th International Modal Analysis Conference 1997. Orlando, Florida 1997, S. 565-571.

HÖHNE U.A. 1996

Höhne, G.; Zimmermann, K.; Kolev, E.: Schwingungsberechnungen im konstruktiven Entwicklungsprozeß. Konstruktion 48 (1996), S. 313-318.

HUBKA 1984

Hubka, V.: Theorie technischer Systeme. Berlin: Springer 1984.

IMREGUN & VISSER 1991

Imregun, M.; Visser, W. J.: A Review of Model Updating Techniques. The Shock and Vibration Digest, Vol23, No.1, 1991.

ISPAYLAR 1997

Ispaylar, M. H.: Betriebseigenschaften von Profilschienen-Wälzführungen. RWTH Aachen: Dissertation 1997.

KELNHOFER U.A. 1996

Kelnhofer, F.; u. a.: Flexibles Palettieren von Gütern mit schnellarbeitenden Robotern. Maschinenmarkt (1996) 52, S. 22-24.

KIEHL 1984

Kiehl, W.: Die Biegelinienanalyse – ein Verfahren zur Schwachstellenlokalisierung. Düsseldorf: VDI-Verlag 1984. (VDI –Bericht, Reihe 11, Band 56)

KIKUCHI & BENDSOE 1988

Kikuchi, N.; Bendsoe, M.: Generating Optimal Topologies in Structural Design Using a Homogenisation Method. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1988.

KIRCHKNOPF 1989

Kirchknopf, P.: Ermittlung modaler Parameter aus Übertragungsfrequenzgängen. Berlin: Springer 1989. (iwb-Forschungsbericht 20)

KIRSCH 1993

Kirsch, U.: Structural Optimization. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1993.

KOCH & AUGUSTYNWICZ 1987

Koch, J.; Augustynwicz, J.: Anwendung der Finite Elemente Methode und der Balkenmethode. *tz für Metallbearbeitung* 81 (1987) 11, S. 49-52.

KÖLSCH 1992

Kölsch, G.: Diskrete Optimierungsverfahren zur Lösung konstruktiver Problemstellungen im Werkzeugmaschinenbau. RWTH Aachen: Dissertation 1992.

KOLLER 1994

Koller, R.: Konstruktionslehre für den Maschinenbau. 3. Auflage. Berlin: Springer 1994.

KRAUSE U.A. 1994

Krause, F.-L.; Ciesla, M.; Rieger, E.; Stephan, M.; Ulbrich, A.: Features als semantische Objekte integrierter Prozeßketten. CAD'94. München: Hanser, 1994.

KUCHLING 1987

Kuchling, H.: Physik. 18. Auflage. Leipzig: VEB Fachbuchverlag 1987.

LAMMENS 1995

Lammens, S.: Frequency Response Based Validation of Dynamic Structural Finite Element Models. Kath. Univ. Leuven: Dissertation 1995.

LENSSEN & SARFERT 1994

Lenssen, S.; Sarfert, J.: Berechnung wälzgelagerter Linearführungen. *Konstruktion* 46 (1994), S. 209-214.

LESAR 1982

Lesar, D. E.: Calculation of Contact Pressures and Frictional Effects on Mechanical Contact Surfaces by Finite-Element-Methods with Application to Fretting Damage Prediction. US Government Reports, DTNSRDC-82/033 (1982), S. 1-139.

LEVINA 1967

Levina, Z. M.: Research on the Static Stiffness of Joints in Machine Tools. In: Proceedings of the 8. MTDR-Conference 1967.

LI 1992

Li, H.: Analytische und Experimentelle Untersuchungen des dynamischen Stirnplanfräsprozesses mit Hilfe der Rechnersimulation im Zeitbereich. München: Hanser 1992.

LINDEMANN 1999

Lindemann, Udo: A Model of Design Processes of Individual Designers. In: Lindemann, U.; Birkhofer, H.; Meerkamm, H.; Vajna, S. (Hrsg.): Proceedings of the 12th International Conference on Engineering Design. München: TU 1999, S. 757-762.

LINK 1997

Link, M.: Updating Local Physical and Global Generalized Parameters of Coupled Substructure Models. In: Proceedings of the 15th International Modal Analysis Conference. Orlando, Florida 1997, S. 579-586.

LINNER 1995

Linner, S.: Konzept einer integrierten Produktentwicklung. Berlin: Springer 1995. (iwb Forschungsberichte 88)

LINNER 1997

Linner, S.: 3D-CAD - Wettbewerbsfaktor oder nur der teuerste Weg zur Zeichnung? In: Neue Generationen von CAD/CAM-Systemen: Erfüllte und enttäuschte Erwartungen, München. Düsseldorf: VDI-Verlag 1997, S. 227-241. (VDI Berichte 1357)

LOEWENFELD 1959

Loewenfeld, K.: Gestaltsteifeuntersuchungen an Konsolen und Ständern. Maschinenmarkt 79 (1959), S. 42-52.

LUTZ 1997

Wie löst man sich aus einer jahrzehntelang erfolgreichen Strategie? In: Münchener Kolloquium 97, Mit Schwung zum Aufschwung, München. Landsberg: Verlag Moderne Industrie 1997, S. 317-325.

MACNEAL SCHWENDLER 1994

MSC/Nastran User's Guide: Linear Static Analysis. Version 68. Los Angeles: MacNeal Schwendler Corporation 1994.

MACNEAL SCHWENDLER 1997

MSC/Construct User's Manual. Version 2.0a. Los Angeles: MacNeal Schwendler Corporation 1997.

MATTHECK U.A. 1992

Mattheck, C.; Walther, F.; Baumgartner, A.: Finding Fatigue Resistant and Lightweight Designs using the Optimization Methods CAO and SKO. In: Fatigue Design, Vol. 1, Helsinki, 1992, S. 303-312.

MAULHARDT 1991

Maulhardt, U.: Dynamisches Verhalten von Kreissägen. Berlin: Springer 1991. (iwb-Forschungsbericht Nr. 38)

MEERKAMM 1993

Meerkamm, H.: Design system mfk - an important step towards an engineering workbench. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B (Journal of Engineering Manufacture), 207 (1993) B2, S. 105-116.

MEERKAMM U.A. 1997A

Meerkamm, H.; u. a.: Durchgängige Rechnerunterstützung der Produktentwicklung auf der Basis von produktsspezifischen Features und Konstruktionswissen. In: Features verbessern die Produktentwicklung - Integration von Prozeßketten, Berlin. Düsseldorf: VDI-Verlag 1997, S. 29-50. (VDI Berichte 1322)

MEERKAMM U.A. 1997B

Meerkamm, H.; Löffel, C.; Schweiger, W.: Integration von Berechnungswerzeugen in den Konstruktionsprozeß – ein ganzheitlicher Ansatz auf Basis des Konstruktionssystems mfk. Konstruktion 49 (1997) Heft 3, S. 26-32.

MILBERG 1971

Milberg, J.: Analytische und experimentelle Untersuchungen zur Stabilitätsgrenze bei der Drehbearbeitung. TU Berlin: Dissertation 1971.

MILBERG 1992

Milberg, J.: Werkzeugmaschinen-Grundlagen. Berlin: Springer 1992.

MILBERG 1994

Milberg, J.: Unsere Stärken stärken – Der Weg zu Wettbewerbsfähigkeit und Standortsicherung. In: Münchener Kolloquium 1994, Unsere Stärken stärken, München. Landsberg: Verlag Moderne Industrie 1994, S. 13-31.

MINTROP & BLEY 1974

Mintrop, H.; Bley, H.: Steifigkeit von Kugelführungen - Berechnungen und Messungen. Maschinenmarkt 80 (1974) 15.

NATKE 1983

Natke, H. G.: Einführung in Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse. Braunschweig: Vieweg 1993.

NEBELING 1998

Nebeling, P. H.: Abgleich der dynamischen Eigenschaften numerischer Modelle mit realen mechanischen Strukturen. RWTH Aachen: Dissertation 1998.

NOPPEN 1974

Noppen, R.: Berechnung der Elastizitätseigenschaften von Maschinenbauteilen nach der Methode der Finiten-Elemente. RWTH Aachen: Dissertation 1973.

OPHEY 1987

Ophey, L.; Weck, M.: Experimentelle und theoretische Bestimmung der Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften von Fügestellen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1987, S. 151-171. (VDI-Berichte Nr. 627)

OPITZ 1971

Opitz, H.: Anwendung der aus der Ratterforschung gewonnenen Erkenntnisse bei der Konstruktion und beim Einsatz von Werkzeugmaschinen. TH Aachen 1971. (VDW-Forschungsbericht, Heft 2)

PAHL & BEITZ 1993

Pahl, G.; Beitz, W.: Konstruktionslehre. 3. Auflage. Berlin: Springer 1993.

PASCUAL&GOLINVUAL 1998

Pascual, R.; Golinval, J. N.: Updating Industrial Models Under a General Optimization Environment. In: Proceedings of the 16th International Modal Analysis Conference. Santa Barbara, Kalifornien 1998, S. 1326-1332.

PETUELLI 1983

Petueli, G.: Theoretische und experimentelle Bestimmung der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften normalbelasteter Fügestellen. RWTH Aachen: Dissertation 1983.

PLOCK 1972

Plock, R.: Untersuchung und Berechnung des elastostatischen Verhaltens von ebenen Mehrschraubenverbindungen. RWTH Aachen: Dissertation 1972.

POTTER 1997

Potter, C.: Analysis for Design Engineers. Computer Graphics World Magazine (1997) 3, S. 23-28.

PRODUKTION 1998

Kögel, G. (Red.): Wechsel zu 3D-CAD läuft auf Hochtouren. Produktion (1998) 10, S.4.

PROGNOS 1996

Prognos: Managementstudie 1996 – Chancen und Risiken am Standort Deutschland. Studie der Prognos GmbH, Berlin, 1996.

RAMMIG & STEINMÜLLER 1992

Rammig, F. J.; Steinmüller, B.: Framework und Entwurfsumgebungen. Informatik Spektrum 15 (1992) Heft 1.

RASCHER 1995

Rascher, U.: Erfahrungen bei der Entwicklung von Fräsmaschinen - Anwendung der FE-Analyse. In: Milberg, J.; Reinhart, G.: Konstruktion von Werkzeugmaschinen. München: Herbert Utz 1995, S. 22-26. (iwb Seminarbericht 3)

REDEKER 1979

Redeker, W.: Systematische Konstruktion spanender Werkzeugmaschinen. TU Braunschweig: Dissertation 1979.

REINHART & SPRENZEL 1995

Reinhart, G.; Sprenzel, A.: Werkzeugmaschinen optimieren an rechnerintegrierten Konstruktionsarbeitsplätzen. Maschinenmarkt (1995) 41, S. 66-71.

REINHART 1997A

Reinhart, G.: Mit Schwung zum Aufschwung – Kreatives Agieren statt optimierendem Reagieren. In: Münchener Kolloquium 1997 – Mit Schwung zum Aufschwung, München. Landsberg: Verlag Moderne Industrie 1997, S. 11-16.

REINHART 1997B

Reinhart, G.: Innovative Prozesse und Systeme – Der Weg zu Flexibilität und Wandlungsfähigkeit. In: Münchener Kolloquium 1997 – Mit Schwung zum Aufschwung, München. Landsberg: Verlag Moderne Industrie 1997, S. 173-202.

REINHART & FELDMANN 1997

Reinhart, G.; Feldmann, K.: Simulation – Schlüsseltechnologie der Zukunft? – Stand und Perspektiven. München: Herbert Utz 1997.

REINHART & SCHNEIDER 1997

Reinhart, G.; Schneider, C.: Entwicklung dynamisch beanspruchter Werkzeugmaschinen. In: Tagungsband zum 14. FEM-Kongreß. Baden-Baden, 1997, S. 185-200.

REINHART & WEIßENBERGER 1996

Reinhart, G.; Weißenberger, M.: Integration von Gestaltungs- und Berechnungswerkzeugen zur vernetzten Entwurfsoptimierung von Werkzeugmaschinen. TU München: Zwischenbericht zum DFG-Forschungsvorhaben Re 1112/5-1, 1996, S. 22.

REINHART & WEIßENBERGER 1998

Reinhart, G.; Weißenberger, M.: Simulation der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen von Antrieben und Maschinenstruktur. In: Schwingungen in Antrieben, Frankenthal, 1998. Düsseldorf: VDI-Verlag 1998, S. 91-104. (VDI-Berichte Nr. 1416)

REINHART U.A. 1998

Reinhart, G.; Schneider, C.; Weißenberger, M.; Sprenzel, A.; Meinlschmidt, J.: Kooperative Entwicklung technologisch komplexer Produkte – Potentiale für den Werkzeugmaschinenbau. Konstruktion 50 (1998) 9, S. 15-22.

ROCHLITZ 1988

Rochlitz, T.: Graphisch-interaktive Idealisierung von CAD-Geometrie zur Kopplung an die FE-Strukturberechnung. RWTH Aachen: Dissertation 1988.

RODENACKER 1984

Rodenacker, W. G.: Methodisches Konstruieren. 3. Auflage. Berlin: Springer 1984.

ROMANOW 1994

Romanow, P.: Konstruktionsbegleitende Kalkulation von Werkzeugmaschinen. Berlin: Springer 1994. (iwb Forschungsberichte 81)

ROTH 1982

Roth, K.-H.: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen. Berlin: Springer 1982.

ROZWANY U.A. 1993

Rozwany, G.; Zhou, M.; Birken, T.; Sigmund, O.: Topology Optimization Using Iterative Continuum-Type Optimality Criteria (COC) Methods for Discretized Systems. In: Bendsoe, M.; Mota Soares, C. A.: Topologiy Design of Structures, 1993, S. 273-286.

RÜSING 1997

Rüsing, E.: FEM-Simulation parallel zur Konstruktion. CAD-CAM Report 10 (1997), S. 96-100.

SAGEMÜHL 1982

Sagemühl, D.: Untersuchungen zur Steifigkeit von zylindrischen Kugelführungen. TU Hannover: Dissertation 1982.

SANFT 1995

Sanft, C.: Entwicklung von Werkzeugmaschinen auf der Basis eines integrierten Produktmodells. München: Hanser 1995. (Reihe Produktionstechnik Berlin, Band 165)

SAUTER 1991

Sauter, J.: CAOSS oder die Suche nach der optimalen Bauteilform durch eine effiziente Gestaltoptimierungsstrategie. In: FEM'91 - International FEM-Congress, Baden-Baden, Baden-Baden: IKO Software Service 1991, S. 159-187.

SAUTER 1992

Sauter, J.: Eine neue Gestaltoptimierungsstrategie nach dem Vorbild biologischer Strukturen. ZAMM 72 (1992) 6, S. 566-570.

SAUTERU.A.1994

Sauter, J.; Müller, O.; Allinger, P.; Brandel, B.: Optimierung von Bauteilen mit CAOSS und VECFEM/S. Bericht zum ODIN-Abschlußsymposium, Karlsruhe, 1994.

SCHÄFER 1992

Schäfer W.: Statisches, dynamisches und thermisches Verhalten von Maschinen. In: Weck, M.: Gestellbauteile spanender Werkzeugmaschinen. Unterlagen zur VDW-Konstrukteur-Arbeitstagung, RWTH Aachen, 1992.

SCHAIBLE 1976

Schaible, B.: Ermittlung des statischen und dynamischen Verhaltens insbesondere der Dämpfung von verschraubten Fugenverbindungen für Werkzeugmaschinen. TU München: Dissertation 1976.

SCHITTKOWSKI 1994

Schittkowski, K.: Numerical comparison of nonlinear programming algorithms for structural optimization. In: Structural Optimization (1994) 7, S. 1-19.

SCHLEEDE 1989

Schleede, K.: Ein Vergleich der FE- mit der BE-Methode. CAD/CAM-Report 2 (1989), S. 28-40.

SCHMIDT 1987

Schmidt, G.: Grundlagen der Regelungstechnik. Berlin: Springer 1987.

SCHNACK 1978

Schnack, E.: Ein Iterationsverfahren zur Optimierung von Spannungskonzentrationen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1978. (VDI-Forschungsbericht Nr. 589)

SCHNEIDER 1991

Schneider, M.: Statisches und dynamisches Verhalten beim Einsatz linearer Schienenführungen auf Wälzlagerbasis im Werkzeugmaschinenbau. München: Hanser 1991.

SCHWERMER 1992

Schwermer, K.-U.: Prozeßmodell zur Simulation des dynamischen Verhaltens beim Drehen. München: Hanser 1992.

SCHÜTZER 1995

Schützer, K.: Integrierte Konstruktionsumgebung auf der Basis von Fertigungsfeatures. München: Hanser 1995. (Darmstädter Forschungsberichte für Konstruktion und Fertigung)

SOMPEK 1995

Sompek, H.: Der Weg zur simulationsgestützten Konstruktion. CAD/CAM-Report 14 (1995) 9, S. 66-77.

SPECHT 1997

Specht, G.: Managementkonzepte für die Restrukturierung von Produkt- und Prozeßinnovationen. In: Unternehmenserfolg durch Restrukturierung von Entwicklungs- und Konstruktionsprozessen, Fellbach 1997. Düsseldorf: VDI-Verlag 1997, S. 19-42. (VDI-Berichte 1338)

SPRANGERS 1994

Sprangers, W.: Entwicklung und Anwendung von Verfahren der 3D-Gestalt-optimierung dickwandiger, massiver Bauteile. RWTH Aachen: Dissertation 1994.

SPUR U.A. 1988

Spur, G.; Benzinger, K.-J.; Schüle, A.; Schwermer, K.-U.: Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen. ZwF Zeitschrift für wirtschaftliche Fertigung 83 (1988) 6, S. 279-284.

SPUR 1996A

Spur, G.: Aktuelle Entwicklungen im Werkzeugmaschinenbau. In: Matar Praha 96 - Machine Tools, Automation and Robotics in Mechanical Engineering, Prag. Tagungsband 1996.

SPUR 1996B

Spur, G.: Die Genauigkeit von Maschinen – Eine Konstruktionslehre. München: Hanser 1996.

STEINERT 1994

Steinert, T.: Einführung in die Thematik der Optimierung. In: Weck, M.: Optimierungsstrategien mit der Finite-Elemente-Methode, Aachen. Düsseldorf: VDI 1994.

STEINKE 1983

Steinke, P.: Verfahren zur Spannungs- und Gewichtsoptimierung von Maschinenbauteilen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1983. (VDI,-Bericht Reihe 1, Band 107)

TOBIAS 1961

Tobias, S. A.: Schwingungen an Werkzeugmaschinen. München: Hanser 1961.

TREIB 1988

Treib, T.: Vorschlag zur Abnahme von Linearführungen. ETH Zürich: Dissertation 1988.

UMBACH 1961

Umbach, R.: Ein Beitrag zu den Problemen der dynamischen Versteifung von Werkzeugmaschinen, insbesondere durch gedämpfte Hilfsmassendämpfer. TH Aachen: Dissertation 1961.

VAN DEN NOORTGATE 1973

Van den Noortgate, L.: Kritische studie en aanwending van komputergesteunde methoden bij het ontwerpen en berekenen van machinestrukturen. Kath. Univ. Leuven: Doktoraatsthesis 1973.

VDI-RICHTLINIE 2210

VDI-Richtlinie 2210, Entwurf: Analyse des Konstruktionsprozesses in Hinblick auf den EDV-Einsatz. Düsseldorf: VDI-Verlag 1975

VDI-RICHTLINIE 2212

VDI-Richtlinie 2212: Systematisches Suchen und Optimieren konstruktiver Lösungen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1981

VDI-RICHTLINIE 2221

VDI-Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. Düsseldorf: VDI-Verlag 1986

VDI-RICHTLINIE 2222

VDI-Richtlinie 2222, Blatt 1: Konstruktionsmethodik - Konzipieren technischer Produkte. Düsseldorf: VDI-Verlag 1977.

VDI-RICHTLINIE 3633

VDI-Richtlinie 3633, Blatt 1: Simulation von Logistik-, Materialfluß- und Produktionsystemen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1993.

WALLRAPP 1994

Wallrapp, O.: Standardization of Flexible Body Modelling in Multibody System Codes – Definition of Standard Input Data. Mechanics of Structures and Machines 22 (1994) 3, S. 283-304.

WARD U.A. 1987

Ward, P.; Patel, D.; Wakeling, A.; Weeks, R.: Application of Structural Optimization using Finite Elements. Computer Aided Design, Vol. 19, 1987, S. 148-156.

WECK 1991

Weck, M.: Werkzeugmaschinen und Fertigungssysteme Band 2 – Konstruktion und Berechnung. 4. Auflage. Düsseldorf: VDI-Verlag 1991.

WECK & ASBECK 1995

Weck, M.; Asbeck, J.: Beanspruchungsgerechte Gestaltung von Gußteilen im Werkzeugmaschinenbau. Düsseldorf: VDI-Verlag 1995. (VDI-Bericht Nr. 1173)

WECK & BÜBENSCHÜTT 1995

Weck, M.; Büßenschütt, A.: Application of Basic Shape Concept to Practical Shape Optimization Problems. In: Proceedings of WCSMO, Goslar, 1995.

WECK & DAMMER 1997A

Weck, M.; Dammer, M.: Systemgrenzen überwinden - Integration von CAE-Systemen auf Basis technischer Elemente. Industrie Management 13 (1997) 1, S. 23-27.

WECK & DAMMER 1997B

Weck, M.; Dammer, M.: Die virtuelle Werkzeugmaschine – Simulation als Hilfsmittel zur effizienten Produktgestaltung. Konstruktion 49 (1997), S. 21-25.

WECK & STEINKE 1982

Weck, M.; Steinke, P.: Berechnung durchbruchsbedingter Steifigkeitsminde rungen und Spannungsüberhöhungen bei Werkzeugmaschinen. Opladen: Westdeutscher Verlag 1982. (Forschungsbericht des Landes Nordrhein-Westfalen Nr. 3081)

WECK & TEIPEL 1976

Weck, M.; Teipel, K.: Umfassende Untersuchung des dynamischen Verhaltens eines breiten Spektrums spanender Werkzeugmaschinen und deren Bauelemente. Forschungsbericht 01 27 des Vereins Deutscher Werkzeugmaschinenhersteller (VDW). RWTH Aachen: 1976.

WECK & VONDERHAGEN 1991

Weck, M.; Vonderhagen, H.: Optimierung von Gußbauteilen hinsichtlich Festigkeit und Steifigkeit. Düsseldorf: Verein Deutscher Giessereifachleute 1991. (VDG-Fachbericht 58)

WEIGEL 1991

Weigel, K.: Entwicklung einer modularen Systemarchitektur für die rechnerintegrierte Produktgestaltung. TU Braunschweig: Dissertation 1991.

WISSBROCK 1985

Wissbrock, H.: Untersuchungen zur Fugendämpfung zusammengesetzter Bauteile. Düsseldorf: VDI-Verlag 1985. (VDI Fortschritt-Bericht, Reihe 11, Band 229)

WITEK 1977

Witek, A.: Anwendung der Methode starrer finiter Elemente zur Bestimmung der dynamischen Charakteristiken des Balkens einer Fräsmaschine. Maschinenbautechnik 26 (1977) 9, S. 410-412.

YOO & HAUG 1986

Yoo, W. S.; Haug, E. J.: Dynamics of Flexible Mechanical Systems Using Vibration and Static Correction Modes. ASME Journal: Mech., Trans. and Automation in Design, Vol. 108, No.3, 1986, S. 315-322.

YUAN 1983

Yuan, J.: Identification of the Machine Tool Structural Parameters by Dynamic Data Systems (DDS) and Finite Element Method. University of Wisconsin – Madison: Ph. D. –Thesis 1983.

ZÄH 1995

Zäh, M.: Dynamisches Prozeßmodell Kreissägen. Berlin: Springer 1995. (iwb Forschungsbericht 79)

ZIEHL 1996

Ziehl, A.: Berechnung des dynamischen Strukturverhaltens von Portalfräsmaschinen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1996. (VDI Fortschritt-Bericht, Reihe 11, Band 229)

ZHAO & BEITZ 1995

Zhao, B. J.; Beitz, W.: Das Prinzip der Kraftleitung: direkt, kurz und gleichmäßig. Konstruktion 47 (1995), S. 15-20.

ZHU U.A. 1988

Zhu, X.; Zhang, Z.; Lai, L.: Identification of Dynamic Parameters of Joint in Machine Tools. In: Proceedings of the 6th International Modal Analysis Conference, Vol. 2 (1988), S. 1691-1696.

Anhang

Rechnerische Ermittlung der Struktursteifigkeit

Zur rechnerischen Bestimmung der Steifigkeit bzw. der Nachgiebigkeit einer mechanischen Struktur, ist die Bewegungsdifferentialgleichung (2-1) zu lösen und in die Form von Gleichung (2-2) zu überführen. Hierzu soll zunächst die Bewegungsdifferentialgleichung des freien, ungedämpften Systems betrachtet werden:

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{x}}(t)\} + [\mathbf{K}]\{\mathbf{x}(t)\} = 0 \quad (\text{A-1})$$

Diese führt zu dem Eigenwertproblem

$$([\mathbf{K}] + \lambda[\mathbf{M}])\{\Phi\} = 0, \quad (\text{A-2})$$

dessen Lösung aus n Eigenwerten λ_e und zugehörigen Eigenvektoren $\{\Phi_e\}$ besteht. n entspricht dabei der Anzahl der Systemfreiheitsgrade. Die Eigenwerte λ_e lassen sich nach Gleichung (A-3) in der diagonalen Eigenwertmatrix $[\Lambda]$, die zugehörigen Eigenvektoren $\{\Phi_e\}$ nach Gleichung (A-4) in der Eigenvektormatrix $[\Phi]$ zusammenfassen. Die Eigenvektormatrix wird auch als Modalmatrix bezeichnet. Da zur Beschreibung des dynamischen Verformungsverhaltens von Maschinenstrukturen in der Regel die zehn niedrigsten Eigenfrequenzen ausreichend sind (KIRCHKNOPF 1989, EIBELSHÄUSER 1990), lässt sich $[\Phi]$ auf eine Matrix der Dimension $n \times m$ und $[\Lambda]$ auf eine quadratische Matrix der Dimension $m \times m$ reduzieren, wobei m der Anzahl der berücksichtigten Eigenwerte entspricht ($m \ll n$).

$$[\Lambda] = \begin{bmatrix} \lambda_1 & & & \\ & \lambda_2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & \lambda_m \end{bmatrix} \quad (\text{A-3})$$

$$[\Phi] = [\{\Phi_1\} \ \{\Phi_2\} \ \dots \ \{\Phi_m\}] \quad (\text{A-4})$$

Mit $\lambda_e = -\omega_e^2$; $e = 1, 2, \dots, m$ (A-5)

bzw. $[\Lambda] = -[\omega]^2$ (A-6)

können die Eigenwerte λ_e in die weiter verbreiteten Größen der Eigenkreisfrequenz ω_e und Eigenfrequenz f_e , bzw. die Eigenwertmatrix $[\Lambda]$ in die Eigenfrequenzmatrix $[f]$ umgerechnet werden. Nach der Vorschrift.

$$\{x(t)\} = [\Phi]\{s(t)\} \quad (\text{A-7})$$

soll nun mit Hilfe der Modalmatrix $[\Phi]$ die physikalische Koordinate x in die modale Koordinate s transformiert werden. Aus Gleichung (2-1) ergibt sich damit

$$[M][\Phi]\{\ddot{s}(t)\} + [D][\Phi]\{\dot{s}(t)\} + [K][\Phi]\{s(t)\} = \{F(t)\} \quad (\text{A-8})$$

und nach weiterer Multiplikation mit der transponierten Modalmatrix $[\Phi]^T$

$$[\Phi]^T[M][\Phi]\{\ddot{s}(t)\} + [\Phi]^T[D][\Phi]\{\dot{s}(t)\} + [\Phi]^T[K][\Phi]\{s(t)\} = [\Phi]^T\{F(t)\} \quad (\text{A-9})$$

Nach Einführung der modalen Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrix, sowie dem modalen Lastvektor

$$[m] = [\Phi]^T[M][\Phi] \quad (\text{A-10})$$

$$[d] = [\Phi]^T[D][\Phi] \quad (\text{A-11})$$

$$[k] = [\Phi]^T[K][\Phi] \quad (\text{A-12})$$

$$\{\tilde{F}(t)\} = [\Phi]^T\{F(t)\} \quad (\text{A-13})$$

stellt sich Gleichung (A-9) wie folgt dar:

$$[m]\{\ddot{s}(t)\} + [d]\{\dot{s}(t)\} + [k]\{s(t)\} = \{\tilde{F}(t)\} \quad (\text{A-14})$$

Wegen der diagonalisierenden Eigenschaften der Modalmatrix $[\Phi]$ weisen die generalisierten Matrizen $[m]$, $[d]$ und $[k]$ im Gegensatz zu $[M]$, $[D]$ und $[K]$ eine Diagonalstruktur auf. Es sei darauf hingewiesen, daß eine Diagonalisierung von $[D]$ nur unter der vereinfachenden Annahme proportionaler Dämpfung möglich ist, bei der sich die Dämpfungsmaatrix aus der Steifigkeits- und Massenmatrix ableiten lässt (BATHE 1990, S. 579). Da die Dimension der Matrizen und Vektoren in Gleichung (A-14) mit m Zeilen und Spalten sehr viel kleiner ist als die in Gleichung (2-1), spricht man beim Übergang von Gleichung (2-1) in Gleichung (A-14) auch von modaler Ordnungsreduktion.

Zur Vereinfachung der Differentialgleichung wird diese nach der Vorschrift der Massennormierung

$$[\mathbf{m}] = [\mathbf{E}] \quad (\text{A-15})$$

umgeformt. Dabei ergibt sich nach Betrachtung des Eigenwertproblems (A-2) für die generalisierte Steifigkeitsmatrix $[\mathbf{k}]$:

$$[\mathbf{K}][\Phi] + [\mathbf{M}][\Phi][\Lambda] = 0 \quad (\text{A-16})$$

$$[\Phi]^T[\mathbf{K}][\Phi] = -[\Phi]^T[\mathbf{M}][\Phi][\Lambda] \quad (\text{A-17})$$

$$[\mathbf{k}] = -[\Lambda]. \quad (\text{A-18})$$

Die inhomogene Differentialgleichung (A-14) ändert sich damit in

$$\{\ddot{\mathbf{s}}(t)\} + [\mathbf{d}]\{\dot{\mathbf{s}}(t)\} + [\omega]^2\{\mathbf{s}(t)\} = \tilde{\mathbf{F}}(t) \quad (\text{A-19})$$

und kann nun aufgrund der Diagonalstrukturen von generalisierter Dämpfungsma-
trix und Eigenfrequenzmatrix zeilenweise in m voneinander unabhängige, eindimen-
sionale Differentialgleichungen zerlegt werden

$$\begin{Bmatrix} \ddot{s}_1(t) \\ \vdots \\ \ddot{s}_m(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} d_1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & d_m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{s}_1(t) \\ \vdots \\ \dot{s}_m(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \omega_1^2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & \omega_m^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} s_1(t) \\ \vdots \\ s_m(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \tilde{F}_1(t) \\ \vdots \\ \tilde{F}_m(t) \end{Bmatrix}, \quad (\text{A-20})$$

Die Lösung der Differentialgleichung im Frequenzbereich ergibt sich mit Hilfe des stationären Ansatzes

$$s_e(t) = s_e e^{j\omega t} \quad (\text{A-21})$$

$$\dot{s}_e(t) = j\omega s_e(t) \quad (\text{A-22})$$

$$\ddot{s}_e(t) = -\omega^2 s_e(t) \quad (\text{A-23})$$

$$\tilde{F}_e(t) = \tilde{F}_e e^{j\omega t} \quad (\text{A-24})$$

zu $s_e(\omega) = G_e(\omega) \cdot \tilde{F}_e(\omega); \quad e = 1, 2, \dots, m$ (A-25)

wobei $G_e(\omega) = \frac{1}{-\omega^2 + j\omega d_e + \omega_e^2}; \quad e = 1, 2, \dots, m.$ (A-26)

Nach Einführung der dimensionslosen Größe der Lehrschen Dämpfung D_{Le}

$$D_{Le} = \frac{d_e}{2\omega_e} \quad (A-27)$$

verändert sich das Übertragungsglied G_e zu

$$G_e(\omega) = \frac{1}{-\omega^2 + jD_{Le}\omega\omega_e + \omega_e^2}; \quad e = 1, 2, \dots, m. \quad (A-28)$$

Mit Hilfe der diagonalen Matrix $[\mathbf{G}(\omega)]$ der modalen Übertragungsfunktionen $\mathbf{G}_e(\omega)$ lässt sich die Lösung für alle modalen Freiheitsgrade zusammenfassen

$$\{\mathbf{s}(\omega)\} = [\mathbf{G}(\omega)]\{\mathbf{F}(\omega)\} \quad (A-29)$$

und zurück in die physikalische Koordinate x transformieren:

$$\{\mathbf{x}(\omega)\} = [\Phi]\{\mathbf{s}(\omega)\} = [\Phi][\mathbf{G}(\omega)][\Phi]^T\{\mathbf{F}(\omega)\} \quad (A-30)$$

Die dynamische Nachgiebigkeit $[\mathbf{N}(\omega)]$ bestimmt sich schließlich durch Vergleich der Gleichungen (2-2) und (A-30)

$$[\mathbf{N}(\omega)] = [\Phi][\mathbf{G}(\omega)][\Phi]^T \quad (A-31)$$

wobei sich durch die Vor- und Nachmultiplikation mit der Modalmatrix $[\Phi]$ die Dimension von $[\mathbf{G}(\omega)]$ von $m \times m$ auf die Dimension $n \times n$ der Nachgiebigkeitsmatrix $[\mathbf{N}(\omega)]$ erhöht.

$$\begin{bmatrix} N_{11} & \cdots & N_{n1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ N_{1n} & \cdots & N_{nn} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varphi_{11} & \cdots & \varphi_{m1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \varphi_{1n} & \cdots & \varphi_{mn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} G_{11} & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & G_{mm} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_{11} & \cdots & \varphi_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \varphi_{m1} & \cdots & \varphi_{mn} \end{bmatrix} \quad (A-32)$$

Beispielhaft soll die dynamische Nachgiebigkeit $N_{ij}(\omega)$ am Strukturdrehpunkt i bei Anregung der Struktur im Punkt j ermittelt werden. Nach (A-30) erhält man die Gleichung

$$N_{ij}(\omega) = \sum_{e=1}^m \frac{\varphi_{ej}\varphi_{ei}}{-\omega^2 + j2D_{Le}\omega\omega_e + \omega_e^2}; \quad e = 1, 2, \dots, m, \quad (A-33)$$

die eine Deutung der dynamischen Nachgiebigkeit der Maschinenstruktur als Überlagerung der Nachgiebigkeiten von m Einmassenschwingermodellen nahelegt (Bild A-1).

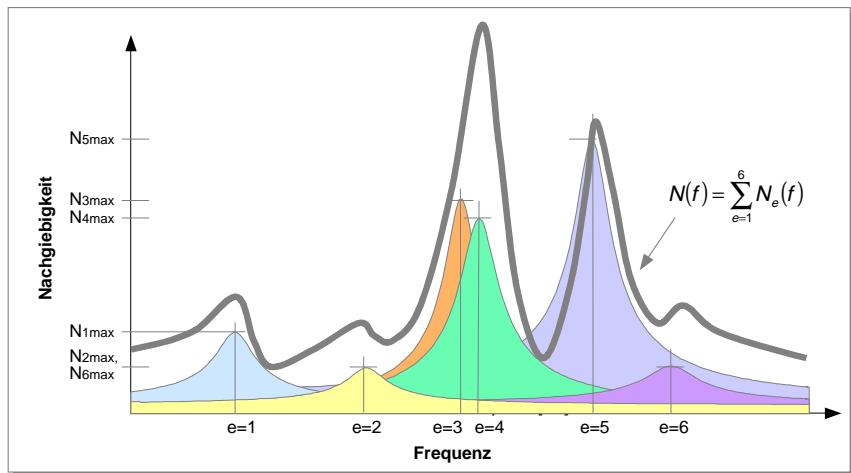


Bild A-1: Beschreibung der dynamischen Nachgiebigkeit komplexer mechanischer Strukturen durch Superposition von Einmassenschwingermodellen

Experimentelle Ermittlung der Struktursteifigkeit

Die beschriebene Berechnung mechanischer Struktursteifigkeiten wird anhand von Modellen durchgeführt, welche die reale Struktur in mehr oder weniger stark vereinfachter Form abbilden und deren Eigenschaften beschreiben. Dabei ist die Gültigkeit der getroffenen, vereinfachenden Annahmen, sowie die Richtigkeit der vorgegebenen Eigenschaftsparameter wie z. B. der Systemdämpfung meist mit großen Unsicherheiten behaftet, so daß eine Validierung der Modelle anhand experimenteller Untersuchungen auch in Zukunft unverzichtbar bleiben wird.

Als experimentelle Methode zur Bestimmung der dynamischen Nachgiebigkeit von Werkzeugmaschinen hat sich die *experimentelle Modalanalyse* etabliert. Im Gegensatz zur rechnerischen Modalanalyse wird die Nachgiebigkeitsmatrix dabei nicht aus Massen-, Steifigkeits- und Dämpfungsmaßmatrix berechnet, sondern komponentenweise durch Bildung des Quotienten aus den beiden meßtechnisch erfaßten, frequenz-

abhängigen Größen der Strukturverlagerung $x(\omega)$ und der anregenden Kraft $F(\omega)$ ermittelt:

$$N_{ij}(\omega) = \frac{x_i(\omega)}{F_j(\omega)} \quad (\text{A-34})$$

Die Messung der Größe $x(\omega)$ erfolgt dabei für jeden Strukturpunkt i einzeln durch Aufnahme eines zeitabhängigen Beschleunigungssignals $\ddot{x}(t)$, zweimalige Integration zu einem zeitabhängigen Wegsignal und anschließende Fouriertransformation in den Frequenzbereich. Während der Messung wird die Struktur durch eine am Punkt j angreifende, definierte Kraft impulsartig, sinusförmig oder mit einem Rauschsignal angeregt. Durch diese Vorgehensweise lässt sich nach Gleichung (A-34) eine Spalte der Nachgiebigkeitsmatrix direkt bestimmen, während die anderen Felder der Matrix zunächst noch unbekannt bleiben.

$$[\mathbf{N}] = \begin{bmatrix} ? & \dots & N_{1j}(\omega) & \dots & ? \\ ? & \ddots & \vdots & \ddots & ? \\ ? & & N_{jj}(\omega) & & ? \\ ? & \ddots & \vdots & \ddots & ? \\ ? & \dots & N_{nj}(\omega) & \dots & ? \end{bmatrix} \quad (\text{A-35})$$

Die experimentell ermittelten Nachgiebigkeitsfrequenzgänge werden anschließend den nach Gleichung (A-33) synthetisierten Frequenzgängen gegenübergestellt, um durch geeignete *Curve-Fitting*-Verfahren in einem iterativen Prozeß die modalen Parameter Eigenfrequenz, modale Dämpfung sowie die Eigenvektorkomponenten von Anregungs- und Wegmeßstelle zu bestimmen. Mit Kenntnis aller modalen Parameter können nun alle noch verbleibenden Felder der Nachgiebigkeitsmatrix berechnet werden (NATKE 1983). Die Struktur ist damit vollständig in ihrem Kraft-/Verformungsverhalten beschrieben. Die modalen Parameter können direkt mit denen aus der rechnerischen Modalanalyse verglichen werden.

iwb Forschungsberichte Band 1–121

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

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

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

- 28 Teich, K.
Prozeßkommunikation und Rechnerverbund in der Produktion
1990 · 52 Abb. · 158 Seiten · ISBN 3-540-52764-8
- 29 Pfrang, W.
Rechnergestützte und graphische Planung manueller und teilautomatisierter Arbeitsplätze
1990 · 59 Abb. · 153 Seiten · ISBN 3-540-52829-6
- 30 Tauber, A.
Modellbildung kinematischer Strukturen als Komponente der Montageplanung
1990 · 93 Abb. · 190 Seiten · ISBN 3-540-52911-X
- 31 Jäger, A.
Systematische Planung komplexer Produktionssysteme
1991 · 75 Abb. · 148 Seiten · ISBN 3-540-53021-5
- 32 Hartberger, H.
Wissensbasierte Simulation komplexer Produktionssysteme
1991 · 58 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-53326-5
- 33 Tucek, H.
Inspektion von Karosseriepreßteilen auf Risse und Einschränkungen mittels Methoden der Bildverarbeitung
1992 · 125 Abb. · 179 Seiten · ISBN 3-540-53965-4
- 34 Fischbacher, J.
Planungsstrategien zur störmungstechnischen Optimierung von Reinraum-Fertigungsgeräten
1991 · 60 Abb. · 166 Seiten · ISBN 3-540-54027-X
- 35 Moser, O.
3D-Echtzeitkollisionsschutz für Drehmaschinen
1991 · 66 Abb. · 177 Seiten · ISBN 3-540-54076-8
- 36 Naber, H.
Aufbau und Einsatz eines mobilen Roboters mit unabhängiger Lokomotions- und Manipulationskomponente
1991 · 85 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-54216-7
- 37 Kupc, Th.
Wissensbasiertes Leitsystem zur Steuerung flexibler Fertigungsanlagen
1991 · 68 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-54260-4
- 38 Meulhardt, U.
Dynamisches Verhalten von Kreissägen
1991 · 109 Abb. · 159 Seiten · ISBN 3-540-54365-1
- 39 Götz, R.
Strukturierte Planung flexibel automatisierter Montagesysteme für flächige Bauteile
1991 · 86 Abb. · 201 Seiten · ISBN 3-540-54401-1
- 40 Koepfer, Th.
3D-grafisch-interaktive Arbeitsplanung - ein Ansatz zur Aufhebung der Arbeitsteilung
1991 · 74 Abb. · 126 Seiten · ISBN 3-540-54436-4
- 41 Schmidt, M.
Konzeption und Einsatzplanung flexibel automatisierter Montagesysteme
1992 · 108 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-55025-9
- 42 Burger, C.
Produktionsregelung mit entscheidungsunterstützenden Informationssystemen
1992 · 94 Abb. · 186 Seiten · ISBN 3-540-55187-5
- 43 Hoßmann, J.
Methodik zur Planung der automatischen Montage von nicht formstabilen Bauteilen
1992 · 73 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-55202-0
- 44 Petry, M.
Systematik zur Entwicklung eines modularen Programmbaukastens für robotergeführte Klebeprozesse
1992 · 106 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-55374-6
- 45 Schönecker, W.
Integrierte Diagnose in Produktionszellen
1992 · 87 Abb. · 159 Seiten · ISBN 3-540-55375-4
- 46 Bick, W.
Systematische Planung hybrider Montagesysteme unter Berücksichtigung der Ermittlung des optimalen Automatisierungsgrades
1992 · 70 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-55377-0
- 47 Gebauer, L.
Prozeßuntersuchungen zur automatisierten Montage von optischen Linsen
1992 · 84 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-55378-9
- 48 Schräfer, N.
Erstellung eines 3D-Simulationssystems zur Reduzierung von Rüstzeiten bei der NC-Bearbeitung
1992 · 103 Abb. · 161 Seiten · ISBN 3-540-55431-9
- 49 Wisbacher, J.
Methoden zur rationalen Automatisierung der Montage von Schnellbefestigungselementen
1992 · 77 Abb. · 176 Seiten · ISBN 3-540-55512-9
- 50 Garnich, F.
Laserbearbeitung mit Robotern
1992 · 110 Abb. · 184 Seiten · ISBN 3-540-55513-7
- 51 Eubert, P.
Digitale Zustandesregelung elektrischer Vorschubantriebe
1992 · 89 Abb. · 159 Seiten · ISBN 3-540-44441-2
- 52 Gläss, W.
Rechnerintegrierte Kabelfatzfertigung
1992 · 67 Abb. · 140 Seiten · ISBN 3-540-55749-0
- 53 Helm, H.J.
Ein Verfahren zur On-Line Fehlererkennung und Diagnose
1992 · 60 Abb. · 153 Seiten · ISBN 3-540-55750-4
- 54 Lang, Ch.
Wissensbasierte Unterstützung der Verfügbarkeitsplanung
1992 · 75 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-55751-2
- 55 Schuster, G.
Rechnergestütztes Planungssystem für die flexibel automatisierte Montage
1992 · 67 Abb. · 135 Seiten · ISBN 3-540-55830-6
- 56 Bonnn, H.
Ein Ziel- und Kennzahlensystem zum Investitionscontrolling komplexer Produktionssysteme
1992 · 87 Abb. · 195 Seiten · ISBN 3-540-55964-7
- 57 Wendt, A.
Qualitäts sicherung in flexibel automatisierten Montagesystemen
1992 · 74 Abb. · 179 Seiten · ISBN 3-540-56044-0
- 58 Hansmaier, H.
Rechnergestütztes Verfahren zur Geräuschminderung
1993 · 67 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-56053-2
- 59 Dilling, U.
Planung von Fertigungssystemen unterstützt durch Wirtschaftssimulationen
1993 · 72 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-56307-5

- 60 *Strahmeyr, R.*
Rechnergestützte Auswahl und Konfiguration von Zubringereinrichtungen
1993 · 80 Abb. · 152 Seiten · ISBN 3-540-56652-X
- 61 *Gles, J.*
Standardisierter Aufbau anwendungsspezifischer Zellenrechnersoftware
1993 · 80 Abb. · 145 Seiten · ISBN 3-540-56890-5
- 62 *Stetter, R.*
Rechnergestützte Simulationswerkzeuge zur Effizienzsteigerung des Industrieroboter Einsatzes
1994 · 91 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-56889-1
- 63 *Dirndorfer, A.*
Robotersysteme zur förderbandsynchronen Montage
1993 · 76 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-57031-4
- 64 *Wiedemann, M.*
Simulation des Schwingungsverhaltens spanender Werkzeugmaschinen
1993 · 81 Abb. · 137 Seiten · ISBN 3-540-57177-9
- 65 *Woenckhaus, Ch.*
Rechnergestütztes System zur automatisierten 3D-Layoutoptimierung
1994 · 81 Abb. · 140 Seiten · ISBN 3-540-57284-8
- 66 *Kummesteiner, G.*
3D-Bewegungssimulation als integratives Hilfsmittel zur Planung manueller Montagesysteme
1994 · 62 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-57535-9
- 67 *Kugelmann, F.*
Einsatz nachgiebiger Elemente zur wirtschaftlichen Automatisierung von Produktionsystemen
1993 · 76 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-57549-9
- 68 *Schwarz, H.*
Simulationsgestützte CAD/CAM-Kopplung für die 3D-Laserbearbeitung mit integrierter Sensorik
1994 · 98 Abb. · 148 Seiten · ISBN 3-540-57577-4
- 69 *Viethen, U.*
Systematik zum Prüfen in flexiblen Fertigungssystemen
1994 · 70 Abb. · 142 Seiten · ISBN 3-540-57794-7
- 70 *Seehuber, M.*
Automatische Inbetriebnahme geschwindigkeitsadaptiver Zustandsregler
1994 · 72 Abb. · 155 Seiten · ISBN 3-540-57896-X
- 71 *Amann, W.*
Eine Simulationsumgebung für Planung und Betrieb von Produktionsystemen
1994 · 71 Abb. · 129 Seiten · ISBN 3-540-57924-9
- 72 *Schöpf, M.*
Rechnergestütztes Projektinformati ons- und Koordinationsystem für das Fertigungsvorfeld
1997 · 63 Abb. · 130 Seiten · ISBN 3-540-58052-2
- 73 *Welling, A.*
Effizienter Einsatz bildgebender Sensoren zur Flexibilisierung automatisierter Handhabungsvorgänge
1994 · 66 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-580-0
- 74 *Zetlmayer, H.*
Verfahren zur simulationsgestützten Produktionsregelung in der Einzel- und Kleinserienproduktion
1994 · 62 Abb. · 143 Seiten · ISBN 3-540-58134-0
- 75 *Lindl, M.*
Auftragsleittechnik für Konstruktion und Arbeitsplanung
1994 · 66 Abb. · 147 Seiten · ISBN 3-540-58221-5
- 76 *Zipper, B.*
Das integrierte Betriebsmittelwesen - Baustein einer flexiblen Fertigung
1994 · 64 Abb. · 147 Seiten · ISBN 3-540-58222-3
- 77 *Rath, P.*
Programmierung und Simulation von Zellenabläufen in der Arbeitsvorbereitung
1995 · 51 Abb. · 130 Seiten · ISBN 3-540-58223-1
- 78 *Engel, A.*
Strömungstechnische Optimierung von Produktionsystemen durch Simulation
1994 · 69 Abb. · 160 Seiten · ISBN 3-540-58258-4
- 79 *Zäh, M. F.*
Dynamisches Prozeßmodell Kreissägen
1995 · 95 Abb. · 186 Seiten · ISBN 3-540-58624-5
- 80 *Zwanzer, N.*
Technologisches Prozeßmodell für die Kugelschleifbearbeitung
1995 · 66 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-58634-2
- 81 *Romanow, P.*
Konstruktionsbegleitende Kalkulation von Werkzeugmaschinen
1995 · 66 Abb. · 151 Seiten · ISBN 3-540-58771-3
- 82 *Kahlenberg, R.*
Integrierte Qualitätssicherung in flexiblen Fertigungszellen
1995 · 71 Abb. · 136 Seiten · ISBN 3-540-58772-1
- 83 *Huber, A.*
Arbeitsfolgenplanung mehrstufiger Prozesse in der Hartbearbeitung
1995 · 87 Abb. · 152 Seiten · ISBN 3-540-58773-X
- 84 *Birkel, G.*
Aufwandsminimierter Wissenserwerb für die Diagnose in flexiblen Produktionszellen
1995 · 64 Abb. · 137 Seiten · ISBN 3-540-58869-8
- 85 *Simon, D.*
Fertigungsregelung durch zielgrößenorientierte Planung und logistisches Störungsmanagement
1995 · 77 Abb. · 132 Seiten · ISBN 3-540-58942-2
- 86 *Nedeljkovic-Groha, V.*
Systematische Planung anwendungsspezifischer Materialflußsteuerungen
1995 · 94 Abb. · 188 Seiten · ISBN 3-540-58953-8
- 87 *Rockland, M.*
Flexibilisierung der automatischen Teilbereitstellung in Montageanlagen
1995 · 83 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-58999-6
- 88 *Linner, St.*
Konzept einer integrierten Produktentwicklung
1995 · 67 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-59016-1
- 89 *Eder, Th.*
Integrierte Planung von Informationssystemen für rechnergestützte Produktionsysteme
1995 · 62 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-59084-6
- 90 *Deutschle, U.*
Prozeßorientierte Organisation der Auftragsentwicklung in mittelständischen Unternehmen
1995 · 80 Abb. · 188 Seiten · ISBN 3-540-59337-3
- 91 *Dieterle, A.*
Recyclingintegrierte Produktentwicklung
1995 · 68 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-60120-1

- 92 *Hechl, Chr.*
Personalorientierte Montageplanung für komplexe und varianteureiche Produkte
1995 · 73 Abb. · 158 Seiten · ISBN 3-540-60325-5
- 93 *Albertz, F.*
Dynamikgerechter Entwurf von Werkzeugmaschinen - Gestellstrukturen
1995 · 83 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-60608-8
- 94 *Trunzer, W.*
Strategien zur On-Line Bahnplanung bei Robotern mit 3D-Konturfolgesensoren
1996 · 101 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-60961-X
- 95 *Fichtmüller, N.*
Rationalisierung durch flexible, hybride Montagesysteme
1996 · 83 Abb. · 145 Seiten · ISBN 3-540-60960-1
- 96 *Trucks, V.*
Rechnergestützte Beurteilung von Getriebestrukturen in Werkzeugmaschinen
1996 · 64 Abb. · 141 Seiten · ISBN 3-540-60599-8
- 97 *Schäffer, G.*
Systematische Integration adaptiver Produktionssysteme
1996 · 71 Abb. · 170 Seiten · ISBN 3-540-60958-X
- 98 *Koch, M. R.*
Autonome Fertigungszellen - Gestaltung, Steuerung und integrierte Störungsbehandlung
1996 · 67 Abb. · 138 Seiten · ISBN 3-540-61104-5
- 99 *Moctezuma de la Barrera, J.L.*
Ein durchgängiges System zur computer- und rechnergestützten Chirurgie
1996 · 99 Abb. · 175 Seiten · ISBN 3-540-61145-2
- 100 *Geuer, A.*
Einsatzpotential des Rapid Prototyping in der Produktentwicklung
1996 · 84 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-61495-8
- 101 *Ebner, C.*
Ganzheitliches Verfügbarkeits- und Qualitätsmanagement unter Verwendung von Felddaten
1996 · 67 Abb. · 132 Seiten · ISBN 3-540-61678-0
- 102 *Pischetsrieder, K.*
Steuerung autonomer mobiler Roboter in der Produktion
1996 · 74 Abb. · 171 Seiten · ISBN 3-540-61714-0
- 103 *Köhler, R.*
Disposition und Materialbereitstellung bei komplexen varianteureichen Kleinprodukten
1997 · 62 Abb. · 177 Seiten · ISBN 3-540-62024-9
- 104 *Feldmann, Ch.*
Eine Methode für die integrierte rechnergestützte Montageplanung
1997 · 71 Abb. · 163 Seiten · ISBN 3-540-62059-1
- 105 *Lehmann, H.*
Integrierte Materialfluß- und Layoutplanung durch Kopplung von CAD- und Ablaufsimulationsystem
1997 · 96 Abb. · 191 Seiten · ISBN 3-540-62202-0
- 106 *Wagner, M.*
Steuerungsintegrierte Fehlerbehandlung für maschinennahe Abläufe
1997 · 94 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-62656-5
- 107 *Lorenzen, J.*
Simulationsgestützte Kostenanalyse in produktorientierten Fertigungsstrukturen
1997 · 63 Abb. · 129 Seiten · ISBN 3-540-62794-4
- 108 *Krämer, U.*
Systematik für die rechnergestützte Ähnlichkeitsuche und Standardisierung
1997 · 53 Abb. · 127 Seiten · ISBN 3-540-63338-3
- 109 *Pfersdorf, I.*
Entwicklung eines systematischen Vorgehens zur Organisation des industriellen Service
1997 · 74 Abb. · 172 Seiten · ISBN 3-540-63615-3
- 110 *Kuba, R.*
Informations- und kommunikationstechnische Integration von Menschen in der Produktion
1997 · 77 Abb. · 155 Seiten · ISBN 3-540-63642-0
- 111 *Kaiser, J.*
Vernetztes Gestalten von Produkt und Produktionsprozeß mit Produktmodellen
1997 · 67 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-63999-3
- 112 *Geyer, M.*
Flexibles Planungssystem zur Berücksichtigung ergonomischer Aspekte bei der Produkt- und Arbeitssystemgestaltung
1997 · 85 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-64195-5
- 113 *Martin, C.*
Produktionsregelung - ein modularer, modellbasierter Ansatz
1998 · 73 Abb. · 162 Seiten · ISBN 3-540-64401-6
- 114 *Löfller, Th.*
Akustische Überwachung automatisierter Fügeprozesse
1998 · 85 Abb. · 136 Seiten · ISBN 3-540-64511-X
- 115 *Lindermaier, R.*
Qualitätsorientierte Entwicklung von Montagesystemen
1998 · 84 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-64868-8
- 116 *Koehrer, J.*
Prozeßorientierte Teamstrukturen in Betrieben mit Großserienfertigung
1998 · 75 Abb. · 185 Seiten · ISBN 3-540-65037-7
- 117 *Schuller, R. W.*
Leitfäden zum automatisierten Auftrag von hochviskosen Dichtmassen
1999 · 76 Abb. · 162 Seiten · ISBN 3-540-65320-1
- 118 *Debuschewitz, M.*
Integrierte Methodik und Werkzeuge zur herstellungsorientierten Produktentwicklung
1999 · 104 Abb. · 169 Seiten · ISBN 3-540-65350-3
- 119 *Bauer, L.*
Strategien zur rechnergestützten Offline-Programmierung von 3D-Laseranlagen
1999 · 98 Abb. · 145 Seiten · ISBN 3-540-65382-1
- 120 *Pfob, E.*
Modellgestützte Arbeitsplanung bei Fertigungsmaschinen
1999 · 69 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-65525-5
- 121 *Spitznagel, J.*
Erfahrungsgelenkte Planung von Laseranlagen
1999 · 63 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-65896-3

Seminarberichte iwb

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

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

- 1 Innovative Montagesysteme - Anlagengestaltung, -bewertung und -überwachung
115 Seiten · ISBN 3-931327-01-9
- 2 Integrierte Produktionsmodelle - Von der Idee zum fertigen Produkt
82 Seiten · ISBN 3-931327-02-7
- 3 Konstruktion von Werkzeugmaschinen - Berechnung, Simulation und Optimierung
110 Seiten · ISBN 3-931327-03-5
- 4 Simulation - Einsatzmöglichkeiten und Erfahrungsberichte
134 Seiten · ISBN 3-931327-04-3
- 5 Optimierung der Kooperation in der Produktentwicklung
95 Seiten · ISBN 3-931327-05-1
- 6 Materialbearbeitung mit Laser - von der Planung zur Anwendung
88 Seiten · ISBN 3-931327-76-0
- 7 Dynamisches Verhalten von Werkzeugmaschinen
80 Seiten · ISBN 3-931327-77-9
- 8 Qualitätsmanagement - der Weg ist das Ziel
130 Seiten · ISBN 3-931327-78-7
- 9 Installationstechnik an Werkzeugmaschinen - Analysen und Konzepte
120 Seiten · ISBN 3-931327-79-5
- 10 3D-Simulation - Schneller, sicherer und kostengünstiger zum Ziel
90 Seiten · ISBN 3-931327-10-8
- 11 Unternehmensorganisation - Schlüssel für eine effiziente Produktion
110 Seiten · ISBN 3-931327-11-6
- 12 Autonome Produktionsysteme
100 Seiten · ISBN 3-931327-12-4
- 13 Planung von Montageanlagen
130 Seiten · ISBN 3-931327-13-2
- 15 Flexible fluide Kleb/Dichtstoffe - Dosierung und Prozeßgestaltung
80 Seiten · ISBN 3-931327-15-9
- 16 Time to Market - Von der Idee zum Produktionsstart
80 Seiten · ISBN 3-931327-16-7
- 17 Industrierakamik in Forschung und Praxis - Probleme, Analysen und Lösungen
80 Seiten · ISBN 3-931327-17-5
- 18 Das Unternehmen im Internet - Chancen für produzierende Unternehmen
165 Seiten · ISBN 3-931327-18-3
- 19 Leittechnik und Informationslogistik - mehr Transparenz in der Fertigung
85 Seiten · ISBN 3-931327-19-1
- 20 Dezentrale Steuerungen in Produktionsanlagen - Plug & Play - Vereinfachung von Entwicklung und Inbetriebnahme
105 Seiten · ISBN 3-931327-20-5
- 21 Rapid Prototyping - Rapid Tooling - Schnell zu funktionalen Prototypen
95 Seiten · ISBN 3-931327-21-3
- 22 Mikrotechnik für die Produktion - Greifbare Produkte und Anwendungspotentiale
95 Seiten · ISBN 3-931327-22-1
- 24 EDM Engineering Data Management
195 Seiten · ISBN 3-931327-24-8
- 25 Rationale Nutzung der Simulationstechnik - Entwicklungstrends und Praxisbeispiele
152 Seiten · ISBN 3-931327-25-6
- 26 Alternative Dichtungssysteme - Konzepte zur Dichtungsmontage und zum Dichtmittelauftrag
110 Seiten · ISBN 3-931327-26-4
- 27 Rapid Prototyping - Mit neuen Technologien schnell vom Entwurf zum Serienprodukt
111 Seiten · ISBN 3-931327-27-2
- 28 Rapid Tooling - Mit neuen Technologien schnell vom Entwurf zum Serienprodukt
154 Seiten · ISBN 3-931327-28-0
- 29 Installationstechnik an Werkzeugmaschinen - Abschlußseminar
156 Seiten · ISBN 3-931327-29-9
- 31 Engineering Data Management (EDM) - Erfahrungsberichte und Trends
183 Seiten · ISBN 3-931327-31-0
- 33 3D-CAD - Mehr als nur eine dritte Dimension
181 Seiten · ISBN 3-931327-33-7
- 34 Laser in der Produktion - Technologische Randbedingungen für den wirtschaftlichen Einsatz
102 Seiten · ISBN 3-931327-34-5
- 35 Ablaufsimulation - Anlagen effizient und sicher planen und betreiben
129 Seiten · ISBN 3-931327-35-3
- 36 Moderne Methoden zur Montageplanung - Schlüssel für eine effiziente Produktion
124 Seiten · ISBN 3-931327-36-1
- 37 Wettbewerbsfaktor Verfügbarkeit - Produktivitätsteigerung durch technische und organisatorische Ansätze
95 Seiten · ISBN 3-931327-37-X
- 38 Rapid Prototyping - Effizienter Einsatz von Modellen in der Produktentwicklung
128 Seiten · ISBN 3-931327-38-8
- 39 Rapid Tooling - Neue Strategien für den Werkzeug- und Formenbau
130 Seiten · ISBN 3-931327-39-6
- 40 Erfolgreich kooperieren in der produzierenden Industrie - Flexibler und schneller mit modernen Kooperationen
160 Seiten · ISBN 3-931327-40-X
- 41 Innovative Entwicklung von Produktionsmaschinen
146 Seiten · ISBN 3-89675-041-0
- 42 Stückzahlflexible Montagesysteme
139 Seiten · ISBN 3-89675-042-9
- 43 Produktivität und Verfügbarkeit - ...durch Kooperation steigern
120 Seiten · ISBN 3-89675-043-7
- 44 Automatisierte Mikromontage - Handhaben und Positionieren von Mikrobauten
125 Seiten · ISBN 3-89675-044-5
- 45 Produzieren in Netzwerken - Lösungsansätze, Methoden, Praxisbeispiele
173 Seiten · ISBN 3-89675-045-3
- 46 Virtuelle Produktion - Ablaufsimulation
108 Seiten · ISBN 3-89675-046-1
- 47 Virtuelle Produktion - Prozeß- und Produktionsimulation
131 Seiten · ISBN 3-89675-047-X
- 48 Sicherheitstechnik an Werkzeugmaschinen
106 Seiten · ISBN 3-89675-048-8
- 49 Rapid Prototyping - Methoden für die reaktionsfähige Produktentwicklung
150 Seiten · ISBN 3-89675-049-6
- 50 Rapid Manufacturing - Methoden für die reaktionsfähige Produktion
121 Seiten · ISBN 3-89675-050-X
- 51 Flexibles Kleben und Dichten - Produkt- & Prozeßgestaltung, Mischverbindungen, Qualitätskontrolle
137 Seiten · ISBN 3-89675-051-8

Forschungsberichte iwb

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

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

- 122 Burghard Schneider
Prozesskettenorientierte Bereitstellung nicht formstabiler Bauteile
183 Seiten · 98 Abb. · 14 Tab. · 1999 · ISBN 3-89675-559-5
- 123 Bernd Goldstein
Modellgestützte Geschäftsprozeßgestaltung in der Produktentwicklung
170 Seiten · 65 Abb. · 1999 · ISBN 3-89675-546-3
- 124 Helmut E. Mößmer
Methode zur simulationsbasierten Regelung zeitvarianter Produktionssysteme
156 Seiten · 67 Abb. · 5 Tab. · 1999 · ISBN 3-89675-585-4
- 125 Ralf-Gunter Gräser
Ein Verfahren zur Kompensation temperaturinduzierter Verformungen an Industrierobotern
167 Seiten · 63 Abb. · 5 Tab. · 1999 · ISBN 3-89675-603-6
- 126 Hans-Jürgen Trossin
Nutzung der Ähnlichkeitstheorie zur Modellbildung in der Produktionstechnik
162 Seiten · 75 Abb. · 11 Tab. · 1999 · ISBN 3-89675-614-1
- 127 Doris Kugelmann
Aufgabenorientierte Offline-Programmierung von Industrierobotern
158 Seiten · 68 Abb. · 2 Tab. · 1999 · ISBN 3-89675-615-X
- 128 Rolf Diesch
Steigerung der organisatorischen Verfügbarkeit von Fertigungszellen
160 Seiten · 69 Abb. · 1999 · ISBN 3-89675-618-4
- 129 Werner E. Lulay
Hybrid-hierarchische Simulationsmodelle zur Koordination teilautonomer Produktionsstrukturen
170 Seiten · 51 Abb. · 14 Tab. · 1999 · ISBN 3-89675-620-6
- 130 Otto Murr
Adaptive Planung und Steuerung von integrierten Entwicklungs- und Planungsprozessen
178 Seiten · 85 Abb. · 3 Tab. · 1999 · ISBN 3-89675-632-2
- 131 Michael Macht
Ein Vorgehensmodell für den Einsatz von Rapid Prototyping
170 Seiten · 87 Abb. · 5 Tab. · 1999 · ISBN 3-89675-638-9
- 132 Bruno H. Mehler
Aufbau virtueller Fabriken aus dezentralen Partnerverbindungen
152 Seiten · 44 Abb. · 5 Tab. · 1999 · ISBN 3-89675-645-1
- 133 Knut Heitmann
Sichere Prognosen für die Produktionsoptimierung mittels stochastischer Modelle
146 Seiten · 60 Abb. · 13 Tab. · 1999 · ISBN 3-89675-675-3
- 134 Stefan Blessing
Gestaltung der Materialflußsteuerung in dynamischen Produktionsstrukturen
160 Seiten · 67 Abb. · 5 Tab. · 1999 · ISBN 3-89675-690-7
- 135 Can Abay
Numerische Optimierung multivariater mehrstufiger Prozesse am Beispiel der Hartbearbeitung von Industriekeramik
159 Seiten · 46 Abb. · 5 Tab. · 2000 · ISBN 3-89675-697-4