





Lehrstuhl für  
Montagesystemtechnik und Betriebswissenschaften  
der Technischen Universität München

**Optimierung der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen  
im rechnergestützten Entwicklungsprozess**

**Martin Weißenberger**

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

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. H. Hoffmann

Prüfer der Dissertation:

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

Die Dissertation wurde am 06.12.2000 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 26.04.2001 angenommen.



# **Forschungsberichte**



**Band 166**

*Martin Weißenberger*

## ***Optimierung der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen im rechnergestützten Entwicklungsprozess***

---

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

---

*Herbert Utz Verlag*



**Forschungsberichte iwb**

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

herausgegeben von

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

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

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

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

Copyright © Herbert Utz Verlag GmbH 2007

ISBN 978-3-8316-0138-7

Printed in Germany

Herbert Utz Verlag GmbH, München  
Tel.: 089/277791-00 – [www.utzverlag.de](http://www.utzverlag.de)

## **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. Gunther Reinhart, dem Leiter dieses Instituts, gilt mein besonderer Dank für die gute und vertrauensvolle Zusammenarbeit sowie für die wohlwollende Förderung und großzügige Unterstützung meiner Arbeit.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Friedrich Pfeiffer, dem Leiter des Lehrstuhls B für Mechanik der Technischen Universität München, möchte ich mich für die Übernahme des Korreferates und die aufmerksame Durchsicht der Arbeit bedanken, bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Hartmut Hoffmann für die Übernahme des Vorsitzes.

Zudem bedanke ich mich bei allen Kolleginnen und Kollegen des Instituts sowie allen Studentinnen und Studenten, die mich bei der Erstellung dieser Arbeit unterstützt haben, sehr herzlich.

München, im September 2001

*Martin Weissenberger*



---

# Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>I</b>
<b>Verzeichnis verwendeter Formelzeichen und Abkürzungen</b>	<b>VI</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Ausgangssituation	1
1.1.1 Wettbewerbsfaktoren der Werkzeugmaschinenindustrie	1
1.1.2 Höhere Produktivität durch gesteigerte Bewegungsdynamik	3
1.1.3 Werkzeugmaschinen als komplexe mechatronische Produktsysteme	5
1.2 Problemstellung	6
1.3 Zielsetzung	7
1.4 Vorgehen	8
<b>2 Stand der Forschung und Technik</b>	<b>10</b>
2.1 Methoden und Werkzeuge für den Produktentwicklungsprozess	10
2.1.1 Konstruktionsmethodik	10
2.1.2 Rechnerunterstützung der Produktentwicklung	12
2.1.3 Berechnungs- und Simulationsmethoden	15
2.1.4 Integration von Gestaltung und Berechnung	18
2.1.5 Entwicklung mechatronischer Systeme	20
2.2 Entwicklung von Werkzeugmaschinen	23
2.2.1 Anforderungen und Aufbau spanender Werkzeugmaschinen	23
2.2.2 Vorgehensmethodik in der Werkzeugmaschinenkonstruktion	25
2.2.3 Simulation des Maschinenverhaltens im Entwicklungsprozess	27
2.2.4 Rechnerunterstützung im Produktentwicklungsprozess von Werkzeugmaschinen	29
2.3 Konsequenzen und Abgrenzung	30

<b>3 Konzeption</b>	<b>33</b>
3.1 Übersicht	33
3.2 Mechatronikgerechte Entwicklung von Werkzeugmaschinen	33
3.2.1 Anforderungen	33
3.2.2 Anpassung der Vorgehensmethodik im Entwicklungsprozess	35
3.3 Anwendung der Mehrkörpersimulationsmethode zur Bewertung und Optimierung der Bewegungsdynamik unter Betriebsbedingungen	38
3.3.1 Grundlagen der Mehrkörpersimulation	39
3.3.2 Ansatz	47
3.4 Informationstechnisches Konzept der Entwicklungsumgebung	52
<b>4 Modellbildung und Simulation</b>	<b>54</b>
4.1 Übersicht	54
4.2 Mehrkörpermodellierung der Maschinenstruktur	54
4.3 Abbildung von Linearführungssystemen	56
4.3.1 Anforderungen und Zielsetzung	56
4.3.2 Parametrisiertes Komponentenmodell einer Profilschienen-Wälzführung	57
4.4 Gestellkomponenten als flexible Körper	59
4.4.1 Anmerkungen zur Modellierung flexibler Körper	59
4.4.2 Modellierungskonzept für flexible Gestellkörper mit Kopplung über translatorische Bewegungsführungen	61
4.5 Einbindung der Vorschubantriebe in die MKS-Simulation	66
4.5.1 Antriebskonzepte für hochdynamische Werkzeugmaschinen	66
4.5.2 Ansätze zur mechatronischen Modellbildung	67
4.5.3 Abbildung rotatorischer Vorschubantriebe	68
4.5.4 Abbildung von Lineardirektantrieben	72
4.6 Einbindung der NC-Steuerungsfunktionalität	73

---

4.6.1	Grundbegriffe der NC-Steuerungstechnik	73
4.6.2	Einfluss der Führungsgrößenerzeugung auf Maschinendynamik und Genauigkeit	75
4.6.3	Kopplung von NC-Bearbeitungs- und MKS-Dynamiksimulation	78
4.7	Abbildung spanender Bearbeitungsprozesse	83
4.7.1	Problembeschreibung und Zielsetzung	83
4.7.2	Konzept zur Einbindung der Zerspankraftkinetik in ein MKS-Modell	84
4.7.3	Dynamisches Zerspankraftmodell für Fräsprozesse	87
<b>5</b>	<b>Auswertung der MKS-Simulationsergebnisse und Rückführung in den Konstruktionsprozess</b>	<b>95</b>
5.1	Problemstellung	95
5.2	Auswertemethoden zur Bereitstellung von Kennwerten	95
5.3	Belastungs- und Lebensdauerberechnung von Linearführungen	97
5.3.1	Allgemeiner Ansatz	97
5.3.2	Rechnerwerkzeug zur Belastungsanalyse und Lebensdauerberechnung	100
5.4	Kinematische Analyse der Maschinenverformung bei dynamischen Verfahrbewegungen	103
5.4.1	Motivation	103
5.4.2	Erfassung der Komponentenbeiträge zur TCP-Verlagerung	104
<b>6</b>	<b>Umsetzung im rechnergestützten Entwicklungsprozess</b>	<b>110</b>
6.1	Übersicht	110
6.2	Integration der Berechnungsschritte in eine CA-Prozesskette	110
6.3	Ansätze zur 3D-CAD-Modellierung von Werkzeugmaschinenentwürfen	114
6.3.1	Anforderungen an die 3D-CAD-Modellierung von Werkzeugmaschinen	114

6.3.2	Modellierungsstrategien für die 3D-CAD-Konstruktion von Werkzeugmaschinenentwürfen	115
6.3.3	Repräsentation unterschiedlicher Partialsichten	117
6.4	3D-CAD-integrierte Mehrkörpersimulation	119
6.4.1	Prinzipielles Vorgehen	119
6.4.2	Informationstechnische Konzeption und Leistungsvermögen 3D-CAD-integrierter MKS-Simulationsprogramme	120
6.4.3	MKS-gerechte Vereinfachung von Darstellungsgeometrie und Struktur komplexer CAD-Baugruppenmodelle	122
6.5	Integration von MKS- und FEM-Methode zur Modellierung flexibler Körper	124
6.5.1	Vorgehen unter Anwendung CAD-integrierter Berechnungsfunktionen	124
6.5.2	Konsistenz von MKS- und FEM-Partialmodellen	126
<b>7</b>	<b>Anwendungsbeispiel</b>	<b>130</b>
7.1	Zielsetzung und Vorgehen	130
7.2	Aufbau des MKS-Maschinenmodells	131
7.3	Betrachteter Bewegungszyklus und Bewertungskriterien	134
7.4	Verifizierung durch Vergleich von Simulation und Messung	137
7.4.1	Durchgeführte Untersuchungen im Zeit- und Frequenzbereich	138
7.4.2	Bewertung und Fazit der Verifizierung	138
7.5	Analyse des Maschinenverhaltens und Ableitung von Verbesserungsmaßnahmen	139
7.5.1	Regelabweichung an Maschinenachsen und TCP	139
7.5.2	Wechselwirkung von Antrieben und Maschinenstruktur	141
7.5.3	Kinematische Analyse der Maschinenverformung bei dynamischer Verfahrbewegung	143
7.5.4	Bewertung und abgeleitete Maßnahmen	146

7.6	Evaluierung und Optimierung der modifizierten Maschine	147
7.6.1	Regelabweichung an TCP und Maschinenachsen und kinematische Analyse	147
7.6.2	Erzielbare Regeldynamik und Anregung der Maschinenstruktur durch Antriebe und Führungsgrößen	148
7.6.3	Resultierende Bahnkurve bei optimierter Reglereinstellung	151
7.7	Erzielte Leistungssteigerung	151
7.8	Bewertung technischer und wirtschaftlicher Aspekte	153
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>157</b>
<b>9</b>	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>160</b>
<b>Anhang</b>		<b>173</b>
A	Anmerkungen zur 3D-CAD-integrierten MKS-Modellierung	173
B	Detaillierter Vergleich von Simulation und Messung für das Anwendungs- beispiel	179
B.1	Vergleich von experimenteller Modalanalyse und Eigenmode- berechnung am MKS-Maschinenmodell	179
B.2	Vergleich von Messung und Simulation des Bewegungsverhaltens	182
C	Analyse der optimierten Maschinenversion	187

---

## Verzeichnis verwendeter Formelzeichen und Abkürzungen

### Notation:

$a$	skalare Größe
$\vec{a}$	Vektor im $\mathbb{R}^3$
$\underline{a}$	Matrix, wobei deren Elemente Skalare, Vektoren oder Matrizen sein können
$J \vec{a}$	Vektor, angegeben in Bezug auf das Koordinatensystem $J$
$\cdot$	erste Ableitung einer Größe nach der Zeit
$\cdots$	zweite Ableitung einer Größe nach der Zeit
$\cdots$	dritte Ableitung einer Größe nach der Zeit

### Formelzeichen:

Größe	Bezeichnung	Einheit
$(1-m_i)$	Anstiegswert der spezifischen Schnittkraft $k_{i,1,1}$	[ - ]
$a$	translatorische Beschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_{max}$	maximale Beschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_P$	Schnittrichtung	[mm]
$a_{x/y/z}$	Beschleunigung in Koordinatenrichtung x/y/z	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_{x,osz}$	Schwingungsamplitude des Differenzsignals von Ist- und Sollbeschleunigung am TCP	[m/s <sup>2</sup> ]
$b$	Spannungsbreite	[mm]
$c_a$	Steifigkeit eines Führungselementes in Auflastrichtung	[N/m]
$c_s$	Steifigkeit eines Führungselementes in Seitenlastrichtung	[N/m]
$c_{res}$	axiale Ersatzsteifigkeit eines rotatorischen Antriebsstrangs	[N/m]
$C$	dynamische Tragzahl	[N]
$C_0$	statische Tragzahl	[N]
$C$	Steifigkeitsmatrix	
$d$	Durchmesser	[mm]
$d_a$	Dämpfung eines Führungselementes in Auflastrichtung	[Ns/m]

$d_s$	Dämpfung eines Führungselementes in Seitenlastrichtung	[Ns/m]
$d_{res}$	Gesamtdämpfung eines rotatorischen Antriebsstrangs	[Ns/m]
$D$	Lehr'sches Dämpfungsmaß	[ $\cdot$ ]
$\underline{D}$	Dämpfungsmatrix	
$e$	Regelabweichung	[ $\mu\text{m}$ ]
$e_{Axis,i}$	Regelabweichung in Achsrichtung $i$ , sensiert am Positions-sensor der Maschinenachse	[ $\mu\text{m}$ ]
$e_r$	Bahnfehler in radialer Richtung bei Kreis- bzw. Kurvenfahrt	[ $\mu\text{m}$ ]
$e_{TCP,i}$	Regelabweichung am TCP in Achskoordinatenrichtung $i$	[ $\mu\text{m}$ ]
$f$	Frequenz	[Hz]
$f^e$	eingeprägte Kraft	
$\underline{f}^s$	Vektor der generalisierten Stellkräfte	
$f_z$	Vorschub pro Zahn	[mm]
$F$	Generalisierte Kraft	
$F_A$	Vorschubkraft	[N]
$F_C$	Schnittkraft	[N]
$F_{cN}$	Schnittnormalkraft	[N]
$F_{Max}$	maximale Vorschubkraft	[N]
$F_M$	Motorvorschubkraft	[N]
$F_n$	Anzugskraft eines Linearmotors normal zur Vorschubrichtung	[N]
$F_P$	Passivkraft	[N]
$F_R$	Reibungskraft	[N]
$F_V$	Vorspannung eines Führungselementes	[N]
$F_{y,i}$	Auflastkraft am Führungswagen $i$	[N]
$F_z$	Globale Seitenlastkraft, die an einem Führungssystem angreift	[N]
$F_{z,i}$	Seitenlastkraft am Führungswagen $i$	[N]
$F_Z$	Schnittkraft	[N]
$g$	Erdbeschleunigung	[ $\text{m}/\text{s}^2$ ]
$\underline{g}_a$	kinematische Kopplungsterme zwischen globalen MKS-Zustandsgrößen und Antriebselementzustandsgrößen	

## Verzeichnis verwendeter Formelzeichen und Abkürzungen

---

$\underline{G}(z, \dot{z}, t)$	Jakobimatrix der Zwangsbedingungen	
$\underline{G}(\underline{q}, \dot{\underline{q}})$	verallgemeinerter Vektor der Coriolis- und Zentrifugalkräfte	
$h$	Schnitttiefe	[mm]
$\underline{h}^i$	Vektor der generalisierten eingeprägten Kräfte am Körper $i$	
$i_{mot}$	Motorstrom	[A]
$i_{mot,eff}$	Motoreffektivstrom	[A]
$i_w$	Sollstrom	[A]
$J$	Trägheitstensor	[kgm <sup>2</sup> ]
$k_i$	Spanwinkelkoeffizient der spezifischen Schnittkraft $k_{i,1,1}$	[-]
$k_{i,1,1}$	Hauptwerte der spezifischen Schnittkraft	[N/mm <sup>2</sup> ]
$k_{kor}$	Lebensdauerkorrekturfaktor <sub><math>i</math></sub>	[-]
$k_v$	Proportionalverstärkung des Lagereglers einer NC-Achse mit konventioneller Kaskadenstruktur (auch: Geschwindigkeitsverstärkung, Kv-Faktor)	[m/min/mm; 1/s]
$K_v$	Verfahrensfaktor der spezifischen Schnittkraft $k_{i,1,1}$	[-]
$\underline{k}^i$	Matrix der generalisierten Coriolis- und Zentrifugalkräfte am Körper $i$	
$\underline{K}$	Generalisierte Steifigkeitsmatrix des MKS-Systems	
$\underline{K}^i$	Generalisierte Steifigkeitsmatrix des Körpers $i$	
$K_E$	Konstante der elektrodynamischen Gegeninduktivität	[Vs/rad]
$K_{el}$	Motorkonstante	[A/V]
$K_G$	kinematischer Umrechnungsfaktor Schlittentranslation in Motorrotation	[m/rad]
$K_i$	Proportionalanteil des Stromreglers	[V/A]
$K_n$	Proportionalanteil des Drehzahlreglers	[As/rad]
$K_n$	Anzugskraftkonstante eines Linearmotors	[N/A]
$K_{n,0}$	Anzugskraft eines Linearmotors ohne Leistungsstromfluss	[N]
$K_P$	Proportionalanteil des Geschwindigkeitsreglers	[Ns/m]
$K_T$	Drehmomentkonstante	[Nm/A]
$K_x$	Proportionalverstärkungsfaktor des Lagereglers bei einer konventionellen Kaskadenstruktur	[rad/s/m]

$l_{FS}$	Stützbreitenabstand zwischen den zwei Führungsschienen eines Profilschienenlinearführungssystems	[m]
$l_{FW}$	Abstand zwischen den zwei Führungswagen einer Führungsschiene in Führungsrichtung	[m]
$L_h$	Lebensdauer	[h]
$m$	Masse	[kg]
$m_T$	bewegte Masse einer Maschinenachse	[kg]
$m_A$	translationsreduzierte Massenträgheit eines rotatorischen Antriebsstrangs	[kg]
$M$	Motormoment	[Nm]
$\underline{M}$	Generalisierte Massenmatrix des MKS-Systems	
$\underline{\underline{M}}^i$	Generalisierte Massenmatrix des Körpers $i$	
$M_{x/y/z}$	Globale Reaktionsmomente einer Translationsführung, als Lastmomente um x-, y- oder z-Achse angreifend	[Nm]
$M_Z$	Zerspanmoment	[Nm]
$n$	Drehzahl	[U/min]
$p$	Lebensdauerexponent	[-]
$P$	Leistung	[W]
$\delta P$	virtuelle Leistung aller äußerer Kräfte eines MKS-Systems	[W]
$\delta P_i$	virtuelle Leistung der inneren Kräfte des Körpers $i$	[W]
$P_0$	äquivalente statische Belastung	[N]
$P_{dyn}$	äquivalente dynamische Belastung	[N]
$P_{max}$	Positionsgenauigkeit	[µm]
$q$	generalisierter Freiheitsgrad	
$q_i$	Zeitabschnitt	[-]
$q_j$	generalisierter Bewegungsfreiheitsgrad (Gelenkvariable)	
$q_e$	elastischer Freiheitsgrad (modale Deformationskoordinate)	
$\underline{Q}$	verallgemeinerter Vektor der eingeprägten äußeren und inneren Kräfte	
$r$	Ruck	[m/s <sup>3</sup> ]
$r_{max}$	zulässiger Maximalruck	[m/s <sup>3</sup> ]

$\vec{r}_P$	Ortsvektor zum Punkt P	[m]
$\vec{r}_p$	Geschwindigkeit am Punkt P	[m/s]
$\vec{r}_p$	Beschleunigung am Punkt P	[m/s <sup>2</sup> ]
$\vec{r}_{A,B}$	Vektor vom Punkt A zum Punkt B	[m]
$\vec{\delta r}$	virtuelle Änderung der Geschwindigkeit	[m/s]
$\Delta \vec{r}_i$	Beitrag der Maschinenkomponente $i$ zur translatorischen Verlagerung zwischen Werkzeugbezugspunkt (TCP) und Werkstücktischbezugspunkt (MCP)	[μm]
$\Delta \vec{r}_{kum}$	Verformungskennlinie der entlang des Kraftflusses kumulierten Beiträge der Maschinenkomponenten $\Delta \vec{r}_i$ zur Verlagerung am TCP	[μm]
$\Delta r_{TCP,i}$	Verformungsbedingte Verlagerung am TCP in Koordinatenrichtung $i$	[μm]
$\Delta \vec{r}_{TCP-MCP}$	verformungsbedingte Gesamtverlagerung zwischen TCP und Werkstücktisch	[μm]
$s$	Weg	[m]
$s_{Axis,i}$	Position am Sensor der Maschinenachse in Achsrichtung $i$	[mm]
$s_{TCP,i}$	Position des TCP in Achskoordinatenrichtung $i$	[mm]
$\Delta s$	Gesamtverfahrweg einer Achse bei Positionierbewegung	[mm]
$S_0$	statische Tragsicherheit	[ - ]
$t$	Zeit	[s]
$t_0$	Anfangszeitpunkt	[s]
$T_{el}$	elektrische Zeitkonstante des Servomotors	[s]
$T_i$	Integralanteil des Stromreglers	[V/A]
$T_n$	Integralanteil des Drehzahlreglers	[A/rad]
$T_n$	Integralanteil des Geschwindigkeitsreglers	[A/m]
$T_{IPO}$	Interpolationstakt	[s]
$u$	Stelleingriffsgröße	
$\underline{u}$	Vektor der Stelleingriffsgrößen	
$u_a$	Motorspannung	[V]
$\vec{u}$	deformationsbedingte, lokale Verschiebung am Punkt P	[m]

$v$	Geschwindigkeit	[m/s]
$\bar{v}$	mittlere Verfahrgeschwindigkeit	[m/s]
$v_c$	Schnittgeschwindigkeit	[m/min]
$v_{eil}$	Eilganggeschwindigkeit	[m/min]
$v_f$	Vorschubgeschwindigkeit	[m/min]
$v_{max}$	Maximalgeschwindigkeit	[m/s]
$v_w$	Sollgeschwindigkeit	[m/s]
$V$	Volumen	[m <sup>3</sup> ]
$V_F$	Kraftverteilungsfaktor zur Aufteilung der globalen Seitenlast- kraft auf lokale Führungswagenkräfte	[-]
$V_M$	Kraftverteilungsfaktor zur Aufteilung der globalen Momente um die Führungshochachse (y-Achse) auf lokale Führungswagenkräfte	[-]
$w_i$	Positionsführungsgröße in Achsrichtung $i$	[mm]
$\underline{w}$	Führungsgrößenvektor	
$x$	Zustandsgröße	
$x$	Positionswert der Maschinenachsrichtung x	[mm]
$x_A$	interner Freiheitsgrad der translationsreduzierten Massenträgheit $m_A$ eines rotatorischen Antriebsstrangs	[m]
$\underline{x}_F$	Vektor der generalisierten Zustandsgrößen in Antriebs- oder Regelungssubsystemen	
$\underline{x}_{MKS}$	Vektor der mechanischen Zustandsgrößen im MKS-System	
$x_T$	Translationsfreiheitsgrad der bewegten Masse $m_T$ in Achsrichtung	[m]
$\Delta x$	Schleppfehler	[μm]
$\Delta x$	verformungsbedingte Verlagerung zwischen TCP und Werkstücktisch in Achskoordinatenrichtung x	[μm]
$y$	Positionswert der Maschinenachsrichtung y	[mm]
$\Delta y$	verformungsbedingte Verlagerung zwischen TCP und Werkstücktisch in Achskoordinatenrichtung y	[μm]
$z$	Positionswert der Maschinenachsrichtung z	[mm]

$\Delta z$	verformungsbedingte Verlagerung zwischen TCP und Werkstücktisch in Achskoordinatenrichtung z	[ $\mu\text{m}$ ]
$\underline{z}$	generalisierte Lagekoordinate	
$\gamma$	Spanwinkel	[ $^{\circ}$ ]
$\delta$	Variationsoperator	
$\lambda$	Zwangskraft	[N;Nm]
$\varphi(z)$	Zwangsbedingung	
$\varphi_j$	Eingriffswinkel der Einzelschneide $j$	[rad]
$\underline{\Phi}_e$	Ansatzfunktion des Ritz-Ansatzes (Mode)	
$\rho$	Dichte	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	[rad/s]

**Abkürzungen:**

2D, 3D	zweidimensional, dreidimensional
API	Application Programming Interface
ASCII	American Standard Code for Information Interchange
CACE	Computer Aided Control Engineering
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
CAM	Computer Aided Manufacturing
CAP	Computer Aided Planning
CA, CAx	Oberbegriffe für Anwendungen im CAE- und CAD-Umfeld
CNC	Computerized Numerical Control
CORBA	Common Object Request Broker Architecture
CPU	Central Processing Unit (deutsch: digitale Recheneinheit)
CSE	Concurrent Simultaneous Engineering
DMU	Digital Mock-Up
DGL	Differentialgleichungen
DOF	Degree of Freedom

EDM	Engineering Data Management
E-CAD	Elektro CAD
FEM	Finite Elemente Methode
FFT	Fast-Fourier-Transformation
HSC	High-Speed-Cutting
IT	Informationstechnik
MB	Mega Byte
MKS	Mehrkörpersystem-Simulation
MCP	Machining Table Center Point (Bezugspunkt am Werkstücktisch)
NC	Numerical Control
OLE	Object Linking and Embedding
PDM	Product Data Management
PLC	Programable Logical Control
P-Glied	Übertragungsglied mit proportionalem Verhalten
PI-Glied	Übertragungsglied mit proportional-integrierendem Verhalten
PT1-Glied	Übertragungsglied mit Verzögerungsverhalten 1. Ordnung
RAM	Random Access Memory
RISC	Reduced Instruction Set Computer
STEP	Standard for the Exchange of Product Model Data (ISO 10303)
TCP	Tool Center Point (deutsch: Werkzeugbezugspunkt)
VR	Virtuelle Realität



---

# 1 Einleitung

## 1.1 Ausgangssituation

### 1.1.1 Wettbewerbsfaktoren der Werkzeugmaschinenindustrie

Moderne computergesteuerte Fertigungseinrichtungen stellen einen entscheidenden Schlüsselfaktor der Produktionstechnik dar. Die heutige Situation im Werkzeugmaschinenbau ist daher geprägt von der Forderung eines globalisierten Marktes nach einer ständigen Verbesserung der Produktivität der Maschinen. Hieraus ergeben sich kontinuierlich steigende Ansprüche vor allem an die erzielbare Mengenleistung, Arbeitsgenauigkeit, Flexibilität und Verfügbarkeit einer Maschine sowie an die aufzuwendenden Investitions- und Betriebskosten (s. [MILBERG 1992], [SCHELLEKENS U. A. 1998]). Gleichzeitig befindet sich die Werkzeugmaschinenindustrie in einer besonders starken, internationalen Wettbewerbssituation. Diese bewirkt, dass Neuentwicklungen unter erheblichem Zeit- und Kostendruck ausgeführt werden müssen. Der Markterfolg eines Unternehmens wird maßgeblich von der Realisierbarkeit kurzer *Time-to-Market* Zyklen bestimmt. Insbesondere für Unternehmen der Werkzeugmaschinenindustrie ist es also eminent wichtig, parallel mit einer Steigerung der Produktqualität die anfallenden Produktentstehungszeiten sowie Entwicklungs- und Fertigungskosten zu reduzieren (vgl. [REINHART U. A. 1994], [RANDOW 1998]).

In diesem Zusammenhang rückt die Leistungsfähigkeit der Produktentwicklung zunehmend als entscheidender Wettbewerbsfaktor in den Vordergrund. In dieser frühen Phase der Produktentstehung werden viele der für die spätere Qualitätsbewertung des Produktes durch den Kunden relevanten Faktoren, wie Funktion, Design und Kosten, in hohem Umfang festgelegt. Lösungsansätze zur Verbesserung von Effektivität und Effizienz der Produktentwicklung bietet die Einführung und der Einsatz neuer Strategien und Methoden der modernen Produktentwicklung (s. Bild 1.1). Wesentliche Impulse liefern hierzu die Konzepte des *Concurrent Simultaneous Engineering* (kurz CSE; Begriff nach [BULLINGER & WARSCHAT 1996]), die auf den Grundgedanken der Parallelisierung, Integration und Standardisierung beruhen. Ausgehend von einer prozessorientierten Sicht der Produktentwicklung als Teilprozess der gesamten Produktentstehung wird der Aufbau durchgängiger und integrierter Prozessketten angestrebt. Neben aufbau- und ablauforganisatorischen Aspekten kommt insbesondere der Unterstützung der Entwicklungsprozesskette mittels moderner Informations- und Kommunikationstechnologien eine zentrale Funktion zu. Der systematische Einsatz der 3D-CAD-Technologie in Verbindung mit Daten- und Projektmanagementsystemen sowie unterschiedlichsten CAE-Engineeringwerkzeugen eröffnet grundsätzlich die Möglichkeit, vorgegebene Entwicklungsziele effizienter zu erreichen.

und Entwicklungsrisiken zu vermindern. Die digitalen Rechnermodelle werden dabei als sogenannte *virtuelle Prototypen* genutzt, um anhand von Simulationsuntersuchungen selbst Produkteigenschaften komplexer Systeme möglichst effizient und frühzeitig im Entwicklungsprozess bewerten und optimieren zu können. Damit soll noch vor der Fertigung des ersten physischen Produktexemplars abgesichert werden, dass die geforderten Leistungsdaten zuverlässig erreicht werden. Somit lassen sich zeit- und kostenaufwendige Nachbesserungen und Mängelbeseitigungen in späteren Produktentstehungsphasen vermeiden. Zudem können die 3D-Produktdaten für Aufgaben in späteren Phasen der Prozesskette, z. B. zur Fertigungs- und Montageplanung, weiterverwendet werden. Auf diese Weise kann insgesamt eine Verkürzung der Produktentstehungszeiten von der Idee bis zum ersten real gefertigten, kundengerechten Produkt erzielt werden.

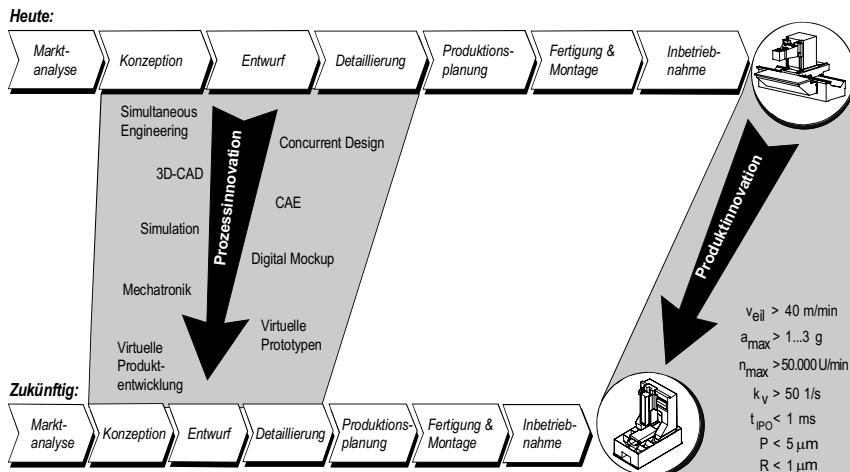


Bild 1.1: *Innovation von Produktentwicklungsprozess und Produkt – Herausforderungen und Chancen im Werkzeugmaschinenbau*

Führende Werkzeugmaschinenunternehmen planen bzw. realisieren derzeit den Einstieg in die 3D-CAD-Technologie, um damit ihre Wettbewerbsfähigkeit zu sichern und zu steigern. Damit wird auch die Absicht verbunden, im Konstruktionsprozess vermehrt rechnergestützte Berechnungsmethoden zur Analyse und Optimierung komplexer Produkteigenschaften einzusetzen (z. B. [KLENK 1997]). Allerdings fehlt ein ausreichend an die Entwicklung von Werkzeugmaschinen angepasster Methodenbaukasten, um den damit verbundenen, höheren Aufwand im Entwicklungsprozess entsprechend effizient umzusetzen. Ferner erfüllen die verfügbaren Software-Systeme die funktionellen Anforderungen, die sich aus den spezifischen Eigenschaften des Produktes „Werkzeugmaschine“ ergeben, häufig nicht

bzw. nur unzulänglich (vgl. [WECK & DAMMER 1997]). Die Einführung konstruktionsbegleitender Berechnungs- und Optimierungsschritte, die über einfache Auslegungs- und Dimensionierungsrechnungen hinausgehen, ist vielen Werkzeugmaschinenunternehmen zur Zeit aufgrund der organisatorisch-personellen Struktur und der wirtschaftlichen Situation nicht möglich. Aus Zeit- und Kostengründen werden komplexe Berechnungsmethoden häufig erst beim Auftreten von Problemfällen an einem real ausgeführten Prototypen angewandt [SCHNEIDER 2000].

Um die anerkannten Potentiale moderner, rechnergestützter Produktentwicklungsmethoden in der Werkzeugmaschinenindustrie noch umfassender nutzbar zu machen, ist ein weiterer Transfer an die spezifischen Anforderungen des Werkzeugmaschinenbaus zu leisten. Insbesondere die verfügbaren CAE-Berechnungswerkzeuge und die Methoden zu deren Anwendung sind noch gezielter für die technologischen Problemstellungen einer Werkzeugmaschinenentwicklung aufzubereiten [REINHART U. A. 1998].

### 1.1.2 Höhere Produktivität durch gesteigerte Bewegungsdynamik

Ein Lösungsansatz zur Erhöhung der Maschinenproduktivität, der insbesondere von Herstellern von Fräsbearbeitungsmaschinen angestrebt wird, ist die gravierende Steigerung der Bewegungsdynamik der Maschinen. Hierunter ist vor allem eine Steigerung des Beschleunigungsvermögens zu verstehen, wodurch sich eine Verbesserung der dynamischen Bahngenaugkeit realisieren lässt, und erst in zweiter Linie eine Erhöhung der maximalen Verfahrgeschwindigkeit. Dieser generelle Entwicklungstrend gilt gleichermaßen für Maschinenkonzepte zur Umsetzung fortschrittlicher Zerspantechnologien mit erhöhter Schnittgeschwindigkeit (*High-Speed-Cutting HSC*) als auch für Werkzeugmaschinen für konventionelle Bearbeitungsstrategien. Dabei ist die HSC-Bearbeitung in unterschiedliche Anwendungsbereiche zu differenzieren: Die gegenüber konventionellen Zerspanverfahren um das 5- bis 10-fach gesteigerten Schnittgeschwindigkeiten erlauben entweder eine Reduktion der Prozesskräfte bei Bearbeitung mit konventionellen Vorschüben ( $v_f = 0,5\text{--}10 \text{ m/min}$ ) und gleichen Zeitspannungsvolumina oder die Steigerung der Spanleistung durch höhere Vorschubgeschwindigkeiten ( $v_f = 5\text{--}30 \text{ m/min}$ ) bei vergleichbarem Schnittkraftniveau (vgl. [SCHULZ 1996A], [WECK & SCHUMACHER 1997]).

Eine Erhöhung der maximalen Achsbeschleunigung sowie der erreichbaren Verfahrgeschwindigkeiten der Maschinenachsen kann in unterschiedlicher Weise produktivitätssteigernd genutzt werden:

- *Höhere Bearbeitungsgenaugigkeit und Maschinenfähigkeit:* Die hochgenaue Einhaltung einer technologisch optimalen Bahnvorschubgeschwindigkeit entlang einer programmierten Raumkontur durch die simultane Bewegung mehrerer, interpolierender Achsen erfordert deren ständiges Beschleunigen und Abbremsen. Somit bildet die Steigerung der Achsbeschleunigungen eine unerlässliche Voraussetzung für die angestrebte

Verbesserung der dynamischen Bahngenaugkeit und damit der Präzision (Maßhaltigkeit und Formgenauigkeit) des gefertigten Bauteils (vgl. [HEISEL U. A. 1996]).

- *Niedrigere Haupt- und Nebenzeiten:* In Verbindung mit höheren Schnittgeschwindigkeiten wird eine deutliche Steigerung der beim Bearbeiten nutzbaren Bahnvorschubgeschwindigkeit möglich bzw. aus technologischen Gründen zwingend notwendig [LEWIS 1995], wodurch sich eine wirkungsvolle Reduktion der Hauptzeiten erzielen lässt. Dies ist von elementarer Bedeutung für hauptzeitintensive Bearbeitungsoperationen, wie sie z. B. im Werkzeug- und Formenbau typisch sind. Außerdem können auch alle nebenzeitrelevanten Bewegungsabläufe, wie Reversierbewegungen oder Werkzeugwechsel, in signifikant kürzerer Zeit absolviert werden. Dieser Vorteil kommt nicht zuletzt bei der Komplettbearbeitung prismatischer Werkstücke mit aufeinanderfolgenden Frä-, Senk-, Bohr- und Gewindebearbeitungsoperationen zum Tragen (vgl. [KAUFELD 1996]).
- *Reduktion von Fertigungskosten:* Eine erhöhte Bewegungsdynamik der Maschine erlaubt, die Zeitanteile im Bearbeitungsablauf mit konstanten, optimalen technologischen Zerspanbedingungen für den Fräsvorgang maßgeblich zu steigern (z. B. konstanter Vorschub pro Schneide). Dies bewirkt i.a. eine deutliche Verlängerung der Werkzeugstandzeiten (vgl. [WECK & BRECHER 1997]), was zu einer vorteilhaften Reduzierung der Maschinenbetriebskosten beiträgt. Außerdem können in Verbindung mit HSC-Bearbeitungsstrategien auch höhere Oberflächenqualitäten erreicht werden, wodurch sich bei Schlichtbearbeitungen bereits Finishing-Qualität erzielen lässt und damit Folgebearbeitungsschritte eingespart werden können [SCHULZ 1996A].

Die zur Nutzung dieses Rationalisierungspotentials notwendige Leistungssteigerung der Maschinendynamik verdeutlichen folgende Zusammenhänge zwischen maximaler Vorschubgeschwindigkeit, erforderlichem Beschleunigungsvermögen und Regelungsdynamik der Vorschubachsen, z.B. bei einer Kreis- oder Eckenfahrt mit Krümmungsradius. Um bei gegebener Kreiskontur die nutzbare Bahnvorschubgeschwindigkeit verdoppeln zu können, ist die vierfache Achsbeschleunigung notwendig. Um hierbei keine höhere Bahnabweichung zuzulassen, muss die Geschwindigkeitsverstärkung der Achslageregler ( $k_v$ -Faktor) ebenfalls verdoppelt werden [HEISEL U. A. 1996], [PRITSCHOW 1996]. Aktuelle Serienmodelle von Fräsbearbeitungszentren erreichen Werte von bis ca. 0,2–1 g Maximalbeschleunigung bei Eilgängen von 30–60 m/min. Für neue Maschinengenerationen werden unter technologischen und wirtschaftlichen Aspekten derzeit Kombinationen von 1,5–3 g Beschleunigung bei maximalen Verfahrgeschwindigkeiten von 60–90 m/min als sinnvoll realisierbare und fertigungstechnisch nutzbare Zielgrößen angegeben (vgl. [FEINAUER 1998]).

Zur Bewertung des dynamischen Leistungsvermögens einer Werkzeugmaschine dürfen allerdings nicht nur die Angaben über die projektierten Maximalwerte der Achsbeschleunigungen und –verfahrgeschwindigkeiten herangezogen werden. Vielmehr sind diese stets

in Verbindung mit der an der Maschine realisierbaren Änderungsgeschwindigkeit der Beschleunigung (Ruck) zu betrachten. Denn diese Größe ist dafür ausschlaggebend, welche Beschleunigungswerte und Verfahrgeschwindigkeiten im realen Maschinenbetrieb und auch auf kurzen Verfahrweglängen tatsächlich nutzbar sind.

Aus physikalischen Gründen stellt die Forderung nach hoher Bahngenaugkeit bei hochdynamischen Verfahrbewegungen einen klassischen Zielkonflikt dar. Höhere Bahngeschwindigkeiten und insbesondere die dazu notwendigen höheren Achsbeschleunigungen sind mit proportional höheren Trägheitswirkungen und Antriebsleistungen verbunden, aus denen eine erhöhte Belastung und Schwingungsanregung für Regelung, Antriebe und Gestellkomponenten resultiert. Neben der statischen Steifigkeit und dem Schwingungsverhalten der Maschinenstruktur wird somit die Bewegungsdynamik der gekoppelten Maschinenachsen immer wichtiger für das Leistungspotential einer hochdynamischen Werkzeugmaschine (s. a. [BERKEMER 1997]). Dieser Zusammenhang ist sowohl bei Maschinen mit konventionellem Achsaufbau als auch bei Maschinenkonzepten mit Parallelkinematiken zu berücksichtigen. Als fundamentale Entwicklungsaufgabe sind möglichst niedrige bewegte Massen in Verbindung mit ausreichend hoher dynamischer Steifigkeit zu erzielen. In der Konsequenz ergeben sich wachsende Anforderungen an die belastungsgerechte Gestaltung der mechanischen Gestellstruktur und der Antriebe einer Maschine, die im Entwicklungsprozess umgesetzt werden müssen (vgl. [WECK & DAMMER 1998], [TÖNSHOFF U. A. 1999]).

### 1.1.3 Werkzeugmaschinen als komplexe mechatronische Produktsysteme

Als ein weiterer Begleitumstand höherer Bewegungskennwerte wächst der Einfluss der auftretenden dynamischen Wechselwirkungen auf die erzielbare Maschinendynamik und das resultierende Bearbeitungsergebnis. Diese treten zwischen dem mechanischen Gestellaufbau und den Antriebskomponenten untereinander sowie mit den Funktionen zur Bahnherzeugung und Regelung und letztlich auch mit dem Bearbeitungsprozess auf.

In diesem Zusammenhang ist zu beachten, dass moderne numerisch gesteuerte Werkzeugmaschinen infolge der fortschreitenden Entwicklung der Maschinen- und Antriebstechnik in zunehmender Ausprägung als typische Beispiele komplexer mechatronischer Systeme zu charakterisieren sind (Bild 1.2). Kennzeichen mechatronischer Systeme ist die Realisierung der geforderten Gesamtfunktionalität durch intensive Integration elektrischer und informationsverarbeitender Funktionselemente auf einem mechanischen Funktionsträger (vgl. z.B. [MIU 1993], [HARASHIMA U. A. 1995], [LÜCKEL 1995], [ISERMANN 1998]). Das im Produktionsbetrieb erzielbare Gesamtverhalten einer NC-Werkzeugmaschine und die damit abgebildete Maschinenproduktivität in Gestalt von Mengenleistung und Bearbeitungsqualität resultiert somit aus dem Zusammenwirken der mechanischen Komponenten, der elektromechanischen Antriebstechnik sowie der eingesetzten Informationstechnik zur Steuerung und Regelung [GROBMAN 1991], [REINHART U. A. 1997].

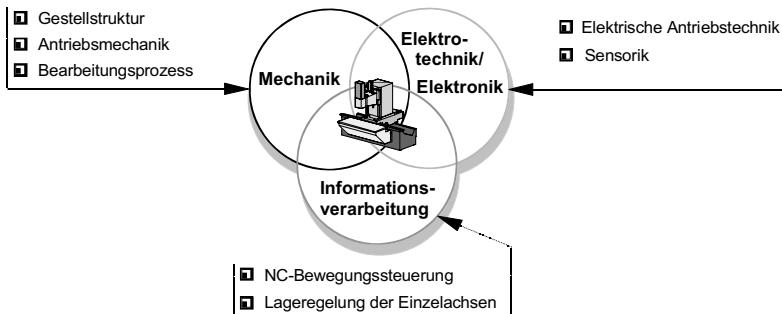


Bild 1.2: *Mechatronisches System Werkzeugmaschine*

Zukünftige Innovationen und Funktionssteigerungen an hochwertigen Maschinen und Systemen der Produktionstechnik werden ohne intelligente, softwarebasierte Informationstechnik und Elektronik nicht möglich sein. Bereits heute ist der Anteil der Mechanik am Gesamtwert einer Maschine von vormals 100 % auf 40 % gesunken, während die heutigen Anteile der Elektronik (20 %) und der Software (40 %) zukünftig weiter ansteigen [BENDER 1998]. Zur Optimierung der Maschinengesamtfunktion ist im Entwicklungsprozess eine gesamtheitliche Betrachtung und Gestaltung der relevanten Funktionsbaugruppen erforderlich.

## 1.2 Problemstellung

Für die derzeitige Situation der Produktentwicklung in der Werkzeugmaschinenindustrie lassen sich folgende Problemfelder identifizieren. Diese bestehen:

1. im unzureichenden Einsatz von Rechnerwerkzeugen und Methoden zur Bewertung und Optimierung des Maschinenverhaltens als Gesamtsystem,
2. in der ungenügenden informationstechnischen Integration und Durchgängigkeit dieser Werkzeuge im Entwicklungsprozess und
3. in organisatorischen Defiziten der Entwicklungsbereiche der Werkzeugmaschinenindustrie.

Ein unzureichender Einsatz rechnergestützter Werkzeuge und Methoden zur entwicklungsbegleitenden Optimierung des Maschinenverhaltens als Gesamtsystem ist vor allem für Untersuchungen der Systemdynamik und des geregelten Bewegungsverhaltens der Gesamtmaschine festzustellen. Gerade bei Werkzeugmaschinen, die sehr hohe Leistungsanforderungen hinsichtlich Präzision und Dynamik erfüllen sollen, führt dies entweder zu zeit- und kostenintensiven Entwicklungen mit weit zurückgreifenden Optimierungsschleifen am Hardwareprototypen oder zu einem hohen Entwicklungsrisiko. Dies hat negative Auswirkungen auf Wettbewerbsfaktoren wie Produktentstehungszeiten (*Time-to-Market*), Kosten und Produktqualität. Hier besteht ein entsprechendes Verbesserungspotential.

Grundsätzlich stehen leistungsfähige Simulationssysteme zur Verfügung, um entsprechende Untersuchungen und Optimierungen des dynamischen Maschinenverhaltens anhand digitaler Rechnerprototypen durchzuführen. Allerdings weisen diese Systeme nach wie vor Defizite in Bezug auf die informationstechnische Integration und Durchgängigkeit auf. Dies erschwert es, die notwendigen Arbeitsschritte unter technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten ausreichend effizient in den Entwicklungsprozess zu integrieren. Hierzu sind geeignete Vorgehensmethoden zu entwickeln, um den Aufbau durchgängiger Prozessketten mit den verfügbaren Rechnerwerkzeugen zu ermöglichen.

Die gesamtheitlich orientierte Entwicklung und Optimierung der Maschine als mechatronisches System bedarf einer intensiven Zusammenarbeit unterschiedlicher Ingenieursdisziplinen. Bei einem typischen Unternehmen des Werkzeugmaschinenbaus verteilen sich die benötigten Kompetenzen üblicherweise auf mehrere Fachabteilungen, z.B. mechanische und Elektro-Konstruktion, Antriebsprojektierung und Steuerungstechnik. Als notwendige Voraussetzung sind daher auch die organisatorischen Strukturen und Geschäftsabläufe im Unternehmen zu überprüfen und geeignet anzupassen, um die interdisziplinäre Bearbeitung, z.B. im Rahmen von temporären Projektteams oder zur Einbindung externer Berechnungsdienstleister, zu unterstützen (vgl. [SCHEER & JOST 1996]).

### 1.3 Zielsetzung

Das Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung verbesserter Vorgehensmethoden und Hilfsmittel zur Optimierung des betriebsbedingten Bewegungsverhaltens NC-gesteuerter Werkzeugmaschinen. Diese sollen im Rahmen eines rechnergestützten Produktentwicklungsprozesses, mit Schwerpunkt in der Entwurfsphase, effizient und zielführend umgesetzt werden können. Die Darstellung der erarbeiteten Ergebnisse erfolgt im konkreten Bezug auf spanende Werkzeugmaschinen für Fräsbearbeitungen, die Übertragung der Ansätze auf andere Anwendungsbereiche ist sinngemäß möglich.

Ausgehend von dieser übergeordneten Zielsetzung werden in dieser Arbeit zwei Teilziele verfolgt:

Als erstes Teilziel sollen Methoden zur Modellbildung, Simulation, Bewertung und Optimierung der Bewegungsdynamik der Gesamtmaschine auf Basis der Mehrkörperdynamik entwickelt werden. Zum Aufbau eines dynamischen Simulationsmodells des Maschinen- gesamtverhaltens ist grundlegend von einer Betrachtung der Maschine als komplexes mechatronisches Gesamtsystem auszugehen. Auf diesem Weg soll ein Gesamtmodell erstellt werden, das die relevanten Einflüsse und Wechselwirkungen der elastischen Maschinenstruktur, der Antriebe, von NC-Steuerung und Achsregelung sowie des Bearbeitungsprozesses bei großräumigen Verfahrbewegungen geeignet erfasst. Außerdem sollen beispielhafte Ansätze und Hilfsmittel zur Auswertung der MKS-Simulationsergebnisse aufgezeigt

werden, um damit eine schnelle Rückführung der Berechnungsresultate in den Konstruktionsprozess zu unterstützen. Dies zielt insbesondere darauf ab, die Bewertungsmöglichkeiten der erzielbaren Bewegungsdynamik der Gesamtmaschine sowie der dynamischen Bahngenaugkeit zwischen Werkstück und Werkzeug zu verbessern.

Als zweites Teilziel der vorliegenden Arbeit sollen Lösungsansätze aufgezeigt werden, um die Modellierungs- und Simulationsschritte möglichst effizient in den rechnergestützten Produktentwicklungsprozess einer Werkzeugmaschine einzubinden. Dazu werden problemangepasste Methoden zum Aufbau des mechatronischen Maschinenmodells in einer 3D-CAD-basierten Vorgehenskette beschrieben. Zu deren Realisierung wird die Verfügbarkeit einer vernetzten Produktentwicklungsumgebung vorausgesetzt, innerhalb der die benötigten CAD/CAE-Systeme bereitgestellt werden. Als wesentlicher Gesichtspunkt ist hierbei die Vernetzung der geometrischen Gestaltung im 3D-CAD-System mit der Erstellung funktionsorientierter Berechnungsmodelle zu betrachten. In diesem Zusammenhang soll insbesondere auf den Einsatz CAD-integrierter MKS- und FEM-Berechnungsfunktionalitäten eingegangen werden.

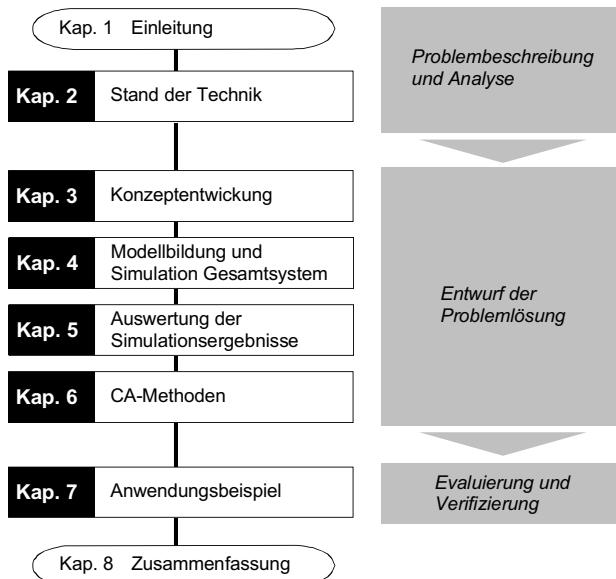
## 1.4 Vorgehen

Aus der Zielsetzung ergibt sich die Vorgehensweise der vorliegenden Arbeit. Bild 1.3 zeigt den zur Darstellung gewählten Aufbau der Arbeit.

*Kapitel 1* dient zur Einführung des Lesers in die Thematik und zur Konfrontation mit den grundlegenden Problemen, um daran anknüpfend die Zielsetzung der Arbeit abzuleiten.

*Kapitel 2* untersucht den Stand der Technik in Bezug auf Methoden und Werkzeuge im Entwicklungsprozess. Dabei wird unterschieden in generelle Ansätze und solche mit konkretem Bezug auf die Entwicklung von Werkzeugmaschinen. Ferner werden bestehende Ansätze zur Simulation der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen diskutiert. In einer zusammenfassenden Bewertung wird der Handlungsbedarf fokussiert, der sich aus der Zielsetzung dieser Arbeit ergibt.

*Kapitel 3* beschreibt das entwickelte Konzept zur Optimierung der Bewegungsdynamik von NC-Werkzeugmaschinen im rechnergestützten Produktentwicklungsprozess. Dabei wird zunächst das zugrundegelegte Vorgehensprinzip zur Maschinenentwicklung erläutert, um die Schritte zur Untersuchung des Bewegungsverhaltens der Gesamtmaschine in den übergeordneten Entwicklungsprozess einzuordnen. Darauf aufbauend wird zum einen die konzipierte Anwendung der Berechnungsmethoden der Mehrkörperdynamik zur Simulation des Maschinenverhaltens bei großräumigen NC-gesteuerten Verfahrbewegungen vorgestellt. Zum anderen wird das informationstechnische Konzept der Systemumgebung skizziert, die für die Umsetzung der Simulationsuntersuchungen in einem rechnergestützten Entwicklungsprozess zugrundegelegt wird.



*Bild 1.3: Vorgehensweise und Struktur der Arbeit*

*Kapitel 4* detailliert die auf Basis der MKS-Methode entwickelten Ansätze zur Modellbildung und Simulation des Bewegungsverhaltens von Werkzeugmaschinen. Der Aufbau des mechatronischen MKS-Maschinengesamtmodells aus Teilmodellen von mechanischer Struktur, Antrieben, NC-Steuerung, Achsregelung und Zerspanprozess wird beschrieben.

*Kapitel 5* stellt Verfahren zur Auswertung der MKS-Simulationsergebnisse vor, die als Grundlage zur Bewertung des Maschinenverhaltens und zur Ableitung von Verbesserungsmaßnahmen dienen.

*Kapitel 6* befasst sich mit den entwickelten Methoden zur effizienten Einbindung der Modellierungs- und Simulationsschritte in einen rechnergestützten Produktentwicklungsprozess. Dazu wird der Aufbau des mechatronischen Modells der Bewegungsdynamik der Gesamtmaschine unter Einsatz integrierter 3D-CAD-, MKS- und FEM-Systeme erläutert.

*Kapitel 7* dokumentiert die Evaluierung der entwickelten Methoden anhand eines realen Anwendungsbeispiels. Dazu wird deren Einsatz im Rahmen eines Industrieprojektes zur Steigerung der dynamischen Leistungseigenschaften eines Fräsbearbeitungszentrums dargestellt und die erzielten Verbesserungen der Leistungsdaten besprochen. Dies schließt die experimentelle Verifizierung der entwickelten MKS-Simulationsmethodik durch den Vergleich von Messung und Simulation mit ein.

*Kapitel 8* fasst die Inhalte der vorliegenden Arbeit abschließend zusammen.

---

## **2 Stand der Forschung und Technik**

### **2.1 Methoden und Werkzeuge für den Produktentwicklungsprozess**

#### **2.1.1 Konstruktionsmethodik**

Unter Konstruktionsmethodik versteht man ein geplantes Vorgehen zum Entwickeln und Konstruieren technischer Produkte unter Einsatz von Methoden und Hilfsmitteln [PAHL & BEITZ 1993].

Die VDI-Richtlinie 2221 [VDI 2221] beschreibt hierzu einen generellen, branchen- und produktunabhängigen Vorgehensplan, der als formale Leitlinie für die Produktentwicklung im Maschinen-, Anlagen- und Apparatebau anwendbar ist. Das Vorgehen im Entwicklungsprozess (s. Bild 2.1) wird in eine Abfolge von Arbeitsabschnitten unterteilt, die zu entsprechenden Arbeitsergebnissen führen. Mehrere Arbeitsschritte können zu Entwicklungsphasen zusammengefasst werden [EHRENSPIEL 1995]. Als zweckmäßige und übliche Einteilung für den Maschinenbau werden nach VDI-Richtlinie 2221 hierzu die folgende Phasen definiert (nach PAHL & BEITZ [1993]):

- Planen und Klären der Aufgabe (informative Festlegung)
- Konzipieren (prinzipielle Festlegung)
- Entwerfen (gestalterische Festlegung)
- Ausarbeiten (herstellungstechnische Festlegung)

Im Entwicklungsablauf erfolgt, ausgehend von den Vorgaben der Produktplanung, zunächst eine Klärung und Präzisierung der Aufgabenstellung mit dem Ziel einer vollständigen Erfassung aller Anforderungen in einer Anforderungsliste. In der Konzeptphase werden aus diesen Anforderungen Gesamt- und Teilfunktionen abgeleitet und zu einer Funktionsstruktur vereinigt. Für die Funktionen werden Lösungsprinzipien gesucht und zu prinzipiellen und qualitativen Lösungen (Konzept) kombiniert. Das durch diese Lösungen beschriebene System wird in realisierbare Systemkomponenten (Module) unterteilt. In der Entwurfsphase werden die Module hinsichtlich ihrer Bedeutung zur Funktionserfüllung analysiert und die maßgeblichen Bauteile und Baugruppen werden gestaltet. Hierbei erfolgt die quantitative Festlegung der funktionellen und sonstigen Produkteigenschaften. Die so entstandenen Vorentwürfe werden zu einem Gesamtentwurf integriert und ergänzt. Dieser bildet die Grundlage der abschließenden Ausarbeitung und Vervollständigung der Konstruktion.

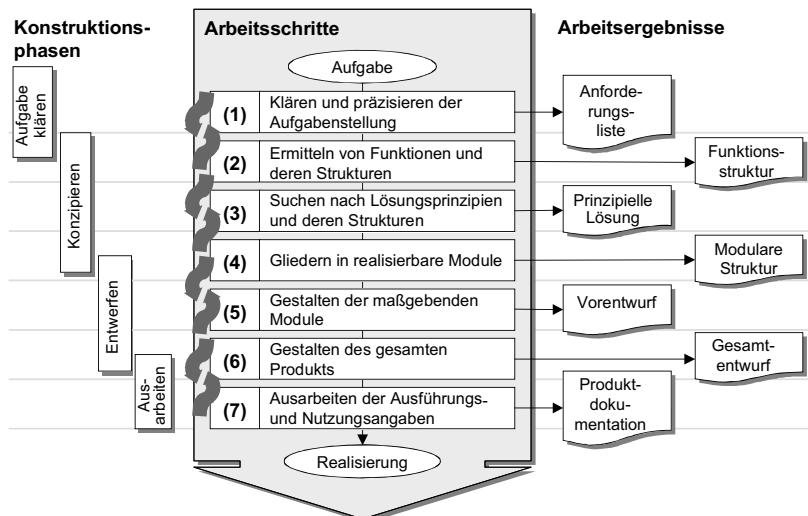


Bild 2.1: Generelles Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren (nach [VDI 2221])

Im Ablauf des Entwicklungsprozesses erfolgt somit eine schrittweise zunehmende Detaillierung der Produktinformationen. Dabei wird entsprechend dem Top-Down-Prinzip der Systemtechnik vorgegangen, d.h. vom Groben zum Detail [HABERFELLNER U. A. 1997]. Das in Bild 2.1 dargestellte Schema darf nicht als rein sequentielle Vorgehensweise verstanden werden. Vielmehr ist in der Praxis ein iteratives Vorgehen die Regel, bei welchem ein ständiges Vor- und Zurückspringen zu einem oder mehreren Arbeitsschritten auftritt [SCHULZ 1996B]. Vor allem bei komplexen Produkten besteht eine hochgradige Vernetzung der Teilaufgaben der Gestaltung und der Berechnung. Nach wichtigen operativen Arbeitsschritten und am Ende jeder Phase sind Entscheidungsschritte notwendig, die über den weiteren Fortgang des Entwicklungsprozesses bestimmen.

In Abhängigkeit vom Innovationsgrad der bestimmenden Merkmale eines Produktes müssen zu seiner Entwicklung die Konstruktionsphasen unterschiedlich intensiv oder teilweise gar nicht durchlaufen werden. Je nach Bearbeitungstiefe werden die Konstruktionsarten Neukonstruktion, Anpassungskonstruktion und Variantenkonstruktion unterschieden, wobei die Grenzen in der Praxis flüssig sein können. Von einer Neukonstruktion spricht man, wenn alle der drei Entwicklungsphasen Konzipieren, Entwerfen und Ausarbeiten in gleicher Weise neu durchlaufen werden. Dies stellt den allgemeinsten aber gleichzeitig auch den Fall mit der geringsten Häufigkeit dar [EHRLENSPIEL 1995]. Bei Anpassungskonstruktionen bleibt man bei bekannten und bewährten Lösungen und passt die Gestaltung an veränderte Randbedingungen und Anforderungen an. Dabei kann eine teilweise Neukonstruktion einzelner Teile und Baugruppen nötig sein. Bei dieser Aufgabenart stehen geometrische, festigkeitsrelevante, fertigungs- und werkstofftechnische Fragestellungen

im Vordergrund. Ist jedoch auch die Gestalt und der Werkstoff bekannt und müssen im wesentlichen nur noch Größe und/oder Anordnung variiert werden (z.B. bei Baureihen, Baukästen), so spricht man von einer Variantenkonstruktion [PAHL & BEITZ 1993].

### 2.1.2 Rechnerunterstützung der Produktentwicklung

Durch die Anwendung rechnergestützter Hilfsmittel sowie methodischer und organisatorischer Ansätze, z.B. *Simultaneous Engineering* oder Bildung produktspezifischer Prozessketten, sind in den vergangenen Jahren bereits erhebliche Potentiale zur Reduzierung der Entwicklungszeiten und -kosten erschlossen worden. Unter den gestiegenen Anforderungen genügen diese Ansätze alleine heute nicht mehr, was verstärkt für die Entwicklung technologisch komplexer Produkte gilt. Weiteres Verbesserungspotential ist in einer erweiterten und durchgängigeren Rechnerunterstützung in der Prozesskette der Produktentwicklung zu sehen. In diesem Zusammenhang gewinnt die Nutzung leistungsfähiger CAE-Systeme (Computer Aided Engineering) zunehmend an Bedeutung [EVERSHEIM & SCHENKE 1999].

Diese Zielsetzung wird mit dem Aufbau und der Nutzung von *Digital Mock-Up's* (auf deutsch: digitale Attrappen) und *virtueller Prototypen* als Bestandteile einer *virtuellen Produktentwicklung* verfolgt [BEUTNER U. A. 1998]. Dabei ist unter einem Digital Mock-Up (DMU) nach gängigen Definitionen in der Literatur die realistische CAD-Darstellung eines Produktes zur Durchführung geometrieorientierter Untersuchungen am virtuellen Zusammenbaumodell zu verstehen. Hierbei stehen Package- und Montageaspekte im Vordergrund [VON PRAUN 1998]. Ein virtueller Prototyp bildet zusätzlich zur Geometrie auch physikalische und logische Produkteigenschaften mit ab, wozu das funktionelle Produktverhalten sowie Fertigungs- und Kundendienstaspekte gehören können. *Virtuelle Produkte* vereinigen in sich die Repräsentation mehrerer physikalischer und logischer Eigenschaften virtueller Prototypen. Der Anspruch der virtuellen Produktentwicklung besteht darin, alle relevanten Produkteigenschaften und Prozesse im Umfeld der Produktentstehung möglichst vollständig am Rechner simulieren zu können [KRAUSE 1997]. Die digitalen Datenmodelle dienen als Grundlage für eine frühzeitige und effiziente abteilungs- und unternehmensübergreifende Abstimmung, Überprüfung, Bewertung und Optimierung der Entwicklungsergebnisse. Dadurch soll auf die zeit- und kostenaufwändige Erstellung physischer Prototypen während des Entwicklungsprozesses verzichtet werden. Im Idealfall soll das erste Produktexemplar, das als Resultat des virtuellen Produktentwicklungsprozesses gefertigt wird, bereits alle kundengerechten Qualitätsmerkmale besitzen. Als Vorreiter in der Anwendung der Methoden der virtuellen Produktentwicklung sind die Luft- und Raumfahrttechnik sowie die Automobilindustrie zu nennen. Nach entsprechenden Untersuchungen kann der Wechsel von physischen Prototypen hin zu „virtuellen Prototypen“ Entwicklungszeiten und -kosten um bis zu 30 % reduzieren [KONSTRUKTION U. ENGINEERING 1998].

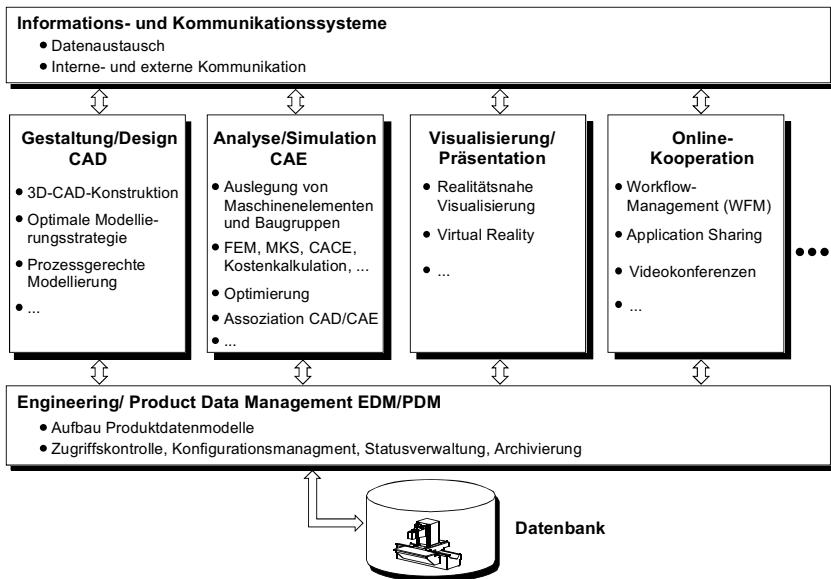


Bild 2.2: Systemkomponenten der virtuellen Produktentwicklung (nach [BEUTNER U. A. 1998])

Die virtuelle Produktentwicklung setzt Methoden voraus, die einerseits den Aufbau virtueller Prototypen im Form von Produkt-Datenmodellen und andererseits das Management der Produktdaten ermöglichen. Zudem muss die Zusammenarbeit der beteiligten Unternehmensbereiche bezüglich der im Entwicklungsprozess vorkommenden Aufgaben durchgängig unterstützt werden. Für diese Zwecke sind bereits heute verschiedene Rechnerwerkzeuge und Systemlösungen verfügbar, die den Aufbau aufgabenspezifisch konfigurierter Entwicklungsarbeitsplätze ermöglichen [VAJNA 1997], [GAUSEMEIER U. A. 1999]. Bild 2.2 zeigt hierzu ein mögliches Konzept einer informationstechnisch vernetzten Rechnerumgebung für virtuelle Produktentwicklungsprozesse. Die Funktion und das Zusammenwirken der aufgeführten Systemklassen soll im folgenden kurz beleuchtet werden:

- Die Basistechnologie der virtuellen Produktentwicklung ist das rechnergestützte Konstruieren mit 3D-CAD-Systemen. Ein wesentliches Kennzeichen der Entwicklung und Konstruktion mit 3D-CAD-Systemen ist die geometrische Modellierung der Produktgestalt im dreidimensionalen Raum (3D-Modellierung) mit Hilfe von Flächen und Volumina. Technische Zeichnungen werden als 2D-Präsentation (graphisch-textuelle Visualisierung) aus dem digitalen Modell der 3D-Geometrie abgeleitet [ANDERL U. A. 2000]. Die 3D-Geometriedaten können für die Weiterverwendung und –verarbeitung mit anderen CA-Systemen unter Berücksichtigung anderer Zielsetzungen genutzt werden (CA-Prozesskette). Bei konsequenter Anwendung lässt sich damit ein großes Potential für den gesamten Produktenstehungsprozess aktivieren [LINNER 1997].

- Für Aufgaben aus dem Bereich der Berechnung und Analyse sind rechnergestützte Hilfsmittel sowohl für einfache Auslegungsberechnungen als auch zur Simulation komplexer Produkteigenschaften mit einzubinden (s. Abschnitt 2.1.3). Die entsprechenden Softwaresysteme werden nach dem englischsprachigen Begriff des *computer aided engineering* üblicherweise als CAE-Werkzeuge bezeichnet.
- Für die realitätsnahe Visualisierung von Geometrie und Simulationsergebnissen ist die *Virtual Reality* (VR) eine neue Dimension der graphischen Simulation. Ziel ist es, die Interaktion zwischen Rechner und Benutzer so zu verändern, dass der Benutzer möglichst umfassend in die Modellwelt einbezogen wird und die dargestellten 3D-Objekte direkt manipulieren kann. Anwendungsvoraussetzung sind neben den 3D-Produktmodellen auch dreidimensionale Präsentations- und Interaktionstechniken (z.B. 3D-Stereoprojektion, Datenhandschuh, Kraftrückkopplungsmechanismen). Insgesamt gesehen befindet sich die VR-Technologie derzeit noch weitgehend in einem Forschungsstadium, erste produktive Anwendungen lassen aber ein großes Potential für den Einsatz als Mensch-Maschine-Schnittstelle erwarten [EVERSHEIM & SCHENKE 1999], [REINHART U. A. 1999B].
- Neben den Applikationen zur Modellierung, Analyse und Optimierung des Produktes bilden Systeme zum Datenmanagement und zum Datenaustausch eine weitere Grundlage der virtuellen Produktentwicklung. Mit Hilfe marktgängiger Engineering- bzw. Product-Data-Management-Systeme (EDM/PDM) können die Zugriffsrechte der Entwicklungsbeteiligten, Modellversionen und Statusinformationen aller Produktmodelldaten verwaltet werden, die redundanzarm und konsistent in einem zentralen Datenbanksystem gehalten werden [KAISER 2000].
- Ein wichtiger Faktor der virtuellen Produktentwicklung ist die notwendige intensive Zusammenarbeit der beteiligten Entwicklungspartner. Zur Verbesserung der Kommunikations- und Informationsflüsse in und zwischen Unternehmen können multimedia gestützte Telekooperationstechnologien eingesetzt werden. Als Beispiele sind intranet- und internetbasierte Dienste wie Videokonferenzsysteme, Application-Sharing, Workgroupsysteme und nicht zuletzt E-Mail zu nennen [LUKAS U. A. 1998]. Neben der unternehmensinternen Zusammenarbeit kann dies auch zur informationstechnischen Einbindung externer Dienstleister und Lieferanten genutzt werden.
- Zur Koordinierung verteilter Produktentwicklungsprozesse nach den Prinzipien des Simultaneous Engineering können unternehmensweite Workflow-Management-Systeme (WFMS) eingesetzt werden. Dies erlaubt eine an der Prozesskette orientierte Planung, Steuerung und Kontrolle der Abläufe in den Entwicklungsphasen [ROSE 1996].

### 2.1.3 Berechnungs- und Simulationsmethoden

#### Einführung

Die Komplexität der Produkte des Maschinenbaus erfordert im Entwicklungsprozess immer den Einsatz einer oder mehrerer Berechnungs- bzw. Simulationsmethoden, um die geeignete Auslegung und Gestaltung unter den gegebenen technisch-funktionalen und wirtschaftlichen Anforderungen abzusichern.

Die beiden Termini „Berechnung“ und „Simulation“ können inhaltlich nur unscharf gegeneinander abgegrenzt werden. Im allgemeinen Sprachgebrauch werden sie deshalb zunehmend als gleichwertige Synonyme verwendet, was auch in der vorliegenden Arbeit praktiziert wird. Streng genommen ist unter Berechnung eine mathematisches Verfahren zu verstehen, das zur analytisch geschlossenen Lösung eines Problems mit statischen oder stationären Randbedingungen dient. Unter Simulation wird in der Regel eine Analyse verstanden, bei der ein zeitliches Verhalten (*dynamic behaviour*) des betrachteten Systems mit einzubeziehen ist. Dies wird auch aus VDI-Richtlinie 3633 deutlich, die Simulation 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“ [VDI 3633].

Während der Prozessphasen Konzeption, Entwurf und Detaillierung sind zahlreiche, unterschiedlich geartete Berechnungsaufgaben zu bewältigen. Dabei werden eine Reihe von Ingenieursdisziplinen in Anspruch genommen. Im Prozessablauf sind die Arbeitsschritte zur konstruktiven Gestaltung und Berechnung in aller Regel iterativ optimierend durchzuführen. Auf diese Weise erfolgt eine fortschreitende Detaillierung der Produktdaten begleitet von einer Zunahme an Informationssicherheit und -umfang [REINHART U. A. 1998].

#### Berechnungsarten

Grundsätzlich können Berechnungsverfahren nach der Intension der Anwendung innerhalb des methodischen Konstruktionsprozesses unterschieden werden in:

- Auslegungsberechnungen,
- Nachweis- bzw. Analyseberechnungen und
- Optimierungsberechnungen.

In den frühen Entwicklungsphasen (Planen/Konzipieren) werden im wesentlichen Auslegungsberechnungen und einfache Nachrechnungen durchgeführt (z. B. nach Normverfahren oder mit einfachen Modellen der Technischen Mechanik). Erst wenn das Produkt/System materiell ausgestaltet ist, ergeben sich auf Basis der vorliegenden technisch-geometrischen Merkmale die erforderlichen Ansatzpunkte zur Anwendung von höherwertigeren Modellierungs- und Berechnungsverfahren [VDI 2211].

## Berechnungs- und Simulationswerkzeuge

Zum Durchführen von Berechnungen im Entwicklungsprozess steht heute eine Vielzahl rechnergestützter Berechnungs- und Simulationswerkzeuge aus unterschiedlichen Ingenieurdisziplinen zur Verfügung. Nachfolgend wird eine Auswahl von häufig im Maschinenbau eingesetzten CAE-Werkzeugen aufgelistet (vgl. [VDI 2211]). Zur detaillierteren Beschreibung von Funktion und Anwendungsmöglichkeiten sei z. B. auf SCHULZ [1996B], BÄR U. A. [1998] und WEBER U. A. [1999] verwiesen.

- Standardsoftware zur eigenständigen Implementierung firmen-, produkt- oder mitarbeiter spezifischer Berechnungsgleichungen:
  - Programmiersprachen und mathematische Bibliotheken.
  - Mathematisch-technische Standardsoftware.
  - Programme für Symbolische Mathematik.
  - Tabellenkalkulations-Software.
  - Auswahl- und Dimensionierungsprogramme für Maschinenelemente und Bau gruppen nach Normverfahren, wie z. B. DIN-Normen, VDI-Richtlinien.
- Simulationssoftware auf der Basis numerischer Verfahren zur Analyse komplexer Pro dukteigenschaften wie z. B.:
  - Finite-Elemente-Methode (FEM) für statische und dynamische Probleme aus Strukturmechanik und Fluidmechanik sowie elektro-magnetische oder thermische Feldprobleme [BATHE 1990].
  - Kinematiksimulationsprogramme und Mehrkörpersimulationsprogramme (MKS) zur kinematischen bzw. kinetischen Verhaltensanalyse beweglicher Mechanis men.
  - Regelsystemsimulationssoftware (*CACE für Computer Aided Control Engineering*) zur Analyse der Systemdynamik und Synthese von Regelkreisen.
- CAD-Systeme mit integrierten Berechnungsmodulen (wobei hier unterschiedlichste Auslegungsberechnungen und numerische Simulationsmethoden realisiert sein kön nen, vgl. Abschnitt 2.1.4).

## Problemgerechter Einsatz im Entwicklungsprozess

Vor dem Hintergrund einer qualitäts-, termin- und kostengerechten Entwicklung techni scher Produkte werden die Entwicklungsverantwortlichen stets mit der Frage konfrontiert, welche Problemstellung, mit welcher Methode, in welcher Phase der Produktentwicklung berechnet werden soll. Dabei genügt es nicht, zur Entscheidungsfindung alleine die Eignung der Berechnungsmethoden für das anstehende Problem aus technischer Sicht zu betrachten. Um einen unangebracht hohen oder unnötigen CAE-Berechnungseinsatz zu

vermeiden („over-engineering“) sind zusätzlich als Kriterien der Zeit- und Kostenaufwand sowie die vorhandene Anwendungserfahrung abzuwegen. Zur Sicherung der Effektivität sollte zum Lösen einer Aufgabe jeweils die Methode zur Anwendung kommen, die unter den gegebenen betrieblichen und produktspezifischen Randbedingungen das beste Aufwand-Nutzen-Verhältnis bietet (vgl. auch [SCHWEIGER & LÖFFEL 1997], [MERTENS 1998], [KLÖCKER 2000]).

Bild 2.3 zeigt eine an der Komplexität der Aufgabenstellung orientierte Zuordnung von Berechnungs- und Simulationswerkzeugen zu den grundsätzlichen Berechnungsarten.

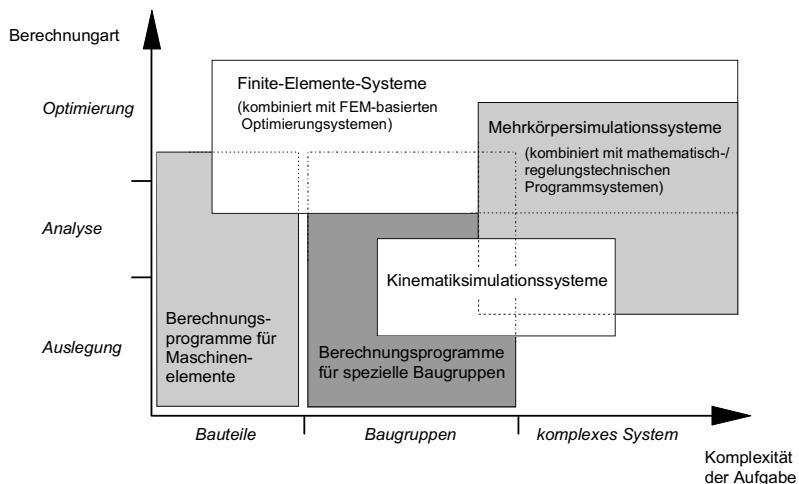


Bild 2.3: Berechnungs- und Simulationswerkzeuge

Trotz des unbestrittenen Nutzens ist zu beachten, dass CAE-Systeme lediglich unterstützende Funktion im Entwicklungsprozess ausüben können. Sie sind kein Ersatz für Produktwissen, Konstruktionserfahrung und Kreativitätspotential der Mitarbeiter des Produktentwicklungsteams. Insbesondere komplexe CAE-Simulationsverfahren erfordern qualifizierte Grundlagenkenntnisse und adäquate Erfahrung, um die Arbeitsschritte bei Modellbildung und Ergebnisinterpretation zielgerichtet und korrekt durchführen zu können.

### **2.1.4 Integration von Gestaltung und Berechnung**

#### **Einführung**

Naturgemäß stehen während eines Produktentwicklungsprozesses die Fragestellungen der Gestaltung und Berechnung in enger Beziehung zueinander. Gerade bei komplexen Produkten müssen die dazu notwendigen Arbeitsschritte häufig mehrfach und iterativ im zeitlichen Ablauf des Entwicklungsprozesses durchgeführt werden. Während Auslegungs- und Dimensionierungsrechnungen schon immer einen integralen Bestandteil der Tätigkeiten des Konstrukteurs bildeten, besteht im Zuge der verstärkten Einführung CAD-integrierter Berechnungsmodule der Anspruch, dass der Konstrukteur zunehmend auch einfachere Simulationsberechnungen selbst durchführt. Dennoch ist davon auszugehen, dass die Analyse anspruchsvollerer Berechnungsprobleme höherer Komplexität auch in absehbarer Zeit dem spezialisierten Berechnungsexperten vorbehalten bleiben wird. Als Folge der angestrebten Intensivierung und frühzeitigeren Einbindung des Berechnungseinsatzes im Entwicklungsprozess ergibt sich zum einen ein stetiger Abstimmungsbedarf zwischen Konstruktion und Berechnung und zum anderen ein anwachsender Informations- und Datenfluss. Jede zeitliche Verkürzung oder Aufwandsminderung der Gestaltungs- und Berechnungszyklen liefert damit i.a. einen Beitrag zur Steigerung von Effizienz und Effektivität der Produktentwicklung [MERTENS 1999].

Die Integration von Gestaltung und Berechnung erfordert daher eine leistungsfähige Rechnerunterstützung, um die durch den Einsatz von Berechnungsmethoden gewinnbaren Informationen möglichst kurzfristig und mit geringem wirtschaftlichem Aufwand im Entwicklungsprozess bereitzustellen. Hierzu sind integrative Maßnahmen sowohl auf der Ebene des Prozess- bzw. Projektmanagements als auch auf der Ebene der Integration und Konfigurierbarkeit von CAD- und CAE-Systemen sowie der Produktdatenmodellierung notwendig [GAUSEMEIER U. A. 1996], [STEINBRINK U. A. 1999].

#### **Informationstechnische Lösungsansätze zur Integration von Gestaltung und Berechnung**

Zur Umsetzung dieser generellen Problemstellung wurden verschiedenste Lösungsansätze verfolgt, die nachstehend in einer kurzen Übersicht zusammengefasst werden sollen:

Die im wissenschaftlichen Bereich untersuchten Ansätze reichen von der Kopplung von CAD-Systemen mit anwendungsspezifischen Berechnungsprogrammen (z.B. [EHRLENSPIEL & WOLFRAM 1993], [Kaiser 1995]) bis hin zur Realisierung umfassender Konstruktionssysteme, die den gesamten Produktentwicklungsprozess von der Anforderungsaufnahme bis zur Erstellung der serienreifen Fertigungsdaten durchgängig unterstützen sollen [GRABOWSKI & RUDE 1990], [MEERKAMM & WEBER 1991], [KLOSE U. A. 1997]. Weitere Integrationsansätze wurden im Kontext anwendungsübergreifender Produktmodelle (z.B. [ANDERL 1992], [GRABOWSKI U. A. 1993], [KRAUSE U. A. 1994], [WEBER U. A. 1999]) sowie

zu Integrationsarchitekturen für offene CAD/CAE-Systemumgebungen (*Engineering Frameworks*) entwickelt [BEITZ 1990], [GAUSEMEIER U. A. 1999].

Im kommerziellen Umfeld wird die Entwicklung vor allem von den Anbietern von 3D-CAD-Systemen vorangetrieben. Zwar besitzen viele 3D-CAD-Systeme nach wie vor einen hochgradig monolithischen Aufbau, so wird dennoch angestrebt, die CAD-Systeme mehr und mehr zu Integrationsumgebungen für verschiedenste CAx-Anwendungen umzugestalten [VAJNA 1997]. In diesem Zusammenhang werden in wachsender Anzahl sowohl von den CAD-Softwarehäusern selbst, als auch von Seiten externer Anbieter Berechnungsmodule entwickelt, die entweder direkt in das CAD-System integriert sind oder über Schnittstellen damit gekoppelt werden können. So bieten heute alle marktführenden 3D-CAD-Systeme beispielsweise die Möglichkeit, die erstellten 3D-Modelle einfachen kinematischen oder strukturmechanischen Analysen zu unterziehen. Die hierfür eingesetzten, CAD-integrierten Berechnungsmodelle entsprechen dabei in Funktionalität und Leistungs-umfang beschränkten Versionen expertenorientierter CAE-Werkzeuge und wurden unter dem maßgeblichen Aspekt einfacher Erlerbarkeit und Bedienung entwickelt. Auch hier wird die Strategie verfolgt, den Analyseaufwand soweit wie möglich zu reduzieren, um eine wiederholte Beurteilung konstruktiver Varianten im iterativen Konstruktionsprozess zu unterstützen (s. a. [SCHNEIDER 2000]).

### Bewertung

Ingesamt kann der bislang erreichte Leistungsstand 3D-CAD-integrierter Berechnungsfunktionalitäten noch nicht als zufriedenstellend bezeichnet werden. Viele der verfügbaren Berechnungsmodelle stellen sich als Insellösungen dar. Herstellerspezifische Kopplungsmechanismen und proprietäre Datenstrukturen wirken sich nachteilig auf die gewünschte Durchgängigkeit des Entwicklungsprozesses aus. Verbesserungsbedarf besteht somit vor allem bezüglich der Interaktion von CAD-Systemen und Berechnungsfunktionen und der datentechnischen Repräsentation unterschiedlicher Produktmodellsichten (vgl. [MERTENS 1999]). Technische Ursachen hierfür sind zum einen fehlende Standards für leistungsfähige, herstellerunabhängige Programmierschnittstellen (*Application Programming Interface API*) respektive die unzureichende Nutzung standardisierter Kommunikationsmechanismen (z. B. CORBA, JAVA, OLE). Zum anderen konnten die Bestrebungen zur Vereinheitlichung bzw. Normung von Produktmodelldaten für unterschiedliche Berechnungssichten, z. B. auf der Basis von STEP (*Standard for the Exchange of Product Model Data*, [Iso 10303]), aufgrund der Komplexität der Materie noch nicht in ein anwendungsreifes Stadium überführt werden (vgl. [DÜRR U. A 1995], [GAUSEMEIER U. A. 1999]). Hingegen kann der Austausch von Geometrieinformationen über STEP als standardisiertes Datenformat bereits als gängige industrielle Praxis betrachtet werden [KAISER 1998].

### 2.1.5 Entwicklung mechatronischer Systeme

#### Mechatronik – Eine Einführung

Der Begriff *Mechatronik* wurde erstmals Ende der sechziger Jahre des 20. Jahrhunderts in Japan durch Verschmelzen der Fachbezeichnungen Mechanik und Elektronik geprägt (s. [ASHLEY 1997]). Wurde darunter anfangs lediglich die Anwendung von Mikroprozessoren zur Steuerung elektrischer Antriebe verstanden, so wird Mechatronik heute als synergetische Integration der Fachgebiete Maschinenbau, Elektrotechnik und digitaler Informations-technik im Bereich der Entwicklung und Fertigung industrieller Produkte und Prozesse interpretiert [HARASHIMA U. A. 1995]. Im weiteren Sinne können alle interdisziplinären Produkte, deren Gesamtfunktionalität auf dem integrativen, computergesteuerten Zusammenwirken heterogener mechanischer, elektrotechnischer und anderer Prinzipien beruht, als mechatronische Systeme bezeichnet werden. Der technologische Integrationsansatz der Mechatronik eröffnet ein hohes Innovationspotential, um intelligente Produkte mit verbesserten oder auch vollkommen neuen Produkteigenschaften zu realisieren, die mehr als die reine Addition der Eigenschaften von mechanischen, elektronischen und informations-verarbeitenden Systemen darstellen [DORN U. A. 1996], [EVERSHEIM U. A. 1998].

Die elementare Grundstruktur eines mechatronischen Systems ist in Bild 2.4 dargestellt. Die Gesamtfunktion des Systems wird realisiert, indem eine Regelungs- und Steuerungseinheit (digitaler Prozessor) über Sensor- und Aktorbaugruppen die Wechselwirkungen eines (meist mechanischen) Grundprozesses mit der Umgebung kontrolliert und entsprechend der externen Führungsgrößenvorgabe steuert. Ein wichtiges Kennzeichen bildet die freie Programmierbarkeit der Algorithmen der on-line und in Echtzeit durchgeföhrten Informationsverarbeitung. Hierdurch können problemspezifisch die geeigneten Methoden der modernen Meß-, Regelungs- und Automatisierungstechnik implementiert werden, um leistungsfähige und intelligente Systemfunktionen zu erzielen. Die Komplexität der Informationsverarbeitung wird im wesentlichen von der Rechenkapazität des Prozessors in Verbindung mit den erzielbaren Abtastfrequenzen der analog-digitalen Messgrößenerfassungskette limitiert (vgl. [BRADLEY 1991], [MIU 1993], [LÜCKEL & WALLASCHEK 1997]).

Zum Aufbau sehr großer mechatronischer Systeme mit komplexer Funktionalität kann eine hierarchische Strukturierung in einzelne, mechatronische Funktionsmodule vorgenommen werden, wobei die einzelnen Hierarchieebenen und Module über Kommunikationskanäle der digitalen Informationsverarbeitungskomponenten miteinander verknüpft werden. Für mechatronische Systeme können abhängig vom baulichen Aufbau zwei Formen der Integration unterschieden werden. Entweder kann die funktionale Kopplung von mechanischen, elektrotechnischen usw. Einzelkomponenten mittels der digitalen Informationsverarbeitung realisiert werden (Softwareseitige Integration/funktionale Integration durch Informationsverarbeitung), oder indem die Funktionselemente auch räumlich auf

einem gemeinsamen mechanischen Grundträger integriert werden (Hardwareseitige Integration/bauliche Integration; [ISERMANN 1996]).

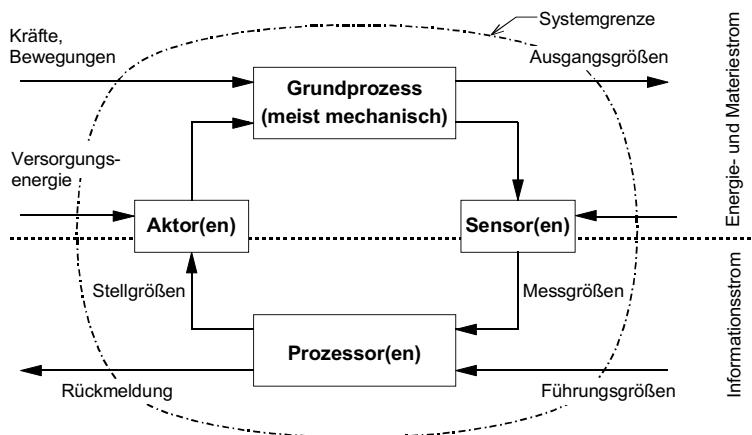


Bild 2.4: Grundstruktur mechatronischer Systeme

### Resultierende Anforderungen an die mechatronikgerechte Produktentwicklung

Ein Produktentwicklungsprozess mechatronischer Systeme kann weitgehend analog zu der in [VDI 2221] beschriebenen, generellen Konstruktionsmethodik im Maschinenbau durchgeführt werden. Jedoch ergeben sich aus der im Vergleich zu Produkten des klassischen Maschinenbaus höheren Komplexität und Heterogenität wesentliche Besonderheiten. Mechatronische Systeme erfordern eine konsequente, gesamtheitliche Betrachtung beim Konzipieren und Entwerfen, wobei eine integrierte und synchronisierte Zusammenarbeit unterschiedlichster Fachdisziplinen von Beginn an sicherzustellen ist [KALLENBACH U. A. 1997]. Infolge der engen Kopplung von Gestalt und Funktion mechatronischer Systeme müssen das mechanische Grundsystem, Aktoren, Sensoren und die Informationsverarbeitung von Anfang an als räumlich und funktionell integrierte Einheit verstanden werden. Dies erfordert den systematischen, aufeinander abgestimmten Entwurf aller Komponenten. Hierzu ist eine durchgängige Rechnerunterstützung der gestalt- und funktionsorientierten Synthes- und Analyseschritte im Entwicklungsprozess mit Hilfe von integrierten CAx-Werkzeugen anzustreben (s. a. [DÜRR U. A 1995], [GAUSEMEIER U. A. 1999], [GRABOWSKI U. A. 2000]). Der massive Einsatz softwarebasierter Datenverarbeitung ermöglicht eine Verlagerung von Aufgaben und Funktionen aus der Mechanik in die Informationsverarbeitung, was häufig eine Vereinfachung des mechanischen Aufbaus gestattet. Das Entwicklungsvorgehen bei mechatronischen Systemen muss dies wesentlich stärker

berücksichtigen, als das bei klassischen Konstruktionsaufgaben notwendig ist [HAHN U. A. 1997]. Nur so können mechatronische Synergieeffekte frühzeitig erkannt und systematisch umgesetzt werden.

Als funktionelle Aufgabe eines mechatronischen Systems steht häufig die Realisierung eines definierten Bewegungsverhaltens der mechanischen Grundstruktur im Mittelpunkt [LÜCKEL & WALLASCHEK 1997]. Zur Auslegung, Bewertung und Optimierung des dynamischen Systemverhaltens mechatronischer Systeme werden dynamische Modelle und darauf aufbauende CAE-Analyse- und Synthesewerkzeuge benötigt. Eine wesentliche Teilaufgabe im Entwicklungskreislauf ist daher die Modellierung und Simulation der Systemdynamik des mechatronischen Systems (Bild 2.5). Dazu muss im ersten Schritt eine Unterteilung in disziplinbezogene Teilsysteme (*Modelldomänen*) vorgenommen werden, die mit den jeweiligen, disziplinspezifischen Beschreibungstechniken modelliert und optimiert werden. Anschließend erfolgt auf der Ebene der mathematischen Modellbeschreibungen die Verknüpfung der Teilmodelle, um das benötigte Simulationsmodell des mechatronischen Gesamtsystems aufzubauen. Dieses dient zur Optimierung der Funktion des Gesamtsystems.

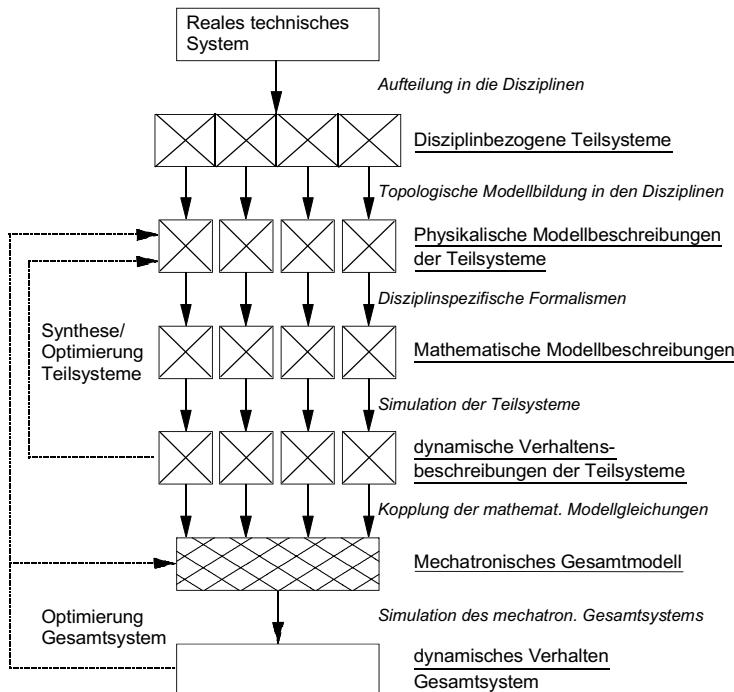


Bild 2.5: Modellierung und Simulation mechatronischer Systeme

## 2.2 Entwicklung von Werkzeugmaschinen

### 2.2.1 Anforderungen und Aufbau spanender Werkzeugmaschinen

#### Allgemeine konstruktive Anforderungen an Werkzeugmaschinen

Die erzielbare Produktivität einer Maschine wird durch die Merkmale Mengenleistung, Fertigungskosten und Arbeitsgenauigkeit definiert [SPUR 1972]. Bild 2.6 zeigt eine Zusammenstellung der wichtigsten technischen und wirtschaftlichen Anforderungen an spanende Werkzeugmaschinen, die sich aus Sicht des Maschinenanwenders ergeben.



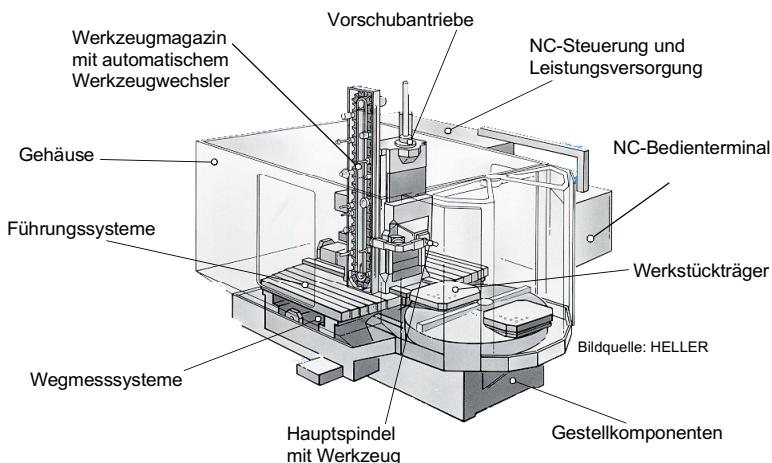
Bild 2.6: Anforderungen an Werkzeugmaschinen (nach [REINHART 1999])

#### Funktioneller Aufbau automatisierter spanender Werkzeugmaschinen

Bild 2.7 zeigt als Beispiel für automatisierte spanende Werkzeugmaschinen den typischen Aufbau und die wesentlichen Komponenten einer NC-Fräsmaschine.

Die automatisierte Durchführung der Fräsbearbeitung eines Werkstücks erfolgt durch das funktionelle Zusammenspiel der NC-Steuerung mit den Haupt- und Vorschubantrieben sowie den Peripherieeinrichtungen der Maschine, wie z.B. einem automatischen Werkzeugwechsler und einer Werkstückhandhabung. Das digitale NC-Steuerungsrechnersystem bildet die zentrale Informationsverarbeitungsinstanz der Maschine und umfasst Funktionen zur Bedien- und Steuerdatenein-/ausgabe (Bedienterminal, Rechnerschnittstelle) sowie zur NC-Programmverwaltung und -verarbeitung. In Gestalt des NC-Programms werden der

Maschinensteuerung alle für die Ablauf- und Bewegungssteuerung einer Werkstückbearbeitung notwendigen geometrischen und technologischen Anweisungen übergeben. Angepasst an die Maschinenkinematik berechnet die Bahnplanung im NC-Steuerungskern hieraus den koordinierten zeitlichen Werteverlauf der Soll-Positionen der einzelnen Maschinenachsen, die als Führungsgrößen zur simultanen Ansteuerung der Lageregelkreise der Vorschubantriebe dienen. Darüber hinaus ist die NC-Steuerung noch für die automatische Ablaufsteuerung und Diagnose aller weiteren Maschinenfunktionen zuständig (z.B. Hauptspindeldrehzahl steuern, Kühlmittelstrom ein-/ausschalten, automatischen Werkzeugwechsel durchführen).



*Bild 2.7: Funktionelle Komponenten von NC-Werkzeugmaschinen*

Aufgabe der Lageregelkreise ist es, die Verfahrbewegungen der einzelnen Vorschubachsen möglichst präzise und verzögerungsfrei dem vorgegebenen Sollwertverlauf nachzuführen. Die Haupt- und Vorschubantriebe dienen dazu, die notwendigen Schnitt- und Vorschubbewegungen auszuführen und die dazu erforderlichen Prozess- und Bewegungskräfte zu erzeugen. Die Gestellkomponenten und die Bewegungsführungen bilden gemeinsam die mechanische Tragstruktur der Maschine. Sie haben die Funktion, den Kraftfluss in der Maschine zu übertragen. Um bei den systembedingt auftretenden statischen und dynamischen Belastungskräften möglichst nur geringe Verlagerungen und Relativschwingungen an der Werkzeug-Eingriffsstelle entstehen zu lassen, ist eine hohe Steifigkeit und ausreichende Dämpfung der Maschinenstruktur und Antriebe notwendig. Die Bewegungsführungen sind zusätzlich dafür verantwortlich, die Verfahrbewegungen der Maschinenachsen auch unter Belastung mit hoher kinematischer Präzision und möglichst spiel- und reibungsfrei zu führen.

### **Entwicklungsanforderungen für hochdynamische Maschinen**

Bei hochdynamischen Werkzeugmaschinen kommt dem dynamischen Systemverhalten entscheidende Bedeutung für die erzielbare Maschinenproduktivität zu. Während eines Bearbeitungsvorgangs unterliegen Maschinenstruktur, Antriebe und Regelung einer ständigen Belastung und Schwingungsanregung durch Gewichtslasten, Unwuchten, statische und dynamische Prozesskräfte sowie durch Massen- und Reibungskräfte beim Beschleunigen der Vorschubachsen. Dabei stellt der gesamte Maschinenaufbau ein schwingungsfähiges Mehrmassen-Feder-Dämpfer-System dar, dessen mechanisches Resonanzverhalten die nutzbare Antriebsdynamik und die erzielbare Regelgenauigkeit begrenzt [PRITSCHOW 1996]. Regelabweichungen der Vorschubantriebe sowie Verformungen der Maschinenstruktur infolge aufgebrachter statischer Lasten führen zu Form- und Maßfehlern am bearbeiteten Werkstück. Dynamische Belastungen regen dagegen Maschinenstruktur und Antriebe bzw. auch die Regelkreise zu Schwingungen an. Bei ungünstigem dynamischen Nachgiebigkeitsverhalten der Maschine führen Schwingungseffekte zur Verschlechterung der Oberflächenqualität und erhöhtem Werkzeugverschleiß und erzwingen damit die Reduktion von Bearbeitungsvorschüben und Schnittgeschwindigkeiten.

Hieraus ergeben sich in dynamischer Hinsicht folgende grundsätzliche Entwicklungsanforderungen für Werkzeugmaschinen mit hoher Bahngenaugkeit bei hohen Bearbeitungsvorschüben (vgl. [HEISEL U. A. 1996], [WECK 1997], [TÖNSHOFF U. A. 1999]):

- Maschinenstrukturen mit hoher statischer und dynamischer Steifigkeit bei niedrigen bewegten Massen.
- Dynamische Vorschubantriebe mit hohem Beschleunigungsvermögen und hohen Verfahrgeschwindigkeiten.
- Achs-Lageregelung mit hohen Geschwindigkeitsverstärkungen ( $k_v$ -Faktor).
- Schnelle Steuerungen mit kurzen Interpolationstakten sowie ruckarmer Bewegungsführung mit stetigen Verläufen der Achsgeschwindigkeiten und -beschleunigungen.

#### **2.2.2 Vorgehensmethodik in der Werkzeugmaschinenkonstruktion**

Die in der Werkzeugmaschinenindustrie in der Praxis eingesetzten Vorgehensweisen zur Maschinenentwicklung können nach dem generellen Vorgehensmodell der VDI-Richtlinie 2221 beschrieben werden (vgl. [ROMANOV 1995], [SANFT 1995]). Bei der Entwicklung einer Werkzeugmaschine ergeben sich aus dem komplexen funktionellen Aufbau der Maschine eine Vielzahl von Aufgabenstellungen, die Kompetenzen aus unterschiedlichen Fachdisziplinen erfordern. In der Vergangenheit wurden die Aufgaben der mechanischen Konstruktion, der Elektrokonstruktion und der Steuerungsprojektierung von aufbau- wie ablauforganisatorisch strikt getrennten Abteilungen in einem sehr stark sequentiell geprägten Entwicklungsprozess bearbeitet [STORR 1994]. Mit dem Ziel der Verkürzung der

Produktentwicklungszeiten und auch aufgrund der steigenden Bedeutung der antriebs- und steuerungstechnischen Komponenten sowohl für Maschinenfunktion als auch Herstellkosten wird zunehmend angestrebt, alle Teilaufgaben und -schritte unter Anwendung kooperativer Entwicklungsmethoden simultan und integriert zu bearbeiten [SIEGLER 1998]. Durch den Rationalisierungsdruck ist eine fortschreitende Abnahme der Fertigungstiefe in den Werkzeugmaschinenunternehmen und damit einhergehend die steigende Verwendung fremdbezogener Standardkomponenten bzw. kompletter Funktionsbaugruppen wie Spindeleinheiten oder Führungssysteme festzustellen. Der Aufgabenschwerpunkt bei der Entwicklung einer Werkzeugmaschine verschiebt sich daher zunehmend von der Systemgestaltung hin zur Systemkonfiguration [TÖNSHOFF & BÖGER 1996].

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

Bild 2.8: Vorgehensschritte in der Werkzeugmaschinenkonstruktion (Quelle: SCHNEIDER [2000] in Anlehnung an REDEKER [1979])

Für die Aufgaben der Mechanikkonstruktion wurde von REDEKER [1979] eine Zuordnung von typischen Arbeitsschritten bei der Werkzeugmaschinenkonstruktion zu den generellen Entwicklungsprozessphasen vorgenommen, s. Bild 2.8. Dabei ist zu beachten, dass bei einer Werkzeugmaschinenentwicklung häufig die Phase der Konzeption mit der Planungsphase verschmilzt, da vielfach Funktionsprinzipien und Funktionsstrukturen einer neuen Maschine mit ihrer Ausrichtung auf ein definiertes Marktsegment bekannt sind und im Pflichtenheft festgelegt werden [SCHNEIDER 2000]. Nach Untersuchungen von ROMANOV [1995] können daher ca. 85 % aller Konstruktionsaufgaben im Werkzeugmaschinenbau den Anpassungs- bzw. Variantenkonstruktionen zugerechnet werden. Weiter wird aus dem Ablaufschema in Bild 2.8 deutlich, dass alle wesentlichen Schritte zur Geometriegestaltung der Gestellstruktur und zur Auslegung der Antriebe in der Entwurfsphase

durchgeführt werden. Daher steht diese Entwicklungsprozessphase für die Optimierung des mechanischen Verhaltens und damit auch für die Optimierung der Maschinendynamik im Vordergrund [ALBERTZ 1995].

Die nach dem derzeitigen Stand der Technik in der Werkzeugmaschinenindustrie durchgeföhrten, entwicklungsbegleitenden Berechnungsanalysen fokussieren auf das Verhalten der Mechanik. Dabei werden mit Berechnungsformeln der technischen Mechanik und Festigkeitslehre oder unter Einsatz von FEM-Systemen hauptsächlich die statische Steifigkeit einzelner Bauteile oder der gesamten Maschinenstruktur untersucht. Üblich sind auch rein kinematisorientierte Analysen des Arbeitsraums oder Kollisionsüberprüfungen. FEM-Berechnungen der Strukturdynamik oder des thermischen Verhaltens der Gesamtmaschine werden nur in Einzelfällen vorgenommen (vgl. [SCHNEIDER 2000]). Simulationsuntersuchungen der Systemdynamik der geregelten Maschine werden allenfalls unter Betrachtung von Einzelachsen durchgeführt.

### 2.2.3 Simulation des Maschinenverhaltens im Entwicklungsprozess

In diesem Kapitel soll ein Überblick über bekannte Ansätze für Berechnungsuntersuchungen gegeben werden, die auf die Analyse und Optimierung des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen im Entwicklungsprozess abzielen und wesentlich die Betrachtung der Gesamtmaschine in den Vordergrund stellen.

Die Analyse des strukturmechanischen Verformungs- und Schwingungsverhaltens der Gestellstrukturen von Werkzeugmaschinen ist Gegenstand einer umfangreichen Anzahl von Arbeiten. Hierzu hat sich insbesondere die Finite-Elemente-Methode bewährt, wobei primär das Maschinenverhalten in einem aussagefähigen Betriebspunkt mit zugehöriger Achsstellungskonfiguration betrachtet wird [WECK 1997]. Bei geeignetem Aufbau eines FEM-Modells der Maschinenstruktur, d. h. unter Abbildung von Gestellbauteilen, Führungssystemen, Spindel-Lager-Systemen und Antrieben, können das statische und dynamische Nachgiebigkeitsverhalten und das Eigenschwingungsverhalten der Gesamtmaschine berechnet werden. Diese Kenngrößen ermöglichen Aussagen über die zu erwartenden Relativverlagerungen an der Zerspanstelle infolge statischer Kräfte und Schwingungsanregungen [FINKE 1977], [ALBERTZ 1995], [CERETTI U. A. 1995], [NEBELING 1998], [PASEK & SZUBA 1998], [SCHNEIDER 2000]. Daneben werden aber auch einfachere Modellansätze beschrieben, bei denen die Gestellkomponenten als Starrkörper (z.B. [HÖHNE U. A. 1996], [LIU 1998]) oder als elastische Balkenelemente (z. B. [GROßMANN 1991]) abgebildet werden, die über diskrete Feder-Dämpfer-Elemente an den Koppelstellen verknüpft sind. Diese werden eingesetzt, um bereits im Konzeptstadium vor der Festlegung der exakten Geometrie erste Aussagen über das Maschinenverhalten tätigen zu können.

Um hinausgehend über das rein mechanische Strukturverhalten auch Aussagen zur Regelungsdynamik und zur erzielbaren Bahngenauigkeit der Werkzeugbewegung treffen zu können, ist die Betrachtung des geregelten Systems erforderlich. BERKEMER [1997] sowie BIANCHI U. A [1996] stellen hierzu vergleichbare Ansätze vor, die beide auf der Abbildung der mechanischen Maschinenstruktur inklusive Gestellkomponenten und Führungssystemsteifigkeiten in einem FEM-Modell basieren. BERKEMER [1997] erweitert das FEM-Maschinenmodell um analytisch aufgestellte Differentialgleichungen, die das Verhalten von Regelkreisen und Motoren abbilden. Die Simulation des geregelten Gesamtsystems erfolgt als transiente Berechnung im FEM-Code durch direkte Integration. Massen- und Steifigkeitsmatrizen der mechanischen Struktur bleiben während der gesamten Simulation konstant, weshalb nur kleine Positionierbewegungen um eine als stationär angenommene Referenzstellung betrachtet werden können. BIANCHI U. A. [1996] betrachten ebenfalls nur kleine Verfahrbewegungen um eine Referenzposition. Nach einer modalen Ordnungsreduktion des FEM-Modells der mechanischen Struktur wird davon ein Modell in Zustandsraumdarstellung abgeleitet. Zur Simulation des Regelungsverhaltens im Zeit- und Frequenzbereich wird das Zustandsraummodell in ein Regelungssimulationssystem eingebunden, in dem neben Regelkreisen und Motorkomponenten auch die Reibung der Führungen abgebildet wird.

Die Mehrkörpersimulationsmethode wird in einer steigenden Anzahl von Untersuchungen zur Analyse des dynamischen Bewegungsverhaltens von Produktionsmaschinen angewendet. Mit der gängigen Anwendung auf Industrieroboter befassen sich u. a. PRITSCHOW & GRONBACH [1993], KREUZER U. A. [1994], PFEIFER [1996], wobei vorrangig Aspekte der Regelungsdynamik sowie Positionier- und Bahngenauigkeit betrachtet werden. Vergleichbare Ansätze zur Simulation von Maschinenkonzepten mit Parallelkinematiken werden z. B. von BOER U. A. [1997], PRITSCHOW U. A [1999] für Starrkörpermodelle oder von MAKKONEN [1999] unter zusätzlicher Abbildung elastischer Körper beschrieben. Zum Hardware-in-the-Loop-Test der Funktionen einer Werkzeugmaschinensteuerung verknüpfen MEIER & KREUSCH [1998] einen CNC-Steuerungsrechner mit einem vereinfachten, echtzeitfähigen MKS-Starrkörpermodell von Maschine und Antrieben. Zur Beurteilung von Werkzeugmaschinenkonzepten für die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung führen WEIKERT & KNAPP [2000] simulative Abschätzungen der strukturbedingten dynamischen Bahnabweichungen am Werkzeug durch. Dabei werden die Gestellkomponenten als Starrkörper modelliert, die über diskrete Feder-Dämpferelemente zur Abbildung der Führungssysteme und Modelle von Achsregelung und Antriebsverhalten gekoppelt werden. WECK & QUEINS [2000] dokumentieren die Anwendung der Mehrkörpersimulation mit flexiblen Körpern zur rechnerischen Modalanalyse einer Portalfräsmaschine. In weiteren Arbeiten wird über die Anwendung der MKS-Methode z. B. zur Simulation des Genauigkeitsverhaltens von Exzenterpressen [WAGENER & FREIHERR 1998] oder zur Optimierung schnelllaufender Webmaschinen [BRANDENBERGER 1996] berichtet.

Alternativ zu den bisher beschriebenen Arbeiten verfolgen WECK & DAMMER [1997] einen als elasto-kinematische Analyse bezeichneten Ansatz. Dieser beruht auf einer sequentiellen Verknüpfung von kinematikorientierter MKS-Bewegungssimulation und anschließender FEM-Verformungsanalyse. Dazu wird zunächst ein MKS-Starrkörpermodell der Maschine aufgebaut, in dem auch Antriebe und Lageregelkreise abgebildet werden. Mit dem MKS-Modell werden dynamische Simulationen NC-gesteuerter Verfahrbewegungen durchgeführt. Anschließend werden die ermittelten Zeitverläufe der Achsstellungen und Belastungen zur Analyse der während dieser Bewegung auftretenden Strukturverformungen an ein FEM-System übergeben, um dort zeitschrittweise die statische Verformung der mechanischen Maschinenstruktur in diesem quasistationär angenommenen Betriebspunkt zu berechnen. Da sich die Achsstellungen der Maschine mit jedem Zeitschritt ändern, wird dazu für jeden FEM-Berechnungsschritt die Topologie des FEM-Modells automatisch angepasst und die Systemmatrizen werden neu generiert.

### 2.2.4 Rechnerunterstützung im Produktentwicklungsprozess von Werkzeugmaschinen

Die derzeit bestehenden, generellen informationstechnischen und methodischen Ansätze zur Weiterentwicklung der Rechnerunterstützung im Produktentwicklungsprozess wurden bereits in den vorhergehenden Kapiteln 2.1.2 bis 2.1.4 dargestellt. Aufbauend darauf werden im folgenden Konzepte diskutiert, die sich mit der Entwicklung von Werkzeugmaschinen als komplexe Produktsysteme und den daraus abzuleitenden, spezifischen Anforderungen an die Rechnerunterstützung befassen.

SANFT [1995] beschreibt den Entwurf und die Ausführung eines Datenverarbeitungssystems zur durchgängigen Unterstützung der Produktentwicklung im Werkzeugmaschinenbau. Auf Basis eines Produktmodells der Werkzeugmaschine erfolgt über ein Datenverwaltungssystem die Integration eines 3D-CAD-Systems, das zur geometrischen Gestaltung dient, mit parameterorientierten Auslegungsprogrammen für Maschinenkomponenten und einem Kinematik-Simulationssystem.

MYON-WOONG U. A. [1999] implementieren ein monolithisches Konstruktionssystem für Bearbeitungszentren. Zu diesem Zweck werden ein Konfigurationswerkzeug, ein CAD-Volumenmodellierer und problemspezifische Analyseprogramme über ein proprietäres Datenmodell verknüpft und unter einer einheitlichen Benutzungsoberfläche bereitgestellt.

Den Aufbau einer Simulationsumgebung zur Unterstützung der Steuerungsentwicklung, Maschinenkonstruktion und Off-line-Progamierung für die Anwendung bei Robotern und Manipulatoren erläutern ANGERBAUER U. A. [1996]. Die informationstechnische Realisierung basiert auf einer Verknüpfung von CAE-Standardwerkzeugen zur Visualisierung und Bewegungsdynamiksimulation mit dem Steuerungssystem der jeweiligen Maschine über Dateischnittstellen und Interprozesskommunikation.

Zur Unterstützung des Prozess- und Datenmanagements bei einer Werkzeugmaschinenentwicklung implementieren GRUNDEL U. A. [1996] ein Werkzeug zur Koordination und parallelen Abwicklung von Projektierungsvorgängen, an denen unterschiedliche Fachabteilungen beteiligt sind.

Den Aufbau eines integrierten Konstruktionsarbeitsplatzes zur virtuellen Produktentwicklung von Werkzeugmaschinen verfolgen WECK & DAMMER [1997]. Dazu werden unterschiedliche Auslegungsprogramme für werkzeugmaschinenspezifische Maschinenelemente und -baugruppen, ein FEM-System, ein MKS-Programm und ein 3D-CAD-System integriert. Um den Datenaustausch zwischen den CAE-Systemen und die gegenseitige automatische Anpassung der Modelle zu ermöglichen, erfolgt die datentechnische Verwaltung zentral in einer objektorientierten Datenbank.

Ein Konzept zum anwendungsorientierten Aufbau einer integrierten Produktentwicklungsumgebung für Werkzeugmaschinen wird von REINHART U. A. [1998] vorgestellt. Zur umfassenden Unterstützung unterschiedlichster Gestaltungs- und Berechnungsaufgaben der Mechanik, Elektrik und Informationsverarbeitung werden ein 3D-CAD-System mit integrierten FEM- und MKS-Systemen sowie ein E-CAD-System, ein Regelungssimulationssystem und ein NC-Kinematiksimulationssystem bereitgestellt. Hierbei dient das 3D-CAD-System als Basiswerkzeug zur Produktbeschreibung. Die 3D-Geometriedaten werden um funktionsorientierte Metainformationen ergänzt, um die Berechnungsmodelle möglichst weitgehend aus den CAD-Modellen (teil-)automatisiert ableiten zu können. Für Aufgaben des Prozess- und Datenmanagements im kooperativen Entwicklungsprozess wird ein EDM/PDM-System mit Workflow-Managementkomponente eingesetzt.

GROßMANN & JAEGER [1998] entwickeln ein Konzipierungssystem für Werkzeugmaschinen, das zur Untersuchung thermischer Verhaltenseigenschaften in der Konzeptphase vorgesehen ist. Über ein objektorientiertes Kommunikations- und Datenverwaltungsmodul werden hierzu ein parametrisches 3D-CAD-System und ein Simulationssystem zur Temperaturberechnung miteinander verknüpft.

### 2.3 Konsequenzen und Abgrenzung

In diesem Kapitel sollen bestehende Defizite der verfügbaren Methoden zur Analyse und Optimierung des dynamischen Maschinenverhaltens von Werkzeugmaschinen im Produktentwicklungsprozess aufgezeigt werden. Aus dem resultierenden Handlungsbedarf wird die inhaltliche Ausrichtung dieser Arbeit abgeleitet und fokussiert.

#### Defizite und Handlungsbedarf

Im Vergleich zu anderen Industriebereichen (z. B. Automobilbau, Luftfahrt) wird das dort bewährte Potential moderner 3D-CAD- und CAE-Systeme zur Steigerung von Effizienz

und Effektivität der Entwicklungsprozesskette im Werkzeugmaschinenbau noch unzureichend genutzt. Ferner bestehen Defizite bezüglich der Nutzung der Innovationsansätze der Mechatronik und der Systemtechnik. Um diese Situation zu verbessern, ist eine geeignete Übertragung und Anpassung an die speziellen technologischen Belange und die wirtschaftlich-organisatorischen Randbedingungen der Entwicklungsabteilungen in der Werkzeugmaschinenindustrie erforderlich.

Obwohl die steigende Bedeutung einer hohen Bewegungsdynamik bei verbesserter Bahngenauigkeit für die Produktivität einer Werkzeugmaschine allgemein erkannt wird, betrachten die meisten aus Forschung und Industrie bekannten Ansätze zur entwicklungsbegleitenden Optimierung des dynamischen Maschinenverhaltens nicht das geregelte System, sondern konzentrieren sich auf rein mechanische Verhaltenseigenschaften (statische Steifigkeit, Strukturdynamik). Es besteht daher Bedarf zur Entwicklung und Qualifizierung leistungsfähiger und innovativer Methoden zur Simulation und Bewertung des dynamischen Bewegungsverhaltens der Gesamtmaschine im Zusammenwirken von Regelung und Mechanik.

Zur rechnergestützten Analyse des mechanischen Verhaltens technischer Systeme haben sich insbesondere die Mehrkörpersimulation und die Finite-Elemente-Methode bewährt. Der primäre Einsatzbereich der FEM-Methode liegt dabei in der Berechnung der Verformungen und der Materialbeanspruchungen bei gegebenen Lasten sowie des Eigenschwingungsverhaltens komplexer mechanischer Strukturen. Die Methode der Mehrkörpersimulation eignet sich dagegen vor allem zur Analyse des kinematischen und dynamischen Verhaltens technischer Systeme, die aus beweglich verbundenen Bauteilen bestehen und die großräumige, nichtlineare Bewegungsabläufe ausführen.

Die auf Basis der FEM-Methode entwickelten Ansätze zur Zeitbereichssimulation des geregelten Bewegungsverhaltens der Gesamtmaschine sind zwar grundsätzlich geeignet, um die Wechselwirkungen zwischen Regelung und Mechanik zu erfassen. Allerdings erfordert die Erweiterung des FEM-Modells der Maschinenstruktur um Regelkreise, Antriebsverhalten und nichtlineare Effekte einen vergleichsweise hohen Modellierungsaufwand. Zudem ergeben sich aus der i. a. hohen Anzahl von Freiheitsgraden eines FEM-Modells erhebliche Anforderungen an die Rechnerressourcen, um beim Einsatz im industriellen Umfeld akzeptable Rechenzeiten zu gewährleisten.

Die Mehrkörpersimulation stellt hierzu einen alternativen Modellansatz dar. Dieser bietet bei vergleichbarer Rechengenauigkeit prinzipbedingte Vorteile hinsichtlich des Modellierungsaufwands und stellt infolge kleinerer Modellordnung auch geringere Anforderungen an die Rechenkapazität. In den bekannten Anwendungen der MKS-Methode zur Analyse der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen wurden bisher allerdings weder die Wechselwirkungen zwischen NC-Steuerungssystem, Antrieben und elastischer Maschinenstruktur detailliert untersucht, noch wurde die Interaktion mit spanenden Bearbeitungsprozessen abgebildet.

### Fokussierung und Abgrenzung

Ausgehend vom identifizierten Handlungsbedarf soll daher als Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit ein Konzept für die entwicklungsbegleitende Modellbildung, Simulation, Bewertung und Optimierung der betriebsbedingten Bewegungsdynamik von NC-Werkzeugmaschinen als mechatronisches Gesamtsystem entwickelt werden. Außerdem sollen Methoden zur effizienten Integration der Simulationsuntersuchungen in einem 3D-CAD-basierten, rechnergestützten Produktentwicklungsprozess ausgearbeitet werden, die mit kommerziell verfügbaren CAD-/CAE-Systemen realisierbar sind.

Die Anwendung und Evaluierung soll am Beispiel hochdynamischer Werkzeugmaschinen für Fräsbearbeitungen mit konventioneller Kinematik mit orthogonalen Linearachsen dargestellt werden. Dabei interessiert nicht die Dynamik isolierter Einzelachsen, sondern deren Zusammenspiel innerhalb einer Gesamtmaschine mit schwingungsfähiger Maschinenstruktur.

Als zentrales Berechnungsverfahren soll die Methode der Mehrkörperdynamik eingesetzt werden. Es sind geeignete Ansätze zu entwickeln, um schrittweise und modularisiert dynamische Simulationsmodelle der Maschine als mechatronisches Gesamtsystem aufzubauen. Die MKS-Modelle sollen die Zeitbereichssimulation großräumiger, NC-gesteuerter Verfahrbewegungen erlauben, um frühzeitig im Entwicklungsprozess Aussagen sowohl über die erzielbare dynamische Bahngenaugkeit als auch über auftretende Maschinenbelastungen abzuleiten. Die hierbei wesentlichen Maschinenkomponenten sind in ihren relevanten Eigenschaften geeignet abzubilden, insbesondere um auftretende dynamische Wechselwirkungen erfassen zu können. Dazu sind Strukturelastizitäten, Nichtlinearitäten und tribologische Effekte angemessen zu berücksichtigen. Als betriebsbedingte Anregungs- und Belastungsfaktoren für das dynamische Bewegungsverhalten sollen neben Bewegungsführung und Regelung speziell auch die Einflüsse spanender Bearbeitungsprozesse in der Mehrkörpersimulation abgebildet werden.

In vielen aus der Literatur bekannten Arbeiten wurden bereits umfassende Konzeptansätze und Realisierungen zur organisatorischen Verbesserung von Entwicklungsprozessen dokumentiert. So etwa die geschäftsprozessorientierte Planung und Steuerung von Entwicklungsabläufen (z. B. [GOLDSTEIN 1999]), oder die Unterstützung kooperativer Arbeitsformen in der multidisziplinären Produktentwicklung (z. B. [ANDERL U. A. 1998]). Dies gilt ebenso für die Integration von CAx-Systemen auf modell- oder systemtechnischer Ebene (z. B. [GAUSEMEIER U. A. 1999]). In der vorliegenden Arbeit wird daher der Bezug zu diesen wichtigen Aspekten hergestellt, sie sind aber nicht Gegenstand der Arbeit.

---

## **3 Konzeption**

### **3.1 Übersicht**

Im vorangegangenen Kapitel wurde der bestehende Handlungsbedarf zur Verbesserung der Produktentwicklung hochdynamischer Werkzeugmaschinen aufgezeigt. Ausgehend von dieser Grundlage wird in diesem Kapitel das erarbeitete Konzept zur entwicklungsbegleitenden Simulation und Optimierung der betriebsbedingten Bewegungsdynamik von NC-Werkzeugmaschinen dargestellt. Dabei wird wie folgt vorgegangen: Zunächst wird das zugrundegelegte Vorgehensprinzip für eine Maschinenentwicklung erläutert, um die Arbeitsschritte zur Untersuchung des Bewegungsverhaltens der Gesamtmaschine in den übergeordneten Entwicklungsprozess einzugliedern (Abschnitt 3.2). Bezugnehmend darauf wird anschließend die konzipierte Anwendung der Mehrkörperdynamik zur Simulation des Maschinenverhaltens bei NC-gesteuerten Verfahrbewegungen dargestellt (Abschnitt 3.3). Im folgenden Abschnitt 3.4 wird ein Konzept zur Umsetzung der Simulationsuntersuchungen im Rahmen der CA-Prozesskette eines rechnergestützten Entwicklungsprozesses vorgestellt.

### **3.2 Mechatronikgerechte Entwicklung von Werkzeugmaschinen**

#### **3.2.1 Anforderungen**

##### **Grundpositionen**

Fundamentale Grundlage des hier vorgestellten Ansatzes ist die gesamtheitliche Betrachtung einer NC-Werkzeugmaschine als mechatronisches System, dessen Gesamtfunktion durch die Interaktion unterschiedlicher mechanischer, elektronischer und informationsverarbeitender Teilsysteme realisiert wird. Moderne NC-Werkzeugmaschinen stellen komplexe Produktsysteme dar, die unter baulichen Gesichtspunkten aus einer Vielzahl von Einzelteilen und Baugruppen bestehen. Zur Beherrschung dieser Komplexität wird bei der Neuentwicklung oder Variantenkonstruktion einer Werkzeugmaschine üblicherweise eine strikte Modularisierung des Maschinenaufbaus angestrebt (vgl. [TÖNSHOFF & BÖGNER 1996]).

##### **Unzulänglichkeiten konventioneller Entwicklungsmethoden**

Der konventionelle Produktentwicklungsprozess in Unternehmen des Werkzeugmaschinenbaus ist, wie bereits erwähnt, durch einen stark sequentiellen Ablauf und eine weitgehend getrennte Bearbeitung der Aufgaben der mechanischen Konstruktion, Antriebsprojektierung,

Elektrokonstruktion und Steuerungsentwicklung geprägt, s. Bild 3.1. In aller Regel beginnt heutzutage die Neuentwicklung einer Maschine mit der Konzeption der Mechanik. Auf der Basis des Mechanik-Konzepts wird ein Lastenheft für die elektronische Steuerung und gegebenenfalls für die Software formuliert. In diesen Fällen werden Elektrokonstruktion und Softwareentwicklung eher als Dienstleistung, weniger als gleichrangig beteiligte Fachdisziplinen verstanden (vgl. [EVERSHEIM U. A. 1998]).

Für das Auslegen und Entwerfen der Module und Teilsysteme der Maschine gemäß den in der Konzeptionsphase definierten technischen Anforderungen werden hauptsächlich Methoden eingesetzt, die sich an der geometrischen Gestalt orientieren. Zwar werden in der industriellen Praxis mit wachsender Verbreitung entwicklungsbegleitende Berechnungen durchgeführt, um einen Werkzeugmaschinenentwurf in unterschiedlichen Eigenschaftsbereichen (Kinematik, Statik, Strukturdynamik, Thermik usw.) bewerten und optimieren zu können. Diese konzentrieren sich bislang jedoch eindeutig auf das Verhalten der Mechanik. Hinsichtlich der Systemdynamik und des regelungstechnischen Verhaltens werden meist nur einzelne, als kritisch eingestufte Teilsysteme (z. B. einzelne Vorschubachsen) und nicht das Maschinengesamtverhalten analysiert.

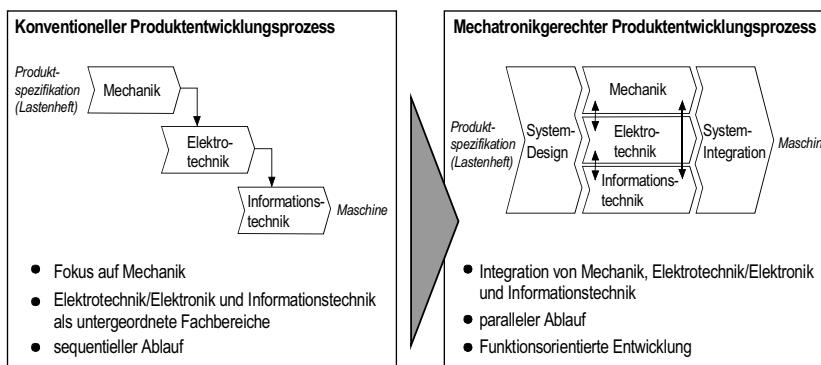


Bild 3.1: Mechatronikgerechte Umgestaltung des Produktentwicklungsprozesses

#### Mechatronikgerechter Produktentwicklungsprozess

Eine mechatronikgerechte Umgestaltung der Produktentwicklung von Werkzeugmaschinen erfordert Veränderungen sowohl der Methoden als auch des systematischen Vorgehens im Entwicklungsprozess. Zentrale Maßnahme ist dabei die integrierte und synchronisierte Zusammenarbeit unterschiedlicher Fachdisziplinen (Mechanik, Elektrotechnik/Elektronik, Informationstechnik) von Beginn der Entwicklung an. Die zunehmende technologische Komplexität und Heterogenität hochdynamischer NC-Werkzeugmaschinen macht in zukünftigen Produktentwicklungsprozessen eine stärkere Beachtung funktionsorientierter

bzw. systemdynamischer Aspekte erforderlich, um die angestrebte Steigerung der Maschinenleistungsfähigkeit sicher zu realisieren. Es erwächst hieraus Bedarf, das funktionale Verhalten nicht nur auf der Ebene ausgewählter Teilsysteme, sondern zusätzlich auch auf der Ebene der Maschine als Gesamtsystem zu untersuchen und zu optimieren. Für diesen Zweck sind Berechnungen mit unterschiedlicher Zielrichtung und Detaillierung durchzuführen, die problemgerecht sowohl nur einzelne Fachdisziplinen spezifisch beleuchten (z. B. Mechanik), als auch disziplinübergreifend die mechatronischen Wechselwirkungen zwischen funktional und räumlich gekoppelten Teilsystemen analysieren.

#### 3.2.2 Anpassung der Vorgehensmethodik im Entwicklungsprozess

Bild 3.2 zeigt einen Vorschlag für ein systematisches Vorgehensmodell zur mechatronikgerechten Produktentwicklung von NC-Werkzeugmaschinen. Basierend auf der Betrachtung als mechatronisches Gesamtsystem und unter Anwendung von Methoden der Systemtechnik wird ein Vorgehen zur strukturierten Problembearbeitung beschrieben, das sich an die allgemeine Konstruktionssystematik nach VDI-Richtlinie 2221, [VDI 2221], anlehnt.

Ausgehend von den definierten Anforderungen an Leistungseigenschaften und Gesamtfunktionalität der zu entwickelnden Werkzeugmaschine erfolgt zuerst eine Konzeption auf Gesamtmaschinenebene. Diese wird im Sinne eines *System-Designs* der Maschine durchgeführt. Nach dem Spezifizieren der Funktionsstruktur der Maschine werden fachdisziplinübergreifend Lösungsprinzipien für die geforderten Teilfunktionen ausgewählt. Orientiert am technischen und ökonomischen Gesamtoptimum ist festzulegen, welche der geforderten Maschinenfunktionen mit mechanischen, elektrischen und elektronischen Lösungsprinzipien oder mittels Software realisiert werden. Die Teilfunktionen sind in der Regel stark miteinander verkoppelt, weshalb deren Auswahl nicht unabhängig voneinander erfolgen kann. Diese Kopplungen können funktionell beabsichtigt oder funktional störend (parasitär) sein (vgl. [KALLENBACH U. A. 1997]). Nach dem Auswählen der Lösungsprinzipien der Teilfunktionen wird eine sinnvolle, modulare und hierarchische Strukturierung der Maschine in realisierbare Teilsysteme oder Module vorgenommen werden (z. B. mechanische Maschinenstruktur, Antriebseinheiten, Hydrauliksystem).

Die anschließende Entwurfsphase gliedert sich in ein 2-stufiges Vorgehen mit Entwurfs- und Optimierungsschritten auf der Ebene der Teilsysteme und des Gesamtsystems. Zunächst erfolgt die Gestaltung der Module und Einzelteile und darauf aufbauend deren Integration zum Gesamtsystem (*Systemintegration*). Dabei müssen die einzelnen Teilsysteme in enger fachdisziplinübergreifender Abstimmung gestaltet werden, so dass sie ihre Teilfunktion optimal erfüllen und daraus die gewünschte Funktionalität des Gesamtsystems resultiert.

In der ersten Stufe der Entwurfsphase werden zunächst auf der Teilsystemebene die Module und deren Komponenten relativ separat und innerhalb ihrer Systemgrenzen betrachtet und mit den für die speziellen Einzelaspekte bewährten und zweckmäßigen Methoden ausgelegt und optimiert. Dazu werden Konstruktionsregeln oder spezifische Optimierungsmethoden verwendet, wobei oft auch vorhandene Standardlösungen oder katalogisierte Komponenten ausgewählt und konfiguriert werden. Für die relevanten Randbedingungen, denen ein Teilsystem im Zusammenspiel mit dem Gesamtsystem unterliegt, sind anhand des vorliegenden Informationsstandes sinnvolle Annahmen zu treffen. Mit zunehmender Detaillierung sind daher die Gültigkeitsbereiche der Teilsystemauslegung zu überprüfen und ggf. die Randbedingungen sukzessive anzupassen. Abhängig vom funktionalen Aufbau eines Teilsystems bzw. Teilfunktionsträgers ist zu dessen Entwurf entweder vorrangig die Kompetenz lediglich einer einzelnen Fachdisziplin (z. B. mechanische Konstruktion der Gestellkomponenten) oder eine disziplinübergreifende Bearbeitung erforderlich (z. B. Auslegung von Vorschubantrieben und Regelung einer Maschinenachse, Projektierung von NC- und PLC-Steuerung). Im Sinne einer Optimierungsschleife auf Teilsystemebene können iterative Synthese- und Analyseschritte durchlaufen werden, die das Bewerten von Gestaltungsvarianten und die Ableitung optimierender Modifikationen erlauben.

Die weiterführende, zweite Stufe der Entwurfsphase betrachtet die Ebene des Gesamtsystems. Um das durchgeführte System-Design evaluieren und optimieren zu können, wird das Zusammenwirken der Teilsysteme im Gesamtsystem analysiert und bewertet. Grundsätzlich können bei einer Werkzeugmaschinenentwicklung die resultierenden Eigenschaften des Maschinenentwurfs in unterschiedlichen Verhaltensbereichen von Interesse sein (z. B. Kinematik, Statik, Strukturdynamik, Bewegungsverhalten, Thermik, Ablauflogik, ...). Zur Untersuchung dieser verschiedenartigen Fragestellungen werden unterschiedliche Simulationsmodelle (Virtuelle Prototypen) des Gesamtmaschinenverhaltens benötigt [ADOLF U. A. 1999]. Dazu werden die Teilsysteme in ihren relevanten Eigenschaften und Kopplungseffekten modelliert und zu einem Modell des Gesamtsystems zusammengefasst. Hierbei ist auf jeden Fall eine disziplinübergreifende Betrachtung notwendig. Die Simulation der Gesamtmodelle zielt darauf ab, die angestrebte Analyse und Bewertung des Gesamtverhaltens der Werkzeugmaschine in den interessierenden Verhaltensbereichen durchführen zu können. Anhand der gewonnenen Aussagen können ggf. Ansätze für die zweckmäßige Auswahl und geeignete Modifikationen der Teilsysteme abgeleitet werden, um so das Verhalten des Maschinenentwurfs hinsichtlich der Gesamtfunktionalität weiter zu verbessern und abzusichern.

In der nachfolgenden Detaillierungsphase wird der rechnergestützt optimierte Maschinenentwurf vervollständigt und fertigungsgerecht ausgearbeitet. Anschließend erfolgt die Herstellung und Inbetriebnahme des ersten realen Maschinenexemplars.

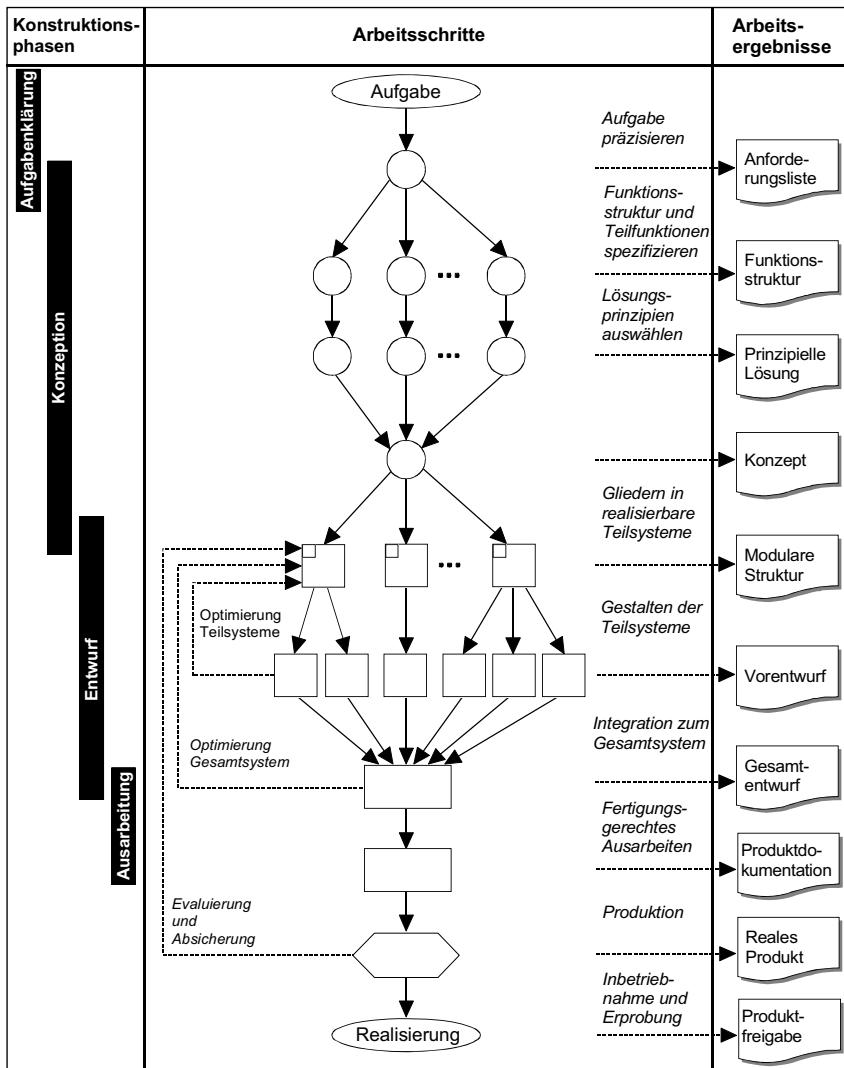


Bild 3.2: Vorgehensmodell zur Entwicklung von Werkzeugmaschinen als mechatronische Systeme

Das vorgeschlagene Entwicklungsvorgehen zielt darauf ab, die Maschineneigenschaften in der Entwicklungsphase soweit abzusichern, dass die geforderten Leistungsdaten sicher erfüllt und Funktionsmängel ausgeschlossen werden können. Änderungsmaßnahmen aufgrund der Erkenntnisse bei Inbetriebnahme und Erprobung des realen Maschinenprototyps sollen minimiert und auf Feinabstimmungen reduziert werden können. Im Idealfall sollten

sich selbst diese Maßnahmen auf reine Änderungen der Software beschränken lassen (z. B. Reglerparametrisierung) und keine konstruktiven Arbeitsschritte mehr erfordern. Die Erprobung des realen Maschineprototyps ermöglicht zusätzlich die Evaluierung der Berechnungsergebnisse. Dabei werden experimentelle System- und Komponententests als integrale Bestandteile der Entwicklungsmethodik verstanden, die in adäquatem Umfang benötigt werden und auf die nicht vollständig verzichtet werden kann (vgl. [LÜCKEL & WALLASCHEK 1997]). Sie dienen sowohl zur permanenten Validierung und gegebenenfalls zur Verbesserung der Simulationsmethoden als auch zur Ermittlung anderweitig nicht bestimmbarer Parameterinformationen.

Dieses Vorgehensmodell kann als methodische Grundlage zur Entwicklung mechatronischer Produkte genutzt werden, um eine hohe Produktqualität mit geringem Entwicklungsrisiko zu erreichen. In der Entwicklungsphase eines Produktes ist dadurch zwar ein höherer Aufwand zu veranschlagen, dieser kann jedoch durch mögliche Rationalisierungseffekte in späteren Phasen der Produktentstehung ausgeglichen oder sogar überkompensiert werden. Beim erstmaligen Durchlaufen dieser Entwicklungsmethodik entsteht ein höherer Einstiegsaufwand für die Erstellung von Modellstrukturen und die Beschaffung benötigter Parameterwerte. Allerdings können Folgeentwicklungen von Maschinen mit vergleichbaren Funktionsstrukturen und Komponenten mit reduziertem Aufwand durchgeführt werden, da Teilmodelle und Erfahrungswissen wiederverwendet werden können. Die Rückführung von Parameterinformationen aus der Erprobung kann zudem genutzt werden, um eine Parameterdatenbasis aufzubauen und zu vergrößern.

### 3.3 Anwendung der Mehrkörpersimulationsmethode zur Bewertung und Optimierung der Bewegungsdynamik unter Betriebsbedingungen

Im vorherigen Abschnitt 3.2 wurde das zugrundegelegte Vorgehensmodell zur Produktentwicklung von Werkzeugmaschinen als komplexe mechatronische Produktsysteme erläutert. Hierbei wurde nochmals der Bedarf und die Motivation für Arbeitsschritte zur simulationsgestützten Untersuchung und Optimierung des Gesamtsystemverhaltens begründet und diese in den Ablauf des Entwicklungsprozesses eingeordnet. Als ein entsprechender Methodenbaukasten zur Untersuchung des Gesamtsystemverhaltens wird nun das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Konzept zur Anwendung der Mehrkörperdynamik zur Simulation des dynamischen Maschinenverhaltens spanender Werkzeugmaschinen bei großräumigen Verfahrbewegungen dargestellt.

### 3.3.1 Grundlagen der Mehrkörpersimulation

#### Grundbegriffe und Modellvorstellung

Der Begriff *Mehrkörpersystem* bezeichnet das physikalische Ersatzmodell, das zum Aufbau der mathematischen Modellbeschreibung des realen Systems dient [WITTENBURG 1977]. Bild 3.3 zeigt die grundlegenden Modellelemente eines Mehrkörpersystems.

Nach der Modellvorstellung besteht ein Mehrkörpersystem aus einer endlichen Anzahl starrer oder elastischer *Körper*, die über Verbindungselemente, wie starre oder nachgiebige Bindungen, Kraftgesetze und Regelmechanismen, miteinander und mit der Umgebung in Wechselwirkung stehen. Während die Massen und Trägheitsmomente der Körper berücksichtigt werden, nimmt man die Verbindungselemente idealisiert als masselos an. Die Verbindungselemente greifen an diskreten Koppelpunkten an den Körpern an. Die aus der Modellvorstellung abgeleitete mathematische Systembeschreibung führt auf Bewegungsgleichungen (Differentialgleichungssystem), die zur Bestimmung des kinematischen und kinetischen Systemverhaltens mit Berechnungsverfahren der numerischen Mathematik gelöst werden.

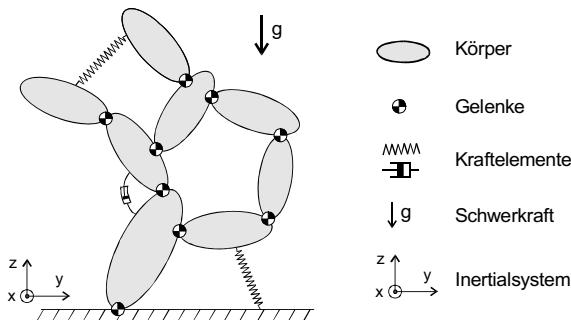


Bild 3.3: Modellbausteine und Topologie eines Mehrkörpersystems

Auf jedem Körper ist ein lokales, körperbezogenes Referenzkoordinatensystem zu definieren, das zur Angabe der Lage des Körperschwerpunkts, des räumlichen Trägheitstensors sowie der Platzierung der Angriffspunkte der Verbindungselemente dient. Ein einzelner Teilkörper besitzt als freier Starrkörper sechs Freiheitsgrade der Bewegung. Werden Elastizitätseigenschaften berücksichtigt, so kommen zusätzliche Freiheitsgrade der Deformation hinzu.

Zur Abbildung kinematischer Bindungen werden die Teilkörper durch idealisierte (d.h. starre und reibungsfreie) *Gelenke* verbunden. Ein Gelenk verbindet jeweils zwei Körper und erlaubt nur bestimmte Bewegungsfreiheitsgrade der Körper relativ zueinander. Die Gelenke stellen damit kinematische Zwangsbedingungen dar, welche die freien Bewegungen

der Körper durch Zwangskräfte bzw. -momente einschränken. Dabei sind beliebige kinematische Bewegungsmöglichkeiten denkbar.

Als nichtkinematische Verbindungelemente werden masselose *Kraftelemente* bzw. *Momentenelemente* vorgesehen, die stets paarweise zwei Körper des Systems verbinden. Diese üben eingeprägte innere Kräfte und Momente aus. Sie greifen dabei an definierten Koppelpunkten der betroffenen Körper an und wirken in entgegengesetzter Richtung. Die inneren Kraftwirkungen können passiver oder aktiver Natur sein und werden über ein hinterlegtes Kraftgesetz beschrieben. Als passiv sind beispielsweise Feder- und Dämpfungs-elemente einzustufen. Ihre Kraftwirkung entsteht als Reaktion auf die relative Lage und Geschwindigkeit der Koppelpunkte. Aktive Kraftwirkungen werden von Stellgliedern unter Zufuhr externer Leistung erzeugt. Zur Abbildung von Regelungsstrukturen können beliebige kinematische und/oder kinetische Zustandsgrößen des Mehrkörpersystems als Messgrößen eines Regelkreises ausgewertet werden. Umgebungseinflüsse auf das Mehrkörpersystem werden durch äußere eingeprägte Kräfte und Momente abgebildet.

Die räumlichen Bewegungen der Körper können durch absolute Koordinaten, d.h. in Bezug auf das Inertialsystem, oder durch lokale Gelenkkoordinaten beschrieben werden. Dabei beziehen sich die auch als Relativvariablen bezeichneten Gelenkkoordinaten auf die relative Lage zweier gelenkig verbundener Körper.

#### Aufstellen von Bewegungsgleichungen

Zur formalen Herleitung der Bewegungsgleichungen eines Mehrkörpersystems kann von unterschiedlichen Axiomen der klassischen Mechanik ausgegangen werden [BREMER & PFEIFFER 1992]. Aus dem Prinzip der virtuellen Leistung nach *Jourdain* beispielsweise folgt für ein aus starren und elastischen Körpern bestehendes MKS-System der Ausdruck:

$$\sum_{i=1}^n \left[ \int_{V_i} \delta \vec{r} (d \vec{f}_e - \vec{r} dm) + \delta P_i \right] + \delta P = 0, \quad (3.1)$$

wobei  $\sum_{i=1}^n$  die Summation über alle  $n$  Teilkörper bedeutet,  $\int_{V_i}$  die Integration über das Gesamtvolumen des Körpers  $i$ ,  $dm$  ein differentielles Massenelement,  $\vec{r}$  die absolute Beschleunigung von  $dm$ ,  $\delta \vec{r}$  die virtuelle Änderung der Geschwindigkeit von  $dm$ ,  $d \vec{f}_e$  die eingeprägten äußeren Kräfte an  $dm$ ,  $\delta P_i$  die virtuelle Leistung der inneren elastischen und viskosen Kräfte im Körper  $i$  und  $\delta P$  die von allen anderen äußeren eingeprägten Kräften und Momenten im System erbrachte virtuelle Leistung [WEI 1992].

#### Abbildung strukturelastischer Körper

Zur Abbildung nachgiebiger Körper in Mehrkörpersystemen werden z.T. unterschiedliche Ansätze verfolgt. Eine Übersicht wird z. B. in SCHWERTASSEK & WALLRAPP [1999] gegeben. In den meisten Fällen wird vorausgesetzt, dass sich die Bewegung eines flexiblen

Körpers zusammensetzen lässt, aus einer großen Referenzbewegung des körperfesten Bezugssystems (oft als Starrkörperbewegung bezeichnet), der kleine, linear-elastische Deformationen überlagert sind. Diese Annahme kann für sehr viele Anwendungen als zulässig erachtet werden. Außerdem lässt sich der Aufwand zur Beschreibung flexibler Körper dadurch wesentlich vereinfachen. Die derzeit in kommerziellen MKS-Programmpaketen implementierten Verfahren zur Abbildung flexibler Körper können daher ausnahmslos der Methode des bewegten Bezugssystems zugeordnet werden, wobei folgende zwei Gruppen zu unterscheiden sind:

1. Direkte Einbindung von FEM-Submodellen in die MKS-Gleichungen -  
nodale Formulierung der Deformationskoordinaten:

Hierbei werden die flexiblen Bauteile als lineare Finite-Elemente-Substruktur modelliert, wobei die Deformation in lokalen Knotenkoordinaten (= nodale Deformationskoordinaten) relativ zum mitbewegten Bezugssystem beschrieben wird. Die zugehörigen Massen-, Steifigkeits- und evtl. Dämpfungsmatrizen werden direkt in die Gleichungslösung der MKS-Gleichungen, die die Starrkörperbewegung beschreiben, integriert. Die hieraus resultierende höhere Anzahl von Freiheitsgraden führt zu einer höheren Systemordnung und fordert somit einen höheren Rechenaufwand.

Neuere Arbeiten, die auf der Einbindung von FEM-Submodellen basieren, ermöglichen die MKS-Simulation von Bewegungen auch mit großen Strukturverformungen elastischer Körper. Basierend auf einer nichtlinearen FEM-Modellierung des flexiblen Körpers werden absolute Koordinaten und deren Ableitungen als Knotenvariablen der Elemente eingeführt. Die auf diese Weise erhaltenen Formfunktionen können beliebige Starrkörperbewegungen der Elemente des Körpers wiedergeben [SHABANA 1996].

2. Raleigh-Ritz-Ansatz zur Beschreibung des Deformationsverhaltens -  
modale Formulierung der Deformationskoordinaten (*Modale Synthese*):

Ausgehend von der Annahme, dass der Körper nur kleinen linear-elastischen Verformungen gegenüber einem unverformten Referenzzustand unterliegt, wird das Deformationsverhalten mit Hilfe eines Ansatzes nach Raleigh-Ritz linearisiert [BREMER & PFEIFFER 1992]. Hierbei wird das Verformungsverhalten über ortsabhängige Ansatzfunktionen (sog. *Mode Shapes*) und zeitabhängige Deformationskoordinaten (= modale Deformationskoordinaten) approximiert. Dadurch kann das Verformungsverhalten des Körpers mit einer niedrigen Anzahl generalisierter Deformationskoordinaten beschrieben werden, was aus numerischer Sicht Vorteile bietet. Die zur modalen Beschreibung eines flexiblen Körpers beliebiger Gestalt benötigten Daten können aus den Modell- und Ergebnisdaten einer vorhergehenden FEM-Analyse des Körpers mit einem verfügbaren Standard-FEM-Programm abgeleitet werden. In der Literatur wird dieses Verfahren häufig auch als *Methode der modalen Synthese* bezeichnet.

Im betrachteten Anwendungsfall kann von der Zulässigkeit der Annahme nur kleiner, linear-elastischer Verformungen der Körper ausgegangen werden. Das im Rahmen dieser Arbeit eingesetzte MKS-Simulationssystem [INTEC 1999A] unterstützt die Abbildung flexibler Körper beliebiger Geometrie mit modaler Repräsentation des Deformationsverhaltens (Modale Synthese). Diese Methode soll daher im folgenden näher beschrieben werden.

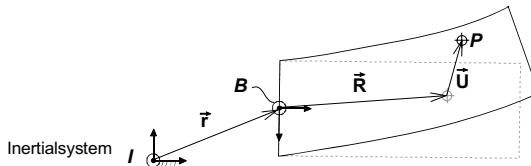


Bild 3.4: Flexible Körper: Beschreibung der Bewegung

Bild 3.4 zeigt einen aus dem Mehrkörpersystem freigeschnittenen flexiblen Körper. Zur Beschreibung der Bewegung dient das Inertialsystem  $I$  und das körperbezogene Referenzsystem  $B$ . Die Bewegung eines materiellen Punktes  $P$ , der im unverformten Referenzzustand die körperfesten Koordinaten  $R$  besitzt, kann relativ zum Inertialsystem wie folgt angegeben werden:

$$\vec{r}_P(R, t) = \vec{r}(t) + \vec{R} + \vec{u}(\vec{R}, t) \quad (3.2)$$

Dabei repräsentiert  $\vec{r}(t)$  die Referenz- oder Starrkörperbewegung des Körperursprungs  $B$  und  $\vec{u}(\vec{R}, t)$  die deformationsbedingten Verschiebungen am Punkt  $P$ , wobei alle Vektoren in ihren Koordinaten im körperfesten Referenzsystem ausgedrückt werden.

Ausgehend von der Annahme linearisierbar kleiner Deformationen kann der zeitlich-räumliche Verformungszustand  $\vec{u}(\vec{R}, t)$  eines Körpers über einen linearen Näherungsansatz nach Rayleigh-Ritz beschrieben werden. Dabei ergibt sich das Deformationsverhalten als endliche Folge von  $m$  ortsabhängigen Ansatzfunktionen  $\vec{\Phi}_e(\vec{R})$ , die mit zeitabhängigen, skalaren Deformationsparametern  $q_e(t)$  gewichtet werden (vgl. [SCHWERTASSEK & WALLRAPP 1999]).

$$\vec{u}(\vec{R}, t) = \sum_{e=1}^m \vec{\Phi}_e(\vec{R}) \cdot q_e(t) \quad (3.3)$$

Als geeignete Ansatzfunktionen  $\vec{\Phi}_e(\vec{R})$  werden Eigenschwingungsvektoren (*dynamische Moden*) und/oder statische Verschiebungsvektoren unter Einheitslast (*statische Moden*) ausgewählt. Diese sind vorab einmalig mittels einer separaten FEM-Berechnung der entsprechenden FE-Modellstrukturen zu berechnen. Dabei sind die Randbedingungen zu berücksichtigen, denen der flexible Körper im MKS-Modell unterliegt.

Mit Gl. (3.3) eingesetzt in Gl. (3.1) ergeben sich unter Verwendung von Methoden der Variationsrechnung die in den Deformationen linearisierten Bewegungsgleichungen eines einzelnen elastischen Körpers  $i$  zu:

$$\underline{M}^i(\underline{q}_e) \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\underline{r}} \\ \dot{\underline{\omega}} \\ \underline{q}_e \end{bmatrix} + \underline{k}^i(\underline{\omega}, \underline{q}_e, \dot{\underline{q}}_e) + \begin{bmatrix} \underline{0} \\ \underline{0} \\ \underline{K}^i(\underline{q}_e) \cdot \underline{q}_e \end{bmatrix} = \underline{h}^i(\underline{r}, \underline{q}_e, \dots). \quad (3.4)$$

In die generalisierte Massenmatrix  $\underline{M}^i$ , die linear von den Deformationskoordinaten abhängt, gehen die Starrkörper-Massedaten und die modale Massenmatrix des flexiblen Körpers sowie die gewählten Ansatzfunktionen mit ein. Dabei sorgen Kopplungsterme für die Verknüpfung der Starrkörperbewegung mit dem Deformationsverhalten.  $\underline{k}^i$  enthält Coriolis- und Zentrifugalkräfte und  $\underline{h}^i$  die eingeprägten äußeren Kräfte.  $\underline{K}^i$  kann neben der modalen Steifigkeitsmatrix der FE-Struktur auch weitere Terme zur Berücksichtigung sogenannter geometrischer Versteifungseffekte enthalten [SACHAU 1996].

### Bewegungsgleichungen elastischer Mehrkörpersysteme

Die Bewegungsgleichungen eines Mehrkörpersystems ergeben sich durch Auswertung und Summation der Gl. (3.4) über alle  $n$  Körper. Dabei ist die Einschränkung der Bewegung durch vorhandene Gelenke in Form von Zwangsbedingungen einzuarbeiten. Zur Beschreibung des Mehrkörpersystems dienen die  $6n$  Lagekoordinaten  $\underline{r}$  bzw.  $\underline{\omega}$  und die  $m$  modalen Deformationsvariablen  $\underline{q}_e$  der Körper. Mit den generalisierten Lagekoordinaten  $\underline{z} = (\underline{r}, \underline{\omega}, \underline{q}_e)^T$  ergeben sich die Bewegungsgleichungen für ein Mehrkörpersystem mit beliebiger Topologie als differential-algebraisches Gleichungssystem:

$$\underline{M}(\underline{z}) \cdot \ddot{\underline{z}} = \underline{f}(\underline{z}, \dot{\underline{z}}, t) - \underline{G}^T(\underline{z}, \dot{\underline{z}}, t) \cdot \underline{\lambda} \quad (3.5)$$

$$\underline{\phi}(\underline{z}) = \underline{0} \quad (3.6)$$

mit:  $\underline{M}(\underline{z})$  verallgemeinerte Massenmatrix der Massen  $m_i$  und Trägheitstensoren  $\underline{J}_i$  der starren und flexiblen Körper,

$\underline{f}$  verallgemeinerter Vektor der eingeprägten äußeren und inneren Kräfte sowie der Coriolis- und Zentrifugalkräfte,

$\underline{\phi}(\underline{z}) = \underline{0}$  Zwangsbedingungen,

$\underline{G} = \frac{\partial \underline{\phi}}{\partial \underline{z}}$  Jacobimatrix der Zwangsbedingungen,

$\underline{\lambda}$  Zwangskräfte.

Für die Bewegungsdifferentialgleichungen (3.5) stellen die kinematischen Zwangsbedingungen (3.6) gekoppelte algebraische Nebenbedingungen dar, die unter Einschluss der Zwangskräfte  $\underline{\lambda}$  gemeinsam gelöst werden müssen. Je nach bestehender Fragestellung werden hierzu verschiedene Lösungsverfahren der numerischen Mathematik eingesetzt (s. z. B. [EICH-SOELLNER & FÜHRER 1998]).

Anhand eines geeigneten Formalismus zur Beschreibung von Systemstruktur, Zwangsbedingungen und Relativkinematik können die Gleichungen (3.5) und (3.6) in Relativgrößen ausgedrückt werden. Als Minimalkoordinaten ergeben sich die  $f$  unabhängigen Gelenkvariablen  $\underline{q}_j$  und die  $m$  modalen Deformationsvariablen  $\underline{q}_e$  (unter der Voraussetzung, dass diese unabhängig voneinander sind). Auf diese Weise kann neben dem Einarbeiten der Zwangsbedingungen eine Reduktion der Freiheitsgrade von  $6n + m$  auf  $f + m$  erzielt werden [KORTÜM & LUGNER 1994]. Mit den generalisierten Koordinaten  $\underline{q} = (\underline{q}_j, \underline{q}_e)^T$  erhält man als Ergebnis eine Minimalgestalt der Bewegungsgleichungen des Mehrkörpersystems in der kompakten Form:

$$\underline{M}(\underline{q}) \cdot \ddot{\underline{q}} + \underline{G}(\underline{q}, \dot{\underline{q}}) = \underline{Q}(\underline{q}, \dot{\underline{q}}, t) \quad (3.7)$$

- mit:  $\underline{M}$  verallgemeinerte Massenmatrix,  
 $\underline{G}$  verallgemeinerter Vektor der Coriolis- und Zentrifugalkräfte,  
 $\underline{Q}$  verallgemeinerter Vektor der eingeprägten äußeren und inneren Kräfte.

### Einbindung von Antrieben und Regelungssystemen in die Mehrkörpersimulation

Als Voraussetzung für die Simulation des dynamischen Verhaltens eines mechatronischen Systems sind die vorhandenen Antriebe, die Sensoren sowie die Steuerungs- und Regelungskomponenten zu berücksichtigen. Zur Abbildung der Funktionalität und der charakteristischen Eigendynamik dieser Teilsysteme sind mit den Beschreibungstechniken der jeweiligen Fachdisziplin (z. B. Regelungstechnik, Hydraulik, Pneumatik, Elektrotechnik) entsprechende Modellbeschreibungen bereitzustellen. Anschließend sind die Teilmodelle der Aktoren, der Sensoren und der Regelungstechnischen Komponenten mit dem Modell des mechanischen Grundsystems zu verknüpfen, das im vorliegenden Fall als Mehrkörpermodell realisiert wurde.

Die Konventionen der Mehrkörperdynamik sehen zur Einbindung von Stellgliedern die formalisierte Beschreibung als masseloses Kraftelement vor, die die eingeprägten Kräfte  $\underline{f}^s$  zur Dynamik des mechanischen Systems beitragen. Die eingeprägten Kräfte und Momente der  $l$  dynamikbehafteten Stellglieder werden in der Spaltenmatrix (3.8) der generalisierten Stellkräfte  $\underline{f}^s$  zusammengefasst [BÜHRLE 1996].

$$\underline{f}^s = \begin{bmatrix} \underline{f}_1^s & \underline{f}_2^s & \cdots & \underline{f}_l^s \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

Die Bewegungsgleichungen (3.7) eines Mehrkörpersystems mit  $f + m$  Freiheitsgraden können mit (3.8) in die Zustandsform

$$\dot{\underline{x}}_{MKS} = \underline{f}^*(\underline{x}_{MKS}, \underline{f}^s) \quad (3.9)$$

umgeschrieben werden, wobei der Zustandsvektor  $\underline{x}_{MKS}$  die  $f + m$  Lage- und Deformationsfreiheitsgrade  $\underline{q}_j, \underline{q}_e$  sowie deren zeitliche Ableitung  $\dot{\underline{q}}_j, \dot{\underline{q}}_e$  enthält.

Aus der Modellbildung der Dynamik eines Aktors nach den fachdisziplinspezifischen Gesetzmäßigkeiten ergeben sich mit den  $p$  unabhängigen Zustandsvariablen  $\underline{x}_F$  und den externen Eingangsgrößen  $\underline{u}(t)$  die Zustandsgleichungen der Stellglieddynamik:

$$\dot{\underline{x}}_F = \underline{f}^{**}(\underline{x}_F, \underline{g}_a, \underline{u}). \quad (3.10)$$

Über die Kopplungselemente  $\underline{g}_a$  steht die Dynamik der Antriebe (3.10) in Wechselwirkung mit dem Mehrkörpersystem (3.9). Die Kopplungselemente ergeben sich aus der Einbausituation der Aktoren in das Mehrkörpersystem und beschreiben die algebraische Abhängigkeit kinematischer Antriebsgrößen von den Gelenk- und Deformationsvariablen des mechanischen Mehrkörpersystems (3.9).

$$\underline{g}_a = \underline{g}_a(\underline{x}_{MKS}, \dot{\underline{x}}_{MKS}) \quad (3.11)$$

Die generalisierten Stellkräfte (3.8) können nun als Funktionen der unabhängigen Zustandsgrößen der Antriebe und der Zustandsgrößen des Mehrkörpersystems angegeben werden.

$$\underline{f}^s = \underline{f}^s(\underline{x}_{MKS}, \dot{\underline{x}}_{MKS}, \underline{x}_F) \quad (3.12)$$

Setzt man (3.12) in (3.9) und (3.11) in (3.10) ein, so ergibt sich abschließend in geschlossener Form das gekoppelte Differentialgleichungssystem des Mehrkörpermodells mit eingedynamikbehafteten Antriebselementen der Ordnung  $2 \cdot (f+m) + p$ :

$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}}_{MKS} &= \underline{f}(\underline{x}_{MKS}, \underline{x}_F) \\ \dot{\underline{x}}_F &= \underline{f}^{***}(\underline{x}_{MKS}, \underline{x}_F, \underline{u}). \end{aligned} \quad (3.13)$$

Zum Aufbau des Simulationsmodells eines geregelten Systems muss das Modell der Strecke (3.13) mit weiteren Gleichungen verknüpft werden, die das Verhalten der Steuerungs- und Regelungskomponenten und der Sensoren abbilden. Hierzu kann folgende allgemeine Struktur angegeben werden:

$$\underline{u} = \underline{h}(\underline{x}_{MKS}, \dot{\underline{x}}_{MKS}, \underline{x}_F, \dot{\underline{x}}_F, \underline{w}). \quad (3.14)$$

Im Falle digitaler Regelkreise stellt Gl. (3.14) zeitdiskrete, algebraische Gleichungen dar, die an den Zeitpunkten der Regeltakte ausgewertet werden. Sind dagegen kontinuierliche Regelkreise oder dynamikbehaftete Sensoren zu modellieren, so repräsentiert (3.14) einen Satz zusätzlicher Differentialgleichungen.

Der Zeitverlauf der Sollwertgrößen  $\underline{w}(t)$  der Regelstrecke wird von der übergeordneten Steuerungsinstanz vorgegeben, wobei es sich z. B. um die Positionssollwertverläufe für die Bewegungssachsen des Systems handeln kann. Aus den Zustandsgrößen des Modells der Regelstrecke (3.13) können über Sensoren die benötigten Messgrößen ermittelt und in das Regelsystem zurückgeführt werden (z. B. kinematische Ist-Position der Gelenke). Bei Bedarf können auch das Zeitverhalten der Sensoren sowie Störeinflüsse berücksichtigt

werden. Durch die Verrechnung von Soll- und Istwerten in Gl. (3.14) entsprechend dem hinterlegten Regelgesetz erfolgt die Berechnung der Stelleingriffsgrößen  $\underline{u}(t)$ , mit denen die Antriebe angesteuert werden (z. B. Motorsollspannungen).

#### **Rechnergestützte Mehrkörpersimulation (Computational Multibody Dynamics)**

Moderne Softwarepakete zur rechnergestützten Mehrkörpersimulation bieten eine umfangreiche Werkzeugunterstützung für den Aufbau, zur numerischen Simulation und zur Ergebnisdatenauswertung von MKS-Modellen. Die Modellierung erfolgt eingebunden in die Bedienoberfläche des MKS-Programmsystems mit einem grafisch-interaktiven Modellierungsmodul aus parametrisierten Modellelementbausteinen (starre und flexible Körper, Gelenke, Kraftelemente, Sensoren, Regelungselemente etc.), welche in einer Bibliothek bereitgestellt werden (*Preprocessing*). Integriert in die Modellierung wird eine graphische 3D-Visualisierung des MKS-Modells erzeugt. Die Bewegungsgleichungen werden auf Basis der Modellbeschreibung automatisch in symbolischer oder numerischer Form generiert (Modelldaten-Interpretation und Gleichungsgenerierung). Zur Lösung der Bewegungsgleichungen stehen verschiedene numerische Berechnungsmethoden zur Auswahl (*Solving*); z. B. zur Berechnung des statischen Gleichgewichts, zur Zeitbereichsintegration des dynamischen Verhaltens oder zur linearen Systemanalyse. Die integrierten Postprocessing-Funktionalitäten des MKS-Programms ermöglichen die Darstellung der berechneten Simulationsergebnisse als Kurvendiagramme oder als 3D-Animation. Vorhandene Schnittstellen ermöglichen die Kopplung oder den Datenaustausch mit CAD- oder FEM-Systemen [KORTÜM & SHARP 1993].

#### **Berechnungsmethoden und Ergebnisgrößen der MKS-Simulation**

Bei der Analyse von Mehrköpersystemen steht naturgemäß die *dynamische Analyse im Zeitbereich* im Vordergrund. Darunter versteht man die Simulation des zeitlichen Bewegungsverhaltens des Mechanismus unter der Wirkung von definierten eingeprägten Kräften und Momenten sowie äußerer Anregungen beginnend mit einem vorgegebenen Satz von Anfangsbedingungen. Hierzu werden die Bewegungsgleichungen (3.13), (3.14) durch numerische Integration im Zeitbereich gelöst (nach [KORTÜM & LUGNER 1994]). Die dynamische Simulation des MKS-Modells liefert als Ergebnis die Zeitverläufe sämtlicher kinematischer, kinetischer und regelungstechnischer Größen, die für die weitere Auswertung zur Verfügung stehen. Dazu zählen u. a. die Reaktionsgrößen (Zwangskräfte und -momente) in Führungen und Verbindungsgelenken, eingeprägte Kräfte der Kraftelemente (z. B. Feder- oder Reibungskräfte) sowie – bei Vorhandensein – die Regelungsgrößen und Zustandsgrößen der Antriebselemente (z. B. Regelabweichungen, Motorströme).

Darüber hinaus werden für weitere Fragestellungen der Analyse des Mehrkörpermodells spezielle numerische Berechnungsmethoden benötigt:

- *Kinematische Analyse*: Berechnung nur der kinematischen Größen (Lage, Geschwindigkeit, Beschleunigung) des MKS-Systems, die sich aufgrund vorgegebener zeitlicher Bewegungsfunktionen einzelner Körper ergeben.
- *Statische Analyse*: Berechnung der Gleichgewichtslage des Systems unter einem Satz von nominellen Kräften (Vorlasten, Gewicht) oder der erforderlichen Nominalkräfte bei Vorgabe einer Gleichgewichtslage.
- *Lineare Systemanalyse*: Berechnung von Eigenfrequenzen, Eigenvektoren und Übertragungsfrequenzgängen nach Linearisierung des nichtlinearen MKS-Modells (3.13), (3.14) am gegebenen Betriebspunkt  $\underline{x}(t_0)$ ,  $\underline{u}(t_0)$ .
- *Invers dynamische Analyse*: Simulation der Zeitverläufe der Kräfte und Momente in Gelenken und Antrieben, die erforderlich sind, um einen als Zwangsbedingung aufgeprägten kinematischen Bewegungsablauf zu erzeugen.

#### 3.3.2 Ansatz

##### Zielsetzung

Für die gesamtheitliche Betrachtung der unter Betriebsbedingungen erzielbaren Bewegungsdynamik der Gesamtmaschine wird die Methode der Mehrkörpersimulation eingesetzt. Ziel ist es dabei, konstruktionsbegleitend und schrittweise aussagefähige *Multiview-Simulationsmodelle* der Bewegungsdynamik und des mechatronischen Maschinenverhaltens zu entwickeln. Die MKS-Methode ermöglicht es, die räumliche Dynamik des mechanischen Maschinenaufbaus und die gegenseitige Kopplung der Maschinenachsen bei mehrachsigen Verfahrbewegungen zu erfassen. Außerdem können die relevanten und auch nichtlinearen Eigenschaften und Wirkeinflüsse der Maschinenkomponenten in Antrieben und in Steuerungs- und Regelungssystemen, die sich auf das dynamische Maschinenverhalten auswirken, in die Modellierung mit einbezogen werden. Somit können die auftretenden dynamischen Wechselwirkungen zwischen diesen Maschinenkomponenten in der Simulation abgebildet werden.

Der beschriebene Ansatz zur MKS-Simulation von Werkzeugmaschinen ist dabei als Ergänzung bestehender Bewertungsmethoden des dynamischen Maschinenverhaltens zu verstehen. Damit werden die Möglichkeiten erweitert, bereits im Entwurfsstadium speziell das Bewegungsverhalten im Zeitbereich analysieren und bewerten zu können. Der optimale Nutzen wird durch den Einsatz im Verbund mit anderen Berechnungsmethoden erreicht. Als anerkanntes Berechnungswerkzeug in der Werkzeugmaschinenentwicklung ist in diesem Zusammenhang insbesondere die Finite-Elemente-Methode zu nennen, die vornehmlich zur Ermittlung der Strukturverformung unter als quasistatisch angenommener, dynamischer Belastung oder zur Analyse des Eigenschwingungsverhaltens der Maschine eingesetzt wird (vgl. Abschnitt 2.2.3).

#### **Realisierung auf Basis eines generalistischen MKS-Softwaretools**

Für die Umsetzung der entwickelten Methodik wird die Anwendung eines kommerziell verfügbaren, generalistischen Mehrkörper-Simulationsprogramms für räumliche Mechanismen vorausgesetzt. Durch den Einsatz eines generalistischen MKS-Simulationssystems kann damit das Verhalten beliebiger kinematischer Maschinenstrukturen untersucht und vorhergesagt werden. Derartige MKS-Simulationssysteme stellen dem Anwender zur Analyse der MKS-Modelle im Zeit- und Frequenzbereich unterschiedlichste und qualifizierte numerische Simulationsmethoden und Verfahren zur Ergebnisauswertung zur Verfügung. Weiter erlaubt dies die Modellierung individueller Problemstellungen. Zur informationstechnischen Integration des MKS-Simulationssystems in die Produktentwicklungsumgebung können bestehende Schnittstellen zu CAD- und CAE-Systemen genutzt werden.

#### **Prinzipien der Modellierung**

Um die Komplexität des entstehenden Gesamtsystemmodells sinnvoll und effizient handhaben zu können, sind bei der Modellbildung die Prinzipien der *physikalischen Transparenz* und der *Modularisierung* zu beachten. Dies ist umso wichtiger, als es sich dabei um ein sogenanntes Multiphysik-Modell oder *mixed-model* handelt, bei dem Modelle aus unterschiedlichen Fachdisziplinen zu verknüpfen sind (vgl. [GROBMAN 1991]).

Unter dem Gesichtspunkt der physikalischen Transparenz ist eine zweckmäßig vereinfachte und nur so detailliert wie notwendige Modellierung anzustreben. Die Modellstrukturen der Ersatzmodelle sollten so beschaffen sein, dass einerseits die wesentlichen Systemeigenschaften mit hinreichender Gültigkeit erfasst werden und andererseits sowohl die Simulation als auch eine Plausibilitätsüberprüfung mit vertretbarem Aufwand möglich ist [BREMER 1988].

Der Aufbau eines modular strukturierten Multiphysik-MKS-Modells der Gesamtmaschine erfolgt nach dem Prinzip der Subsystemtechnik aus Teilmodellen der relevanten Systemkomponenten. Zu diesem Zweck werden modular gegliederte Teilmodelle dieser Funktionskomponenten mit den jeweils üblichen Beschreibungstechniken der unterschiedlichen Fachdisziplinen abgebildet. Diese werden über die Modellbibliothek und Datenbankfunktionalität des MKS-Simulationstools als wiederverwendbare, parametrisierte Modelllemente oder als Submodellstrukturen bereitgestellt. Das MKS-System dient damit als Plattform zur Integration unterschiedlicher technisch-physikalischer Teilmodelle aus Mechanik, Elektrotechnik und Informationstechnik. Auf diese Weise können schrittweise und flexibel modulare Simulationsmodelle der Werkzeugmaschine als mechatronisches Gesamtsystem aufgebaut werden.

#### **Problemangepasster Einsatz der MKS-Simulation im Entwicklungsprozess**

Während eines Produktentwicklungsprozesses wird der Detaillierungsgrad der Produktdaten beständig erhöht, indem das funktionelle und geometrische Design der Komponenten

schrittweise konkretisiert und festgelegt wird. Dabei ist ein wesentliches Kennzeichen, dass sich im Ablauf des Entwicklungsvorgehens unterschiedliche und wechselnde Fragestellungen ergeben, die von der zu lösenden Gestaltungsaufgabe und dem vorliegenden Detaillierungsgrad abhängen.

Eine Reihe typischer Entwicklungsaufgaben bei einer Werkzeugmaschinenentwicklung kann durch den problemangepassten Einsatz der MKS-Simulation zweckmäßig und effektiv unterstützt werden (s. Bild 3.5). Je nach Entwicklungsaufgabe und verfügbarem Informationsstand des Maschinenentwurfs sind dazu spezifische Modelle mit angepasstem Detaillierungsgrad bereitzustellen. In Abhängigkeit der Fragestellung sind ferner unterschiedliche Berechnungsmethoden zur Analyse der MKS-Modelle einzusetzen. Ebenso sind unterschiedliche zugehörige Berechnungsergebnisse auszuwerten. Aus diesen sind charakteristische Kennwerte abzuleiten, die zur problemspezifischen Bewertung des Maschinenentwurfs im betrachteten Analysebereich dienen (vgl. [MAKKONEN 1999]). Dabei ist zu beachten, dass viele Entwurfsprobleme nicht isoliert sind, sondern voneinander abhängen. So stehen statische und dynamische Steifigkeit der Maschinenstruktur in enger Beziehung. Die resultierenden Nachgiebigkeits- und Schwingungseigenschaften haben direkten Einfluss auf die umsetzbare Bewegungsdynamik und die Bahngenaugkeit. Ferner ist auch die Platzierung der Sensoren mitentscheidend für das erzielbare Regelungsverhalten.

In der Konzeptphase kann ein rein kinematikorientiertes Mehrkörpermodell zur Analyse und Optimierung des Maschinenkonzeptes hinsichtlich der Anordnung der Bewegungsachsen und der Planung von Bauräumen genutzt werden.

In einem frühen Entwurfsstadium besteht die Möglichkeit, ein einfaches Starrkörper-MKS-Modell der Gestellstruktur mit ideal steifen Gelenken aufzubauen, das von der Grobgestalt der Geometrie abgeleitet und das ggf. um erfahrungsbasiert geschätzte Massen- und Trägheitsdaten ergänzt wird. Mittels einer inversen Dynamiksimulation dieses Modells können die bei mehrachsigen, hochdynamischen Verfahrbewegungen auftretenden Gelenkreaktionen und die dazu notwendigen Antriebskräfte simuliert werden. Eine weitere Fragestellung könnte die systematische Berechnung stellungsabhängiger Gewichtslasten bilden. Die ermittelten statischen und dynamischen Maximalbelastungen liefern wichtige Eingangsinformationen zur Auslegung von Gestellkomponenten und Antrieben.

Nach Auslegung und Gestaltung der Teilsysteme (Gestellkomponenten, Führungen, Antriebe, Sensoren, NC- und PLC-Software, ...) ergeben sich die Grundlagen zum Aufbau von MKS-Modellen mit höherem Detaillierungsgrad. Diese können entweder nur die Mechanik oder weitergehend auch mechatronische Maschinenkomponenten (z. B. Antriebe, Regelung und Sensorik) abbilden. In der Entwurfsphase können derartige MKS-Modelle zur Untersuchung unterschiedlicher Fragestellungen eingesetzt werden. Als mögliche Analysebereiche sind die statische und dynamische Nachgiebigkeit, das Eigenschwingungsverhalten und vor allem die Bewegungsdynamik und das Regelungsverhalten zu nennen.

	Problem- bereich	Entwicklungs- aufgabe	Analyse- methode	MKS-Modell- bereich	Kenngrößen
Konzeption	Maschinenkonzept	Kinematikkonzept & Topologie	Kinematische Simulation	Kinematikmodell	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Verfahrwege</li> <li>• Arbeitsraum</li> </ul>
		Hauptabmessungen	Kinematische Simulation	Kinematikmodell	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kollisionsräume</li> </ul>
Konstruktiver Entwurf	Gestalten und Dimensionieren von Gestellkomponenten, Führungen, Lagern, Antrieben	Inverse dynamische Simulation	Dynamikmodell (Starrkörper und ideal starre Gelenke)		<ul style="list-style-type: none"> <li>• dynamische Spitzenlasten für Strukturauteile und Antriebe</li> <li>• Bahndynamik</li> </ul>
Schwingungsverhalten	Detailkonstruktion und Optimierung	Linearisierung im Betriebspunkt und Eigenmodeberechnung	Dynamik-Modell mit Elastizitäten		<ul style="list-style-type: none"> <li>• Eigenfrequenzen und Eigenformen</li> <li>• Übertragungsfrequenzgänge</li> </ul>
Entwurf	Mechanische Genauigkeit und Bauteilbelastung	Detailkonstruktion und Optimierung	Dynamische Simulation  Statische Analyse	Dynamik-Modell mit Elastizitäten	<ul style="list-style-type: none"> <li>• TCP-Verlagerung unter stat. oder dynam. Belastung</li> <li>• Systemdämpfung</li> <li>• Lastkollektive</li> </ul>
	Erreichbares Leistungspotential des Maschinenentwurfs	Reglerauslegung, NC-Bewegungsführung	Dynamische Simulation (Parametervariation, FFT, Pollage)	Dynamik-Modell mit Elastizitäten und Regelungssystem	<ul style="list-style-type: none"> <li>• dynamische Bahngenaugkeit</li> <li>• Positioniergenaugkeit</li> <li>• Stabilität</li> <li>• Laststeifigkeit</li> <li>• Regelungsdynamik</li> </ul>

Bild 3.5: Prozessgerechter Einsatz der MKS-Simulation und modularer Modellaufbau

Während der Ausarbeitungsphase kann eine abschließende Nachrechnung und Evaluierung des ausdetaillierten Maschinenentwurfs zur Absicherung der Funktionalität erfolgen.

#### Modellstruktur

Zum Analysieren des betriebsbedingten Maschinenverhaltens bei NC-gesteuerten Verfahrbewegungen werden insbesondere Zeitschrittsimulationen mit einem MKS-Modell durchgeführt, das die Maschine als mechatronisches Gesamtsystem abbildet. Die Auswertung der simulierten Zeitverläufe von Gelenkreaktionen, Antriebslasten, Regelungs- und

kinematischen Größen eröffnet innovative Lösungsansätze, um das mechatronische Maschinengesamtverhalten bereits im Konstruktionsstadium zu bewerten. Die bestehenden Möglichkeiten zur Ableitung von Ansatzpunkten und Zielrichtungen für optimierende Modifikationen werden dadurch vorteilhaft erweitert.

Die sich aus der interdisziplinären Modellbildung der Gesamtmaschine ergebende Struktur des MKS-Modells ist in Bild 3.6 dargestellt. Die Abbildung der Gestellkomponenten erfolgt im ersten Schritt als Starrkörper mit räumlicher Massenverteilung. Durch die verfeinerte Modellierung als sogenannte flexible Körper im MKS-Modell wird es möglich, auch bewegungsinduzierte Strukturverformungen zu berücksichtigen. Die Linearführungen der Maschinenachsen werden als Gelenke modelliert, wobei die Steifigkeits-, Dämpfungs- und Reibungseigenschaften der Führungssysteme mit Hilfe von Feder-Dämpfer-Kraftelementen abgebildet werden können, die zwischen den Gestellkörpern angreifen. Kinematische Sensorelemente dienen zur Abbildung der Weg- oder Winkelmesssysteme. Die Lageregelung und Eigendynamik der Vorschubantriebe wird als regelungstechnisches Ersatzmodell in einem Kraftelement abgebildet. Die Modellierung der NC-Bewegungssteuerung dient dazu, die Lageregler der Einzelachsen koordiniert mit bahninterpolierten Sollwertverläufen der Achspositionen anzusteuern. Insbesondere bei hochdynamischen Maschinenbewegungen hat die Führungsgrößenerzeugung der NC-Steuerung wesentliche Bedeutung für die erzielbare Dynamik und Genauigkeit. Die Einbindung des Zerspankraftverhaltens bei spanenden Bearbeitungsprozessen wird als Kraftelement mit Abbildung der Kontaktkinematik zwischen Werkzeug und Werkstück vorgesehen.

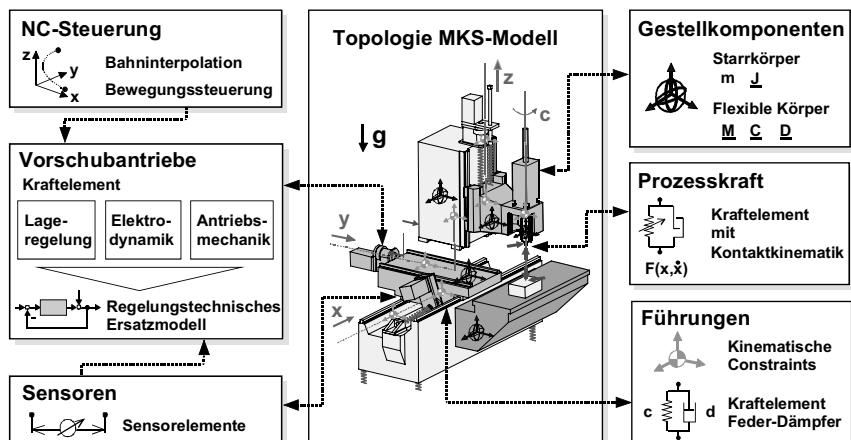


Bild 3.6: Mehrkörpermodellierung von NC-Werkzeugmaschinen – Modelltopologie und relevante Subsysteme.

#### 3.4 Informationstechnisches Konzept der Entwicklungsumgebung

Als Anwendungsplattform zur Umsetzung der in dieser Arbeit entwickelten Methoden wird eine integrierte Produktentwicklungsumgebung vorausgesetzt, wie in Abschnitt 2.1.2 beschrieben. Innerhalb dieser informationstechnisch vernetzten Rechnerumgebung werden den Mitarbeitern des an der Entwicklung beteiligten, multidisziplinären Projektteams alle CAx-Softwarewerkzeuge bereitgestellt, die zur Bearbeitung der betrachteten Entwicklungsaufgaben benötigt werden. Dabei werden die CAx-Werkzeuge gemäß dem *principle of best fit* als aufgabenspezifische Problemlöser für die jeweils geeignete Aufgabenstellung eingesetzt. Unterstützende Applikationen mit EDM/PDM-Funktionalität dienen zum Produktdaten- und Dokumentenmanagement und zur Ablaufsteuerung der kooperativen Engineeringprozesse, die auch örtlich verteilt ausgeführt werden können.

Nach dem im Abschnitt 3.2.2 beschriebenen Vorgehensmodell zur mechatronikgerechten Entwicklung einer Werkzeugmaschine stellt die Auslegung und Optimierung der Teilsysteme eine notwendige Vorstufe der Betrachtung des Gesamtsystemverhaltens dar. Die dazu notwendigen und angebrachten Schritte werden in dieser Arbeit nicht dargestellt. Als Beispiele sind hier u. a. die Optimierung der Massen- und Steifigkeitseigenschaften der mechanischen Gestellstruktur mit der FEM-Methode (z. B. [ALBERTZ 1995]) oder die Reglersynthese durch Betrachtung einer Einzelachse mit einem CACE-Regelungssimulationssystem zu nennen (z. B. [GROßMANN U. A. 1995]). Vielmehr konzentriert sich die vorliegende Arbeit entsprechend der Zielsetzung auf die Betrachtung der Maschine als Gesamtsystem und beschreibt dazu die Erstellung und Anwendung von MKS-Simulationsmodellen, die als virtuelle Prototypen zur Erprobung und Optimierung des systemdynamischen Bewegungsverhaltens des Maschinenentwurfs dienen.

#### Realisierungsansatz

Bild 3.7 zeigt die im Rahmen dieser Arbeit zugrundegelegte Konfiguration einer offenen und erweiterbaren Produktentwicklungsumgebung. Diese besteht aus einem featurebasierten, parametrischen 3D-CAD-System, das als Basissystem zur Produktbeschreibung fungiert. Als CAE-Systeme zur Analyse bzw. Synthese funktioneller Produkteigenschaften werden ein MKS-Programm, ein FEM-System, ein graphisches 3D-NC-Simulationssystem und ein mathematisch-regelungstechnisches Programmsystem (CACE) verwendet.

Der Aufbau der Prozesskette erfolgt unter Nutzung der vorhandenen, modell- und systemtechnischen Integrationen zwischen den CAx-Systemen. Die CAE-Systeme können alle als eigenständige Anwendungssysteme eingesetzt werden. Zusätzlich stehen für MKS- und FEM-System in das CAD-System integrierte Applikationsmodule zur Verfügung. Mit diesen kann eingebunden in die CAD-Benutzeroberfläche auf die CAD-Datenmodelle zugegriffen werden, um darauf referenzierte Berechnungsmodelle zu definieren. Die

Berechnungsmodelle können anschließend zur Weiterbearbeitung an das eigenständige MKS- bzw. FEM-System übergeben werden.

Das 3D-CAD-System dient zur konstruktiven Gestaltung der Geometrie, zur Abbildung der Produktstruktur und zur Ableitung der geometrieorientierten Informationen der benötigten Simulationsmodelle. Das MKS-System bildet als zentrales CAE-Berechnungswerkzeug die integrierende Basis zum Aufbau und zur Simulationsanalyse des mechatronischen Maschinenmodells. Das FEM-System dient zur Modellierung der strukturmechanischen Eigenschaften der flexiblen Körper. Das mathematisch-regelungstechnische Programmsystem fungiert zur Reglersynthese der Einzelachsen und zur Implementierung komplexer Auswertemethoden für die Ergebnisgrößen der MKS-Simulation. Ein grafisches 3D-Kinematiksimulationssystem mit integriertem NC-Simulationsmodul wird zur Bearbeitungssimulation eingesetzt. Hierbei werden auf Basis eines NC-Teileprogramms die bahninterpolierten Führungsgrößenverläufe der Maschinenachsen generiert, die zur Ansteuerung der Lageregler im MKS-Modell benötigt werden.

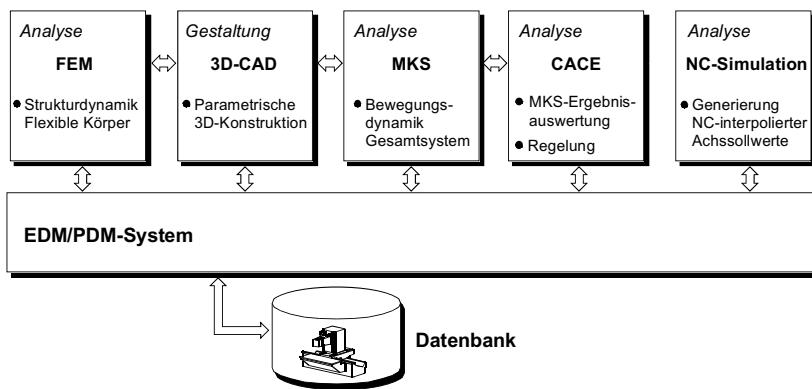


Bild 3.7: Informationstechnische Struktur der Produktentwicklungs-Umgebung

---

## 4 Modellbildung und Simulation

### 4.1 Übersicht

Nachdem im vorangegangenen Kapitel das grundsätzliche Konzept zur entwicklungsbegleitenden Analyse und Optimierung der Bewegungsdynamik von NC-Werkzeugmaschinen mit Hilfe der Mehrkörperdynamik dargelegt wurde, werden in diesem Kapitel die entwickelten Ansätze zur Modellbildung und Simulation des Maschinenverhaltens erörtert. Dazu wird die Modellbildung der mechanischen Struktur (Abschnitte 4.2 bis 4.4), der Vorschubantriebe und Achsregelung (Abschnitt 4.5), die Einbindung der NC-Bewegungssteuerung (Abschnitt 4.6) sowie die Abbildung spanender Bearbeitungsprozesse (Abschnitt 4.7) behandelt.

### 4.2 Mehrkörpermodellierung der Maschinenstruktur

Als erster Schritt der Mehrkörpermodellierung ist die mechanische Gestellstruktur einer Produktionsmaschine geeignet als ein aus Körpern und Gelenken bestehender räumlicher Mechanismus zu abstrahieren. Beim Festlegen der topologischen Modellstruktur ist der angestrebte modulare Aufbau des MKS-Modells zu beachten. Dementsprechend werden die Steifigkeitseigenschaften der mechanischen Maschinenstruktur zum einen als diskrete Elastizitäten an den Gelenken und zum anderen mittels der Modellierung flexibler Körper abgebildet, Bild 4.1.

#### Gestellkomponenten und Anbauteile

Die Gestellkomponenten, Anbauteile und Zusatzeinrichtungen (z. B. Werkzeugwechsler) sowie die mechanischen Antriebskomponenten (z. B. Motorwellen, Vorschubspindeln) können im ersten Ansatz als Starrkörper modelliert werden. Dies ist für die Betrachtung grundlegender Fragestellungen auch weithin ausreichend. Für detailliertere Untersuchungen vor allem von hochdynamischen Bewegungsabläufen wird es häufig angezeigt sein, die elastische Deformation relevanter Strukturbauenteile zu berücksichtigen und diese dazu als flexible Körper zu modellieren. Bei Werkzeugmaschinen mit konventionellem Aufbau kommen hierfür in erster Linie die Gestellkomponenten in Frage (s. Abschnitt 4.4). Bei Maschinenkonzepten mit Parallel- oder Stabkinematik sind neben den Rahmenenteilen insbesondere auch die Gelenkstäbe bzw. Stützstreben betroffen (vgl. [MAKKONEN 1999]). Auf jedem Körper sind Koordinatensysteme zu definieren, die anschließend für die weitere Modellbildung als Angriffspunkte von Gelenken, Kraftelementen oder Sensoren zur Verfügung stehen.

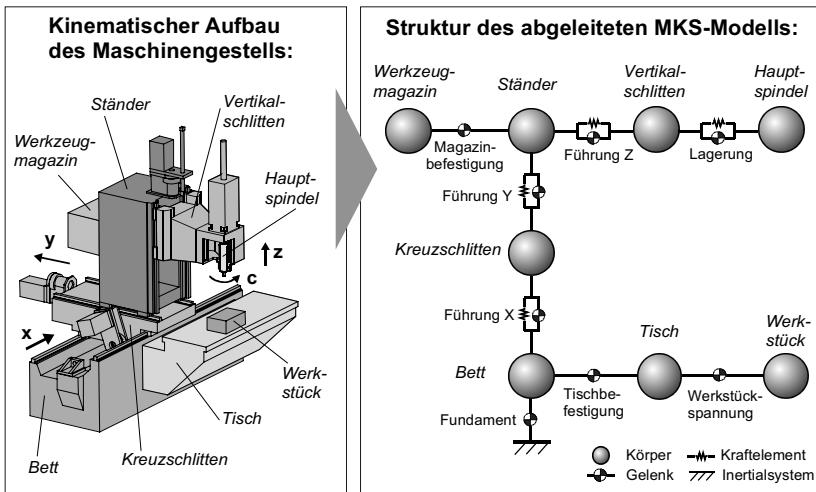


Bild 4.1: Kinematischer Aufbau der Maschinenstruktur und Topologiegraph des abstrahierten MKS-Modells

### Abbildung von Bewegungsführungen und Verbindungsstellen als Gelenke

Die Bewegungsmöglichkeiten und kinematischen Bindungen zwischen den Körpern können durch entsprechende Gelenke bzw. kinematische Zwangsbedingungen (*Constraints*) abgebildet werden. Zur Modellierung der Vorschubachsen von Werkzeugmaschinen mit konventionellem Kinematikkonzept sind hierbei typischerweise:

- translatorische Bewegungsführungen,
- rotatorische Bewegungsführungen (Lager) und
- fixe Befestigungen

durch Gelenke mit geeigneter Anzahl von Bewegungsfreiheitsgraden zu modellieren. Bei Parallelkinematiken kommen als weitere Maschinenelemente noch zusätzlich Kardan- und Kugelgelenke als kinematische Bindungen mit zwei bzw. drei Drehfreiheitsgraden hinzu.

Die Modellierung einer translatorischen Bewegungsführung oder eines Rotationslagers kann vereinfacht durch ein Schiebegelenk bzw. ein Drehgelenk erfolgen. In diesem Fall wird die Bewegungsführung als idealisiertes Gelenk mit einem einzigen Freiheitsgrad in Richtung der freien Gelenkbewegung abgebildet.

Elastische Nachgiebigkeiten an einer Gelenkstelle können berücksichtigt werden, indem am betroffenen Gelenk die Anzahl der Freiheitsgrade der Relativbewegung erhöht wird und die verbundenen Körper über zusätzliche Kraftelemente gekoppelt werden. Diese Kraftelemente dienen zur Abbildung der elastischen Nachgiebigkeit in Richtung der

zusätzlichen Gelenkfreiheitsgrade, wobei auch nichtlineare Steifigkeitskennlinien und Spiel dargestellt werden können. Als Beispiel hierzu wird im folgenden Abschnitt 4.3 die Modellierung von Linearführungssystemen als räumliche Gelenkstruktur mit sechs Freiheitsgraden beschrieben, wobei die Steifigkeits-, Reibungs- und Dämpfungseigenschaften der Führungselemente mit Hilfe von Feder-Dämpfer-Kraftelementen abgebildet werden.

Ideal starre Verbindungen zwischen zwei Körpern (z. B. Verschraubung des Werkzeugwechslers am Fahrständer in Bild 4.1) können mit Gelenken bzw. kinematischen Zwangsbedingungen modelliert werden, die alle Relativbeweglichkeiten sperren.

### 4.3 Abbildung von Linearführungssystemen

#### 4.3.1 Anforderungen und Zielsetzung

##### Ausgangssituation

Die translatorischen Bewegungsführungen der Vorschubachsen einer Werkzeugmaschine sind Träger einer elementaren Teilfunktion der mechanischen Maschinenstruktur. Ihre Aufgabe ist es, die Vorschubbewegung der Gestellkomponenten unter der Belastung durch Eigengewicht, Prozess- und Trägheitskräfte präzise zu führen [MILBERG 1992]. Aus diesem Grund unterliegen sie beträchtlichen Anforderungen nach hoher Steifigkeit, ausreichender Dämpfung und niedriger Reibung.

Dennoch stellen die Führungssysteme aus konstruktiven Gründen relativ nachgiebige Elemente im Kraftfluss einer Maschine dar, denen im allgemeinen ein hoher Anteil an der Gesamtnachgiebigkeit der mechanischen Struktur zugeordnet wird [WECK 1997]. Zudem wirkt sich eine Einfederung der Führungselemente über die Hebelarme der Gestellkomponenten vervielfacht als Relativverlagerung des Werkzeugs und evtl. des Werkstücks aus. Die Dämpfungseigenschaften der Führung in Tragrichtung wirken sich i. d. R. vorteilhaft auf das Schwingungsverhalten der Maschinenstruktur aus. Das Reibungs- und Dämpfungsverhalten in die freie Verfahrrichtung kann zwar ebenfalls dämpfenden Einfluss auf Strukturschwingungen besitzen, in den meisten Anwendungsfällen tritt allerdings die nachteilige Auswirkung auf das regelungstechnische Positionierverhalten der Bewegungsachse in den Vordergrund.

##### Zielsetzung für die Abbildung von Linearführungssystemen

Im Hinblick auf die angestrebten Simulationsuntersuchungen ist daher der Einfluss der Führungssysteme auf das statische und dynamische Maschinenverhalten geeignet abzubilden. Den volumenmäßig am häufigsten eingesetzten Führungstyp für Linearführungen an

Werkzeugmaschinen stellen Profilschienen-Wälzführungen dar [ISPAYLAR 1996]. Dementsprechend fokussiert die entwickelte Modellierung die Abbildung dieses Führungstyps.

#### 4.3.2 Parametrisiertes Komponentenmodell einer Profilschienen-Wälzführung

Der konstruktive Aufbau eines Profilschienen-Wälzführungssystems besteht charakteristisch aus zwei Führungsschienen und vier Führungswagen. Bei einer detaillierten Modellbildung des räumlichen kinetischen Verhaltens sind neben der Bewegungsführung und der Reibung in Verfahrrichtung auch das elastizitätsbedingte Einfedern, Kippen und die Drehbewegungen des Führungssystems zu erfassen. Die entwickelte Modellstruktur (s. Bild 4.2) lässt daher alle sechs Bewegungsfreiheitsgrade der Translation und Rotation zwischen den beiden Gestellkörpern zu, die über das Linearführungssystem gelenkig verbunden sind.

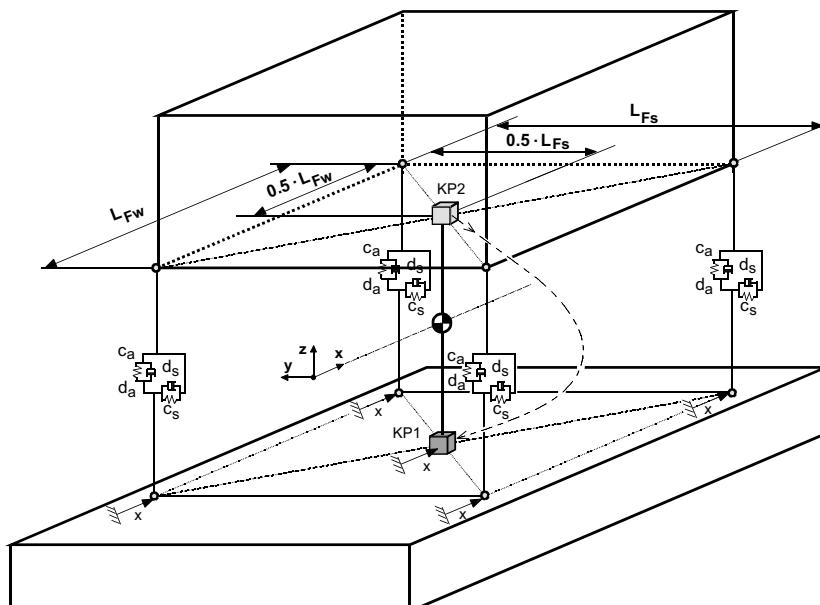
Das Trag- und Führungsverhalten des Führungssystems wird mit Hilfe von Feder-Dämpfer-Kraftelementen abgebildet, die zwischen den Gestellkörpern angreifen. Sie dienen zur Abbildung der Kräfte, die an den Kontaktstellen der Führungswagen und Führungsschienen in Auflastrichtung z und in Seitenlastrichtung y übertragen werden. Die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der Feder-Dämpfer-Kraftelemente werden über die Steifigkeits- bzw. Dämpfungsparameter  $c_a, d_a$  in Auflast- und  $c_s, d_s$  in Seitenlastrichtung beschrieben.

Die körperfesten Angriffspunkte dieser Kraftelemente sind im geometrischen Abstand der Führungswagen  $l_{FW}$  bzw. der Führungsschienen  $l_{FS}$  definiert, wodurch die Hebelarmverhältnisse und Stützbreiten korrekt wiedergegeben werden. Bei der Platzierung der Kraftangriffspunkte auf den Gestellkörper sind zwei Fälle zu unterscheiden. Nur für diejenige der beiden Gestellkomponenten, auf der die Führungswagen montiert sind (z.B. relativ bewegter Schlitten), besitzen die Kraftangriffspunkte eine konstante Relativposition in Bezug auf das körperfeste Bezugssystem. Dagegen verändert sich bei einer Verfahrbewegung der Maschinenachse die axiale Position der Kraftangriffspunkte auf der anderen Gestellkomponente, an welcher die Führungsschienen befestigt sind (z.B. relativ feststehendes Bett). Folglich müssen die körperfesten Kraftelementangriffspunkte auf diesem Führungspartner entsprechend der aktuellen Achsstellung translatorisch verschoben werden. Für diesen Zweck stellen die meisten kommerziellen MKS-Simulationssysteme entsprechende Modellelemente zur Verfügung (sog. bewegte Marker, vgl. z.B. [INTEC 1999A], [MDI 1995B]), die die Modellierung körperfest bewegter Kraftangriffspunkte auf Starrkörpern erlauben.

Um die in die freie Verfahrrichtung x angreifende Führungsreibung abzubilden, werden weitere Kraftelemente vorgesehen, welche an den Kontaktstellen des Führungssystems zwischen der relativ feststehenden und relativ bewegten Gestellkomponente angreifen.

Die ausgeübten Reibkräfte können als geschwindigkeitsabhängige Reibung mit Kennlinie (erfasst z. B. auch Stick-Slip-Verhalten) oder mit zusätzlicher Abhängigkeit von der am Führungssystem wirkenden Normalkraft modelliert werden.

Die benötigten Modellparameter können nur zum Teil aus den Angaben der Führungs systemhersteller entnommen werden. Dies gilt beispielsweise für Steifigkeitswerte, die sogar als komplett e nichtlineare Kennlinie im Simulationsmodell hinterlegt werden können. Weitau s problematischer gestaltet sich hingegen die Bereitstellung von Dämpfungswerten. Ein Ansatz ist hier die Schätzung der Dämpfungsparameter aus einer vorgegebenen, globalen Systemdämpfung für das Führungssystem [HÖHNE U. A. 1996].



Gelenkkoppelpunkt am relativ bewegten Gestellkörper (Schlitten)



Gelenkkoppelpunkt am relativ feststehenden Gestellkörper (Bett)



Gelenk mit 6 Freiheitsgraden (Translation in x, y, z; Rotation um x, y, z)



Kraftelement-Koppel-Marker



Kraftelement (Auflast- und Seitenlastaufnahme Führungswagen 1-4)

Bild 4.2: MKS-Modell eines Linearführungssystems

## 4.4 Gestellkomponenten als flexible Körper

### 4.4.1 Anmerkungen zur Modellierung flexibler Körper

Zur Modellierung der Gestellkörper als flexible Körper wurde die Methode der Modalen Synthese eingesetzt (vgl. Abschnitt 3.3). Bild 4.3 veranschaulicht die dabei zu durchlaufen den Prozessschritte. Die Starrkörperbeschreibung wird hierbei um Informationen erweitert, die aus den Modell- und Ergebnisdaten gängiger FEM-Systeme ableitbar sind. Für jeden flexiblen Körper werden neben den Knotenpositionen ein Satz von dynamischen und/oder statischen Moden sowie die Massen- und Steifigkeitsmatrix der FE-Struktur benötigt. Aus diesen Eingangsdaten können die Elemente der Massen-, Kreisel- und Steifigkeitsterme der flexiblen Körper in Gl. (3.4) berechnet werden. Durch Vorgeben von Dämpfungswerten für einzelne Moden wird zudem ein geschwindigkeitsproportionaler Dämpfungsterm abgeleitet und in die MKS-Simulation miteinbezogen. Da diese Terme zeitinvariant sind, werden sie mit einem Präprozessor des MKS-Systems einmalig aus den FEM-Daten berechnet und als Bestandteile der Modellbeschreibung des flexiblen Körpers gespeichert.

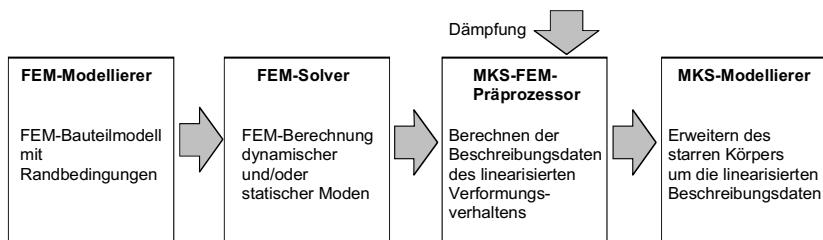


Bild 4.3: Prozessschritte zur Modellierung eines flexiblen Körpers

An dieser Stelle sollen zunächst ausgewählte Problemfelder angesprochen werden, die bei der Modellierung von Gestellkomponenten von Werkzeugmaschinen als flexible Körper zu berücksichtigen sind. Der nachfolgende Abschnitt 4.4.2 hat zur Absicht, hierzu geeignete Lösungsansätze aufzuzeigen.

### Generelle Anforderungen

Grundlage für die korrekte Darstellung des Strukturverhaltens eines flexiblen Körpers im MKS-Modell nach der Methode der modalen Synthese bildet der zweckmäßige Aufbau des FEM-Bauteilmodells in enger Verbindung mit der geeigneten Auswahl eines Satzes modaler Ansatzfunktionen (Moden). Als generelle Anforderungen sind dazu folgende Punkte zu berücksichtigen:

- Bei der Erstellung der FEM-Struktur sind Knotenpunkte an den Stellen des Körpers vorzusehen, an denen im MKS-Modell Gelenke, Kraftelemente oder Sensoren am Körper angreifen sollen.
- Das FEM-Modell darf nur linear-elastische Elemente enthalten.
- Außerdem ist auf die adäquate Formulierung der Einspannbedingungen (*boundary conditions*) des FEM-Modells des flexiblen Körpers zu achten, um die korrekte Beschreibung des räumlichen Verformungsverhaltens zu gewährleisten.
- Bei der Berechnung und Auswahl eines geeigneten Satzes dynamischer und/oder statischer Moden sind die Struktureigenschaften des Körpers, die kinematischen Randbedingungen und die Charakteristiken der Lastangriffsverhältnisse zu beachten (siehe z.B. [SCHWERTASSEK & WALLRAPP 1999]).
- Abhängig von der Freiheitsgradeanzahl der FEM-Struktur kann eine vorherige Reduktion des FEM-Modells sinnvoll sein, um ausreichende Rechengeschwindigkeiten bei der Berechnung der Beschreibungsdaten sowie bei der MKS-Simulation zu gewährleisten [TROIDL & KAMMERHOFER 1998].

### FEM-Modellierung der Krafteinleitung an Koppelpunkten

An den realen Bauteilen werden die Kräfte und Momente, die an einer Bewegungsführung oder einem Befestigungsflansch angreifen, flächig verteilt von einem oder mehreren konstruktiven Elementen der Bauteilstruktur aufgenommen. Dagegen greifen in einem Mehrkörpermodell gemäß der Modellvorstellung die Kraftelemente und kinematischen Bindungen an den Körpern punktuell an einzelnen diskreten Koppelpunkten an. Dementsprechend ist stets (und dies gilt gleichermaßen für eine reine Starrkörpermodellierung) eine geeignete Idealisierung und Vereinfachung der Gelenk- und Kraftelementkoppelpunkte vorzunehmen. Hierbei besteht die Problematik, dass die Gelenk- und Kraftangriffspunkte im MKS-Modell häufig abstrahiert angenommen werden müssen und sich daher eine Platzierung außerhalb der vorhandenen Bauteilgeometrie ergibt. Bei einem Drehgelenk beispielsweise ist es naheliegend, die Gelenkpunkte entsprechend der axialen Position der rotativen Lagerung auf die Drehachse zu legen.

Bei der Erstellung des FEM-Modells eines flexiblen Körpers ist somit für eine korrekte Krafteinleitung von den idealisierten Koppelknoten in die konstruktive Bauteilstruktur Sorge zu tragen. Hierzu kann das FEM-Modell um fiktive Hilfsstrukturen erweitert werden, welche die an den Koppelpunkten angreifenden, diskreten Kräfte und Momente auf mehrere Knoten in den Lastaufnahmebereichen der Bauteilstruktur verteilen [MDI 1995B]. Die meisten FEM-Systeme stellen für diesen Zweck sogenannte kinematische Kopplungselemente zur Verfügung. Diese Elemente verknüpfen die Bewegungsfreiheitsgrade der damit verbundenen Knoten über kinematische Bindungsgleichungen.

#### 4.4.2 Modellierungskonzept für flexible Gestellkörper mit Kopplung über translatorische Bewegungsführungen

Ausgehend vom angestrebten modularen Aufbau des MKS-Maschinenmodells wurde ein Konzept zur Modellierung flexibler Gestellkörper entwickelt, die über translatorische Bewegungsführungen gelenkig miteinander verbunden sind. Dabei wurde zugrundegelegt, dass kinematische und elastische Eigenschaften der Bewegungsführungen gemäß dem in Abschnitt 4.3.2 beschriebenen Linearführungsmodell abgebildet werden. Beim Aufbau der FEM-Modelle der flexiblen Gestellkörper werden daher insbesondere die für das Führungsmodell benötigten Koppelpunkte erzeugt. Da Werkzeugmaschinengestellkomponenten im Regelfall als dünnwandige verrippte Hohlprofilstrukturen ausgeführt werden, wird die konstruktive Bauteilgestalt in den FEM-Modellen überwiegend mit Schalenelementen modelliert. Weiterhin wurde der Ansatz verfolgt, das Verformungsverhalten der Bauteile im Einbauzustand in der Maschinenstruktur möglichst geeignet durch die Randbedingungen der FEM-Modelle abzubilden. Bild 4.4 verdeutlicht am Beispiel einer Fahrständerkomponente das realisierte Konzept zur Modellierung der Krafteinleitung an Koppelpunkten sowie der Randbedingungen zur Berechnung der modalen Ansatzfunktionen.

##### Krafteinleitung an Koppelpunkten

Die FEM-Modellierung von Koppelpunkten für ortsfeste Angriffspunkte von Kraftelementen oder Gelenken wird am Beispiel der Koppelstelle zur Befestigung des Motorgehäuses an der Fahrständerkomponente ersichtlich. Hierzu wird im FEM-Modell des Fahrständers ein kinematisches FEM-Element eingesetzt, das den abstrahierten Gelenkkoppelknoten und die Knoten in der Flanschfläche der materiell vorhandenen Bauteilgeometrie zu einem starren Knotenverbund zusammenfasst. Damit kann sowohl die Übertragung von Reaktionskräften als auch von –momenten am Befestigungsgelenk zwischen Motor und Fahrständer nachgebildet werden. Ein vergleichbares Vorgehen wird verwendet, um die Krafteinleitung an den Koppelpunkten der Kraftelemente der Vorschubantriebe abzubilden. Die Gelenkkräfte der horizontalen Bewegungsführung in x-Richtung greifen (unabhängig von der Gelenkposition) an den körperfesten Koppelpunkten an, die im Zentrum der Montageflächen der Führungswagen in der Bodenfläche des Fahrständers angeordnet sind.

Für das Führungssystem der vertikalen z-Achse stellt der Fahrständer die relativ feststehende Gestellkomponente dar. Deswegen ist hier grundsätzlich der ortsveränderliche Kraftangriff der Führungskräfte am Fahrständerkörper zu beachten, wie bereits in Abschnitt 4.3.2 angesprochen. Soll in der MKS-Simulation nur das Verhalten des Mehrkörpermodells in einer stationären Achsstellung betrachtet werden, so kann der Kraftangriff der Führungskräfte im FEM-Modell gleichfalls mit Hilfe von Koppelpunkten, die auf der FEM-Struktur ortsfest sind, korrekt dargestellt werden. Für eine Bewegungssimulation kann dies ebenso für zulässig erachtet werden, falls nur kleine Verfahrwege im Verhältnis zum Gesamtverfahrweg der Achse und den Abmessungen der Gestellkomponenten betrachtet werden.

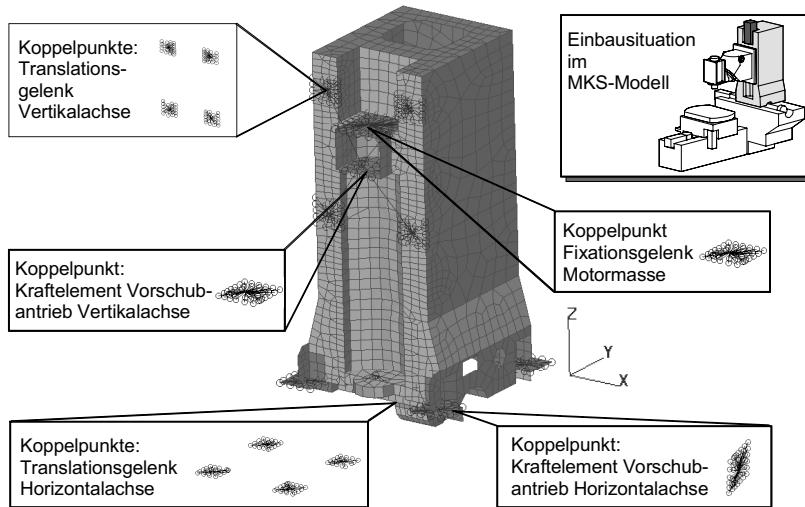


Bild 4.4: FEM-Modell Flexible Fahrständer

Soll dagegen in der MKS-Simulation der gesamte Verfahrweg der Bewegungsführung durchlaufen werden können, so ist der ortsveränderliche Kraftangriff an der relativ feststehenden, flexiblen Gestellkomponente (vgl. vertikale z-Bewegungsführung am Fahrständer-Körper in Bild 4.4) im MKS-Modell konkret zu modellieren. Als Lösungsansatz veranschaulicht Bild 4.5 einen entsprechend modifizierten Modellaufbau, bei dem der ortsveränderliche Kraftangriff auf der relativ feststehenden Gestellkomponente durch mitbewegte, körperfeste Koppelkoordinatensysteme auf dem flexiblen Gestellkörper abgebildet wird. Die Kraftelemente zur Darstellung der Zug-/Druck- und der Quersteifigkeit der Führungselemente greifen direkt an diesen mitbewegten Markerframes am flexiblen Bett-Körper an (vgl. Abschnitt 4.3.2). Als Voraussetzung muss aber die Darstellung bewegter körperfester Koppelkoordinatensysteme auf flexiblen Körpern, die auch der Deformation des flexiblen Körpers unterliegen, möglich sein, was derzeit noch nicht von jedem kommerziellen MKS-Programm unterstützt wird. Die aktuelle körperbezogene Position eines auf dem flexiblen Körper festen aber ortsbeweglichen Kraftangriffspunkts lässt sich z.B. bestimmen, indem zwischen benachbarten Knotenpunkten der deformierten FEM-Körperstruktur längs einer vordefinierten Kontaktlinie interpoliert wird [INTEC 1999A]. Wie aus Bild 4.5 ersichtlich, sind dazu im FEM-Modell der relativ feststehenden Gestellkomponente entlang der Führungsschienen entsprechende Stütznoten der vorgesehenen Kontaktlinie zu erzeugen. Diese werden als Koppelknoten in den Datensatz des flexiblen Körpers im MKS-Modell übernommen, um dort die Interpolation der Kraftangriffspunkte zu ermöglichen.

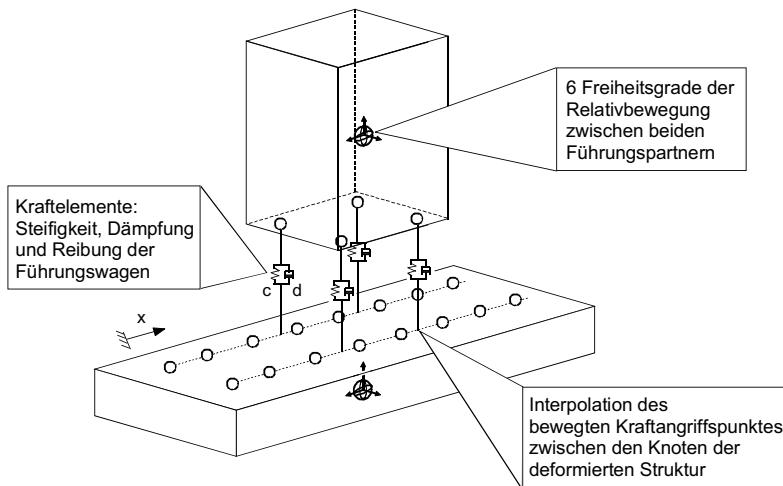


Bild 4.5: Ortsveränderliche Krafteinleitung an flexiblen Gestellkörpern durch Interpolation der Kraftangriffspunkte zwischen benachbarten Koppelknoten

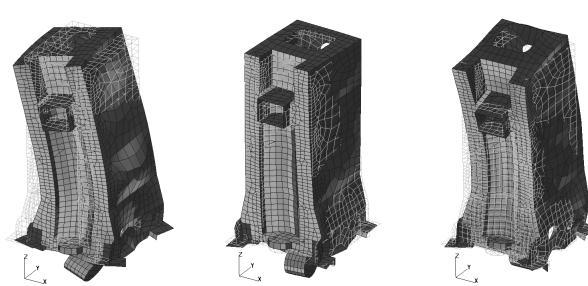
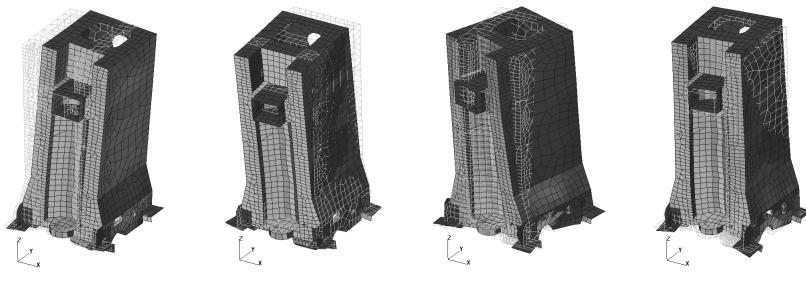
### Festlegung der Randbedingungen des FEM-Modells und Auswahl der Moden

Im Zusammenhang mit der Auswahl und Berechnung der modalen Ansatzfunktionen gilt es zu klären, welchen Einspannbedingungen die FEM-Struktur unterworfen werden soll. Diese müssen kompatibel zu den Randbedingungen sein, denen der flexible Körper durch die Einbindung über Gelenke mit spezifischen kinematischen Freiheitsgraden und durch Lastangriffe unterliegt (s. [CADSI 1996], [SCHWERTASSEK & WALLRAPP 1999]).

Bei der Simulation von Straßen- oder Schienenfahrzeugen mit Abbildung der Fahrzeugstruktur als flexibler Körper wird sehr häufig das Verhalten der freien, ungefesselten Struktur zugrundegelegt. Aufgrund des konstruktiven Aufbaus (Leichtbaustrukturen aus Blechen und Profilen) handelt es sich bei Fahrzeugkarosserien i. a. um relativ nachgiebige Strukturen, deren Verformungsverhalten durch eine höhere Anzahl von Eigenformen (ca. 10–50 sogenannte *free normal modes*) recht gut angenähert werden kann. Bewirken die an den Koppelstellen angreifenden Kräfte von Gelenken oder Kraftelementen infolge ihrer Größe oder ungünstiger Steifigkeitsverhältnisse hohe lokale Deformationen an den Krafteinleitungsstellen, so wird die zusätzliche Verwendung von Statikmoden empfohlen (sog. *static attachment modes* bzw. *static constraint modes*). Dies gilt ebenfalls für den Fall wechselnder kinematischer Randbedingungen oder ortsveränderlicher Kraftangriffe [WEID & BÖHNER 1998]. Die Berechnung der statischen Moden kann entweder direkt durch statische Analysen des FEM-Bauteilmodells im FEM-System erfolgen oder nachträglich mittels Analysenmethoden im Frequenzbereich auf Basis der Eigenmoden berechnet werden (*frequency response analysis*, [DIETZ 1999]).

Gestellkörper von Werkzeugmaschinen mit konventionellem Kinematikaufbau, wie im Rahmen dieser Arbeit betrachtetet, weisen dagegen bestimmungsgemäß hohe Biege- und Torsionssteifigkeiten auf. Im Vergleich zu Fahrzeugstrukturen können die auftretenden lokalen Deformationen i. a. als um Größenordnungen kleiner eingeschätzt werden. Zudem sind die Gestellkomponenten in der Einbausituation in der Maschine über die Steifigkeiten der Bewegungsführungen bzw. der Vorschubantriebe sehr stark miteinander gekoppelt.

Besitzt das FEM-Modell einer Gestellkomponente keine stark differierenden Steifigkeiten in unterschiedliche Belastungsrichtungen, so kann der Einfluss sogenannter geometrischer Nichtlinearitäten vernachlässigt werden. Diese können Knick- und Beuleffekte oder lastbedingte Versteifungseffekte (*stress stiffening*) verursachen. Bei Vorhandensein sehr steifer Moden in Richtung hoher Belastungen und sehr weicher Moden in dazu orthogonale Belastungsrichtungen müssten andernfalls sogenannte geometrische Steifigkeiten (*geometric modes*) bei der Modellierung des flexiblen Körpers berücksichtigt werden [SACHAU 1996].



*Bild 4.6: Gefesselte Eigenformen des flexiblen Fahrständer-Körpers*

Ausgehend von diesen Vorüberlegungen wurden bei den im Rahmen dieser Arbeit modellierten Maschinenbeispielen mit flexiblen Körpern zur Simulation kleiner Verfahrwege nur dynamische Eigenformen als modale Ansatzfunktionen berücksichtigt. Allerdings wurden diese jeweils für die inertial gefesselte FEM-Struktur des flexiblen Körpers berechnet (sog. *constrained normal modes*). Für die Abbildung der äußeren Einspannbedingungen wurde das FEM-Bauteilmodell dazu durch Zwangsbedingungen an den bauminernen Koppelpunkten mit allen sechs Freiheitsgraden gegenüber dem Inertialsystem gefesselt. Zur Veranschaulichung zeigt Bild 4.6 die berechneten Eigenmoden der gefesselten Struktur am Beispiel der nach Bild 4.4 modellierten Fahrständer-Gestellkomponente. Hierzu wurde die Bauteilstruktur an den Koppelpunkten der Führungswagen in y- und z-Richtung und am Koppelpunkt des x-Vorschubantriebs in x-Richtung festgelegt. Die gewählte Abbildung der Randbedingungen ermöglicht eine geeignete Repräsentation der globalen Deformationen (Biegen, Torsion, Längsdehnung), denen der Körper unter Belastung im Einbauzustand unterliegt. Damit kann vor allem auch die gegenseitige Versteifungswirkung der Gestellkomponenten im Zusammenbauzustand in recht guter Näherung im FEM-Modell abgebildet werden.

### **Spezifikation der Dämpfung der Moden**

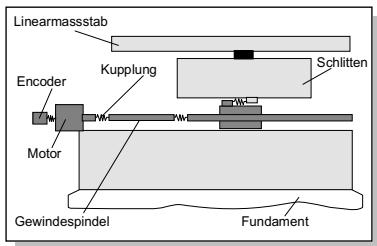
Für jeden flexiblen Körper sind Parameterwerte zu spezifizieren, die die Bedämpfung der zugehörigen Moden im Einbauzustand im MKS-Modell vorgeben. Dieser Modellierungsschritt ist mit einer gewissen Unschärfe problematisch behaftet, die vergleichbar ist mit der Vorgabe modularer Systemdämpfungen des FEM-Modells einer kompletten Maschinenstruktur, das zur Berechnung von Nachgiebigkeitsfrequenzgängen eingesetzt werden soll (vgl. [SCHNEIDER 2000]). Streng genommen können derartige Dämpfungswerte nur auf Basis experimenteller Messungen an einem Hardwareprototypen angegeben werden. Während die vorgegebene Dämpfung nur geringfügigen Einfluss auf die Lage der Eigenfrequenzen und die Schwingungsformen des gekoppelten Gesamtmodells hat, so besitzt sie wesentlichen Einfluss auf die simulierten Nachgiebigkeitsamplituden. Als sinnvolles Vorgehen im Rahmen einer Neuentwicklung bietet es sich daher an, eine pragmatische Schätzung realistischer Werte durchzuführen, die sich an Messwerten aus experimentellen Modalanalysen von Werkzeugmaschinenstrukturen orientiert. Allerdings sind die Dämpfungswerte der Moden der flexiblen Körper wesentlich geringer anzunehmen als die Werte für globale Maschinenstrukturschwingungen. Dies ist damit zu begründen, dass im letzteren Fall zusätzliche Dämpfungseffekte der Koppelstellen mit erfasst werden, die einen Großteil der Gesamtdämpfung ausmachen (vgl. [ALBERTZ 1995], [NEBELING 1999]).

## 4.5 Einbindung der Vorschubantriebe in die MKS-Simulation

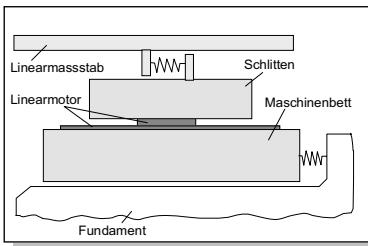
### 4.5.1 Antriebskonzepte für hochdynamische Werkzeugmaschinen

Als Antriebskonzepte für hochdynamische Vorschubantriebe an NC-Werkzeugmaschinen werden alternativ rotatorische Servoantriebe mit Kugelgewindespindel oder Lineardirektantriebe eingesetzt (Bild 4.7). Beide Antriebskonzepte weisen charakteristische Eigenschaften auf, aus denen sich unter dem Aspekt der erreichbaren Bewegungsdynamik Vorteile und Nachteile für unterschiedliche Einsatzzwecke ergeben (vgl. z. B. [HEINEMANN & PAIERNIK 1998]). Zusätzlich resultieren unterschiedliche Anforderungen an die Abbildung im MKS-Maschinenmodell.

**Rotatorischer Spindelantrieb**



**Lineardirektantrieb**



- ⊕ Kraft-Momentenreduktion ermöglicht höhere Vorschubkräfte (Vorteil bei höheren bewegten Massen und Bearbeitungskräften)
- ⊖ schwwingungsfähige Übertragungsmechanik

- ⊕ Eignung für sehr hohe Beschleunigungen und Verfahrgeschwindigkeiten
- ⊕ keine Übertragungsmechanik

Bild 4.7: Charakteristische Eigenschaften von Lineardirektantrieben und rotatorischen Kugelgewindeantrieben im Einsatz an NC-Vorschubantrieben

Lineardirektantriebe sind gekennzeichnet durch die direkte Erzeugung der Vorschubkraft und eignen sich für extrem hohe Beschleunigungen und Verfahrgeschwindigkeiten. Gegenüber konventionellen Kugelgewindeantrieben zeichnen sie sich durch den prinzipbedingten Wegfall einer schwungsfähigen oder spielbehafteten Übertragungsmechanik aus. Die Linearmotorkomponenten sind Bestandteil der mechanischen Maschinenstruktur, was die MKS-Modellierung eines Lineardirektantriebes vereinfacht.

Kugelgewindeantriebe besitzen aufgrund der höheren realisierbaren Vorschubkräfte Vorteile bei höheren bewegten Massen. Bei sachgerechter Auslegung der Antriebsstruktur bieten Servoantriebe mit Kugelgewindespindel durchaus aktivierbares Leistungspotential auch für hochdynamische Einsatzfälle (vgl. [WECK & BRECHER 1997]). Dies erfordert die

optimale Abstimmung der konstruktiven Auslegungsparameter des Vorschubantriebes wie Spindelsteigung, Getriebeübersetzung und Trägheiten im Antrieb in Kombination mit bewegter Schlittenmasse und verfügbarem Motormoment. Als wesentliche Teilaufgabe der Antriebsauslegung sind die resultierenden dynamischen Schwingungseigenschaften der Übertragungsmechanik zu untersuchen und zu optimieren [ZELLER 1997]. Außerdem sind diese im MKS-Modell geeignet abzubilden.

### 4.5.2 Ansätze zur mechatronischen Modellbildung

Als Voraussetzung für die Mehrkörpersimulation lagegeregelter Verfahrbewegungen sind die dynamischen Eigenschaften der Vorschubantriebe zweckmäßig zu modellieren. Als funktionell relevante Komponenten sind im vorliegenden Zusammenhang der Lageregelkreis (mit unterlagerter Drehzahl- und Stromregelung), die Sensorik, die Leistungsversorgung, die elektrodynamischen Eigenschaften des Antriebsmotors und bei rotatorischen Servoantrieben zusätzlich die Übertragungsmechanik zu berücksichtigen.

Moderne digitale Servo- und Linearmotorantriebe für den Einsatz in Werkzeugmaschinen zeichnen sich durch schnelle Stromregler und sehr hochfrequent schaltende Leistungsendstufen aus. Damit kann ein sehr dynamisches Kraft- bzw. Momentenstellverhalten in Verbindung mit geringen Kraftwelligkeiten erzielt werden. Aus diesem Grund wird es in der Regel als zulässig erachtet, das Zeitverhalten von Motor und Leistungsteil bei einer Regelungstechnischen Betrachtung der gesamten Antriebsachse vereinfacht abzubilden (vgl. [GROß 1981], [WEIKERT & KNAPP 2000]). Im Rahmen der dargestellten Untersuchungen wurde daher ebenfalls eine vereinfachte Modellierung des Motorverhaltens verwendet, wie z.B. im Blockschaltbild auf Bild 4.8 ersichtlich. Diese ist der üblichen Darstellung des dynamischen Verhaltens eines nebenschlusserregten Gleichstrommotors, bestehend aus einem Übertragungsglied mit Verzögerungszeitkonstante (PT1-Glied), Begrenzungsgliedern für Strom und Spannung sowie der Rückkopplung der elektromotorischen Gegeninduktivität, entlehnt. Die benötigten Modellparameter können weitgehend aus den Projektierungsunterlagen der Antriebshersteller abgeleitet werden. Auf die Modellierung der Spannungsversorgung wurde verzichtet, da moderne NC-Werkzeugmaschinen i.d.R. mit einem geregelten Zwischenkreis ausgestattet sind.

Stand der Technik bei NC-Steuerungen und Antriebsregelungen an Werkzeugmaschinen ist ein computergestützter gerätetechnischer Aufbau, wobei alle Systemelemente entweder als digitale Hardwarekomponenten oder als Softwarefunktionen implementiert sind. Den etablierten Standard für die Lageregelung der Vorschubachsen an NC-Werkzeugmaschinen bildet nach wie vor das Konzept der kaskadierten Lageregelung [GAO 2000]. Bei konventionellem Aufbau sind dabei dem Lageregelkreis (Proportionalregler mit  $k_v$ -Faktor als Verstärkung) ein Drehzahl- und Stromregelkreis (PI-Regler) als Hilfsregelkreise unterlagert. Aufgrund der möglichen, drastischen Reduktion der entstehenden Schleppfehler wird die

Kaskadenregelung i. a. in Verbindung mit einer Drehzahl- bzw. Geschwindigkeitsvorsteuerung und ggf. auch einer Beschleunigungsvorsteuerung eingesetzt. Die digital realisierten und damit zeitdiskreten Regelkreise werden mit unterschiedlichen Taktzeiten zyklisch durchlaufen. Angepasst an die Änderungsgeschwindigkeiten der realen Systemgrößen liegen die typischen Taktfrequenzen bei 0,5–2 ms im Lageregelkreis, 200–800 µs im Drehzahlregelkreis und 50–200 µs im Stromregelkreis. Innerhalb der Reglerstruktur stehen i.a. digitale Filter und Begrenzungsglieder zur Verfügung, deren Charakteristik über Parameter eingestellt werden kann. Damit können störende Signalanteile aus Mess- oder Regelungsgrößen herausgefiltert bzw. Signalamplituden auf zulässige Werte begrenzt werden. Bei der Analog-Digital-Wandlung der Messgrößen erfolgt zusätzlich eine Amplitudenumwandlung.

Die Modellierung von Bewegungssteuerung und Regelkreisen als zeitdiskrete Systeme mit unterschiedlichen Abtast- und Rechentotzeiten (sog. *multirate system*) und Signalumwandlung setzt die Verfügbarkeit entsprechender Modellelemente (z.B. Abtasthalteglieder, Quantisierglieder) und Berechnungsmechanismen im eingesetzten Simulationsystem voraus [MAKAROV 1998]. Um bei der numerischen Zeitintegration eines gemischten Modells mit kontinuierlichen und zeitdiskreten Teilsystemen hohe Rechengeschwindigkeit und Stabilität zu gewährleisten, werden leistungsfähige Synchronisations- und Integrationsalgorithmen benötigt. Können die Taktraten des digitalen Regelungssystems im Verhältnis zu den relevanten Zeitkonstanten der geregelten Strecke als ausreichend klein beurteilt werden, so ist die vereinfachte Abbildung als quasikontinuierliche Systeme zulässig. Diese Vereinfachung wurde bei der Modellierung der Regelkreise im Rahmen dieser Arbeit zugrundegelegt (vgl. Bild 4.8). Die für die Simulation benötigten Parameter der Reglerstruktur können aus den Datensätzen der Maschinenparameter der NC-Steuerung übernommen werden.

### 4.5.3 Abbildung rotatorischer Vorschubantriebe

Zur Modellierung mechanischer Komponenten der Antriebsstruktur bestehen prinzipiell zwei Ansatzmöglichkeiten, die abhängig von der im Entwicklungsprozess interessierenden Fragestellung eingesetzt werden können.

Um primär den Einfluss des Übertragungsverhaltens des Antriebsstranges auf die Bewegungsdynamik der Gesamtmaschine angemessen darzustellen, eignet sich die in Bild 4.8 skizzierte Modellierung. Dabei wird das Verhalten der Übertragungsmechanik durch ein regelungstechnisches Ersatzmodell abgebildet und zusammen mit der Achsregelung und dem Motorverhalten als komplette Einheit in einem Kraftelement implementiert. Dieses Vorgehen leitet sich von der in der Antriebstechnik gebräuchlichen Modellierung eines Vorschubantriebes als Zwei-Massen-Schwinger ab, wobei die eine Masse als Körpermasse  $m_T$  der bewegten Gestellkomponente im MKS-Modell vorhanden ist. Die mechanische

Trägheit der Übertragungsmechanik  $m_A$  wird dagegen intern im Kraftelement als auf die translatorische Vorschubbewegung bezogene träge Masse  $m_A$  abgebildet. Der interne Freiheitsgrad  $x_A$  des Kraftelementes repräsentiert die Bewegungslage der antriebsseitigen Trägheit  $m_A$ . Die Ersatzsteifigkeit  $c_{res}$  und die Dämpfung  $d_{res}$  bilden die resultierende Gesamtsteifigkeit und -dämpfung des Vorschubantriebes ab. Die vom Kraftelement zwischen feststehender und bewegter Gestellkomponente einer Maschinenschlittens ausgeübte Antriebskraft  $F_A$  berechnet sich aus den kinematischen Größen des Maschinenschlittens und der internen Antriebsträgheit. Der beschriebene Ansatz führt pro Maschinenschlitten zu einem Kraftelement mit Regelungstechnischem Ersatzmodell des Vorschubantriebs [REINHART & WEIBENBERGER 1998]. Ein analoges Vorgehen zur Modellierung elastischer Getriebe an rotatorischen Gelenken von Robotern wird z.B. von KREUZER U. A. [1994] beschrieben.

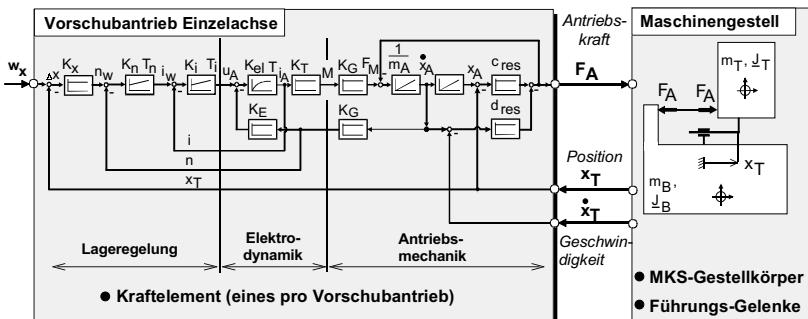


Bild 4.8: Schwingungsbehäfteter Vorschubantrieb - MKS-Modellierung als Kraftelement (Filter, Begrenzer und Vorsteuerung sind nicht dargestellt)

Mit diesem dargestellten Modellierungsansatz ist es möglich, das für das Positionierverhalten ausschlaggebende Steifigkeits- und Schwingungsverhalten des mechanischen Antriebsstrangs in der MKS-Modellierung des Vorschubantriebes geeignet abzubilden. Dabei kann eine dominierende Eigenfrequenz der Übertragungsmechanik berücksichtigt werden. Der Einfluss der Stellung der Maschinenschlitten auf die wirksame Ersatzsteifigkeit eines Spindelantriebes kann im MKS-Modell mit Hilfe einer positionsabhängigen Kennlinie  $c_{res}(x_A)$  erfasst werden.

Dieser Modellansatz bietet den besonderen Vorteil, dass durch die kompakte Modellabbildung der Regelungsstruktur und des Übertragungsverhaltens der Antriebsmechanik ein schneller und effizienter Aufbau eines Maschinenmodells unterstützt wird. Der Nachteil besteht darin, dass die Lagerreaktionen der mechanischen Antriebskomponenten und deren Rückwirkung auf die Gestellkomponenten nicht detailliert abgebildet werden.

Sollen im Entwicklungsprozess diese Effekte dagegen mit erfasst werden, so ist eine aufwendigere Modellierung erforderlich. Die Antriebskomponenten sind als Starrkörper in das MKS-Maschinenmodell zu integrieren, wobei die Antriebskinematik durch entsprechende Gelenke abzubilden ist. Die mechanischen Nachgiebigkeiten des Antriebsstranges werden mit Hilfe von Feder-Dämpfer-Kraftelementen realisiert. Bild 4.9 zeigt exemplarisch eine mögliche MKS-Modellstruktur eines rotatorischen Vorschubantriebs bei detaillierter Abbildung der mechanischen Komponenten der Antriebsstruktur. Das Motorantriebsmoment wird mit einem Momenten-Kraftelement dargestellt, das zwischen Wellen- und Gehäusekörper des Servomotors angreift. Motordrehung und ggf. Schlittenposition sind über kinematische Sensoren zu erfassen und in das regelungstechnische Modell von Achsregelung und elektrodynamischem Motorverhalten zurückzuführen.

Der Vorteil dieser detaillierteren Modellbildung der Mechanik liegt darin, dass eben auch die Lagerreaktionen der Antriebskomponenten und die Kopplungseffekte mit der Bewegung der als gehäuseseitige Lagerung dienenden Gestellkomponente mit erfasst werden können. Als Nachteil ergibt sich der höhere Modellierungsaufwand sowie die mit der Körperanzahl steigende Anzahl von Freiheitsgraden der Bewegungsgleichungen.

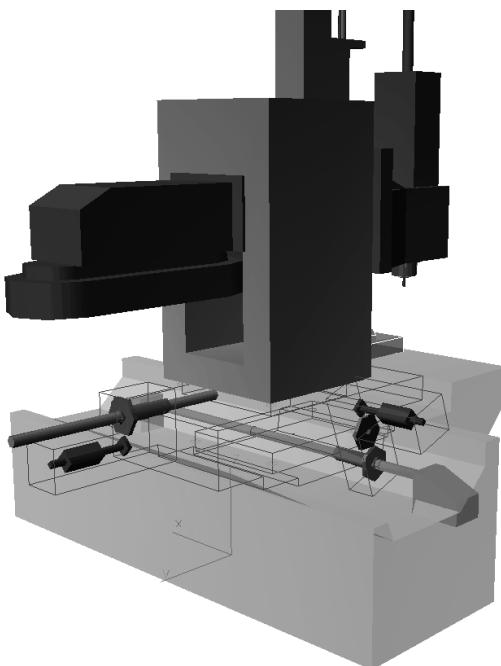


Bild 4.9: MKS-Modellierung rotatorischer Vorschubantriebe mit Abbildung der mechanischen Komponenten

## Anwendung und Simulationsergebnisse

Als exemplarisches Beispiel für die Einsatzmöglichkeiten der MKS-Simulation zur Analyse des Maschinenverhaltens zeigt Bild 4.10 die Auswirkungen einer mehrachsigen Verfahrbewegung auf die dynamische Belastung der Achsführungen. Die Gestellkomponenten wurden in diesem Fall als Starrkörper abgebildet. Dabei führen die Vorschubantriebe der x- und y-Achse der Maschine eine rampenförmige Positionierbewegung (jeweils mit Verfahrgeschwindigkeit von 20 m/min) aus. Die Kugelgewindeantriebe der Maschine wurden im MKS-Modell entsprechend Bild 4.8 als Regelungstechnische Ersatzmodelle abgebildet. Die Diagramme im linken Bildteil zeigen die internen Zustandsgrößen des Vorschubantrieb-Kraftelementes der x-Achse. Aufgrund der als reine Schleppfehlerregelung betriebenen Lageregelung stellt sich in der Phase konstanter Verfahrgeschwindigkeit ein stationärer Schleppfehler  $\Delta x$  ein, dessen Wert sich gemäß der Beziehung  $\Delta x = v / k_v$  aus der vorgegebenen Verfahrgeschwindigkeit  $v$  und der eingestellten Lagereglerverstärkung  $k_v$  ergibt. Im rechten Bildteil sind die globalen Lagerreaktionen im Führungsgelenk zwischen Bett- und Kreuzschlittenkörper (Maschinenachse x) dargestellt, die aus der Überlagerung der Effekte der sequentiell aufeinander aufbauenden Maschinenachsen resultieren.

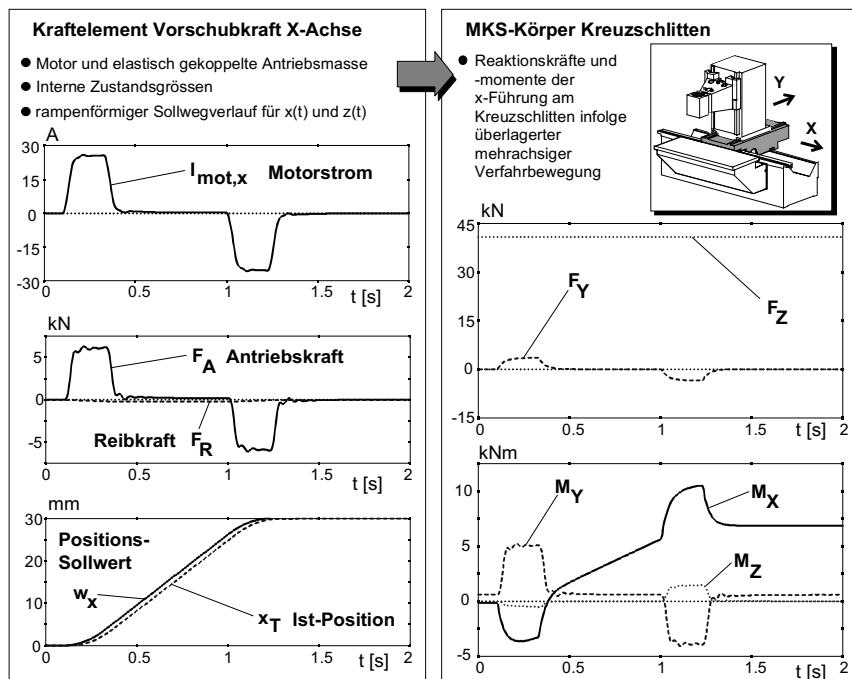


Bild 4.10: MKS-Dynamiksimulation einer mehrachsigen Positionierbewegung

#### 4.5.4 Abbildung von Lineardirektantrieben

Lineardirektantriebe können im Vergleich zu rotatorischen Vorschubantrieben mit geringem Aufwand in ein MKS-Modell der Maschine eingebunden werden. Aufgrund der entfallenden Übertragungsmechanik sind nur die Elektrodynamik des Linearmotors und die Regelungsstruktur abzubilden. Zwischen Primär- und Sekundärteil eines Linearmotors treten beträchtliche Anzugskräfte auf, die normal zur Verfahrrichtung wirken und die ein mehrfaches der Vorschubkraft betragen können. Durch den entsprechenden konstruktiven Aufbau der Linearachse (Anordnung als Doppelkamm-Motor statt als Einzelkamm-Motor) können diese Anzugskräfte kompensiert werden [HEINEMANN & PAPIERNIK 1998]. Demzufolge sind im Antriebsmodell abhängig vom konstruktiven Aufbau neben der in Vorschubrichtung wirkenden Vorschubkraft  $F_A$  zusätzliche Anzugs- oder auch Querkräfte  $F_N$  normal zur Vorschubrichtung zu berücksichtigen. Bild 4.11 zeigt die implementierte Modellstruktur zur Einbindung von Lineardirektantrieben in die Mehrkörpermodellierung.

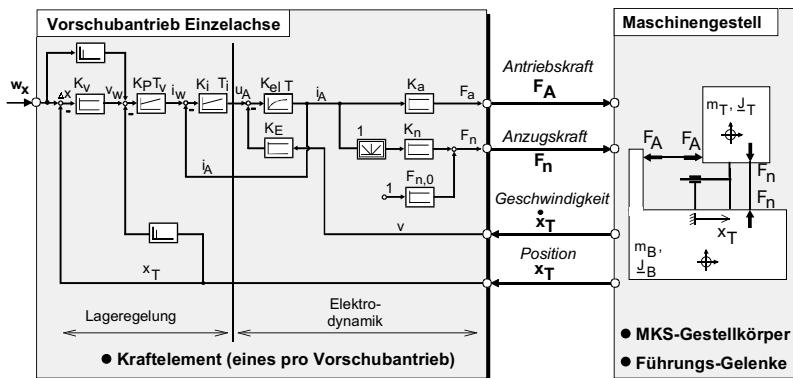


Bild 4.11: Modellstruktur zur Abbildung eines Lineardirektantriebes im MKS-Modell

Zur Demonstration des Anwendungspotentials zeigt Bild 4.12 das Mehrkörpermodell einer zweiachsigen Transferstraßeneinheit mit Lineardirektantrieben. Aufgrund der eingesetzten Einzelkamm-Linearmotoren werden die auftretenden Anzugskräfte zwischen Primär- und Sekundärteil normal zur Vorschubrichtung nicht kompensiert. Dieser Umstand führt bei Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen zu einem zusätzlichen dynamischen Einfedern und zu Vertikalschwingungen und Taumelbewegungen des Kreuztischaufbaus, was in den dargestellten Simulationsergebnissen einer Positionierbewegung als vertikale Abweichung  $\Delta z$  des mitbewegten Bezugspunkts am Kreuztisch erfasst wird.

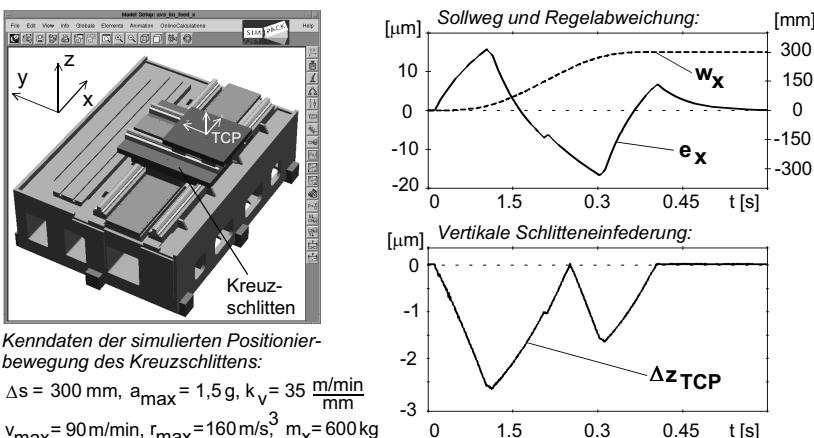


Bild 4.12: MKS-Modell einer Transferstraßeneinheit mit Linearmotorantrieb

## 4.6 Einbindung der NC-Steuerungsfunktionalität

Das dynamische Bewegungsverhalten einer numerisch gesteuerten Werkzeugmaschine wird maßgeblich von der Funktionalität der Bewegungssteuerung bestimmt. Gerade mit steigender Bearbeitungsgeschwindigkeit nimmt der Einfluss der Führungsgrößenerzeugung auf das erzielbare Maschinenverhalten erheblich zu. Die hierzu wesentlichen Grundbegriffe und Zusammenhänge werden in den Abschnitten 4.6.1 und 4.6.2 dargestellt. Folglich ist die NC-Steuerung ein zentraler Funktionsträger, den es beim Aufbau des Simulationssystems zur Analyse und Optimierung der Bewegungsdynamik eines Maschinenentwurfs geeignet einzubinden gilt. Eine entsprechende Realisierung wird in Abschnitt 4.6.3 beschrieben.

### 4.6.1 Grundbegriffe der NC-Steuerungstechnik

Die Bearbeitung eines Werkstücks auf einer Werkzeugmaschine zur Erzeugung einer gewünschten Form erfordert eine definierte Relativbewegung zwischen Werkzeug und Werkstück. Diese Relativbewegung entsteht durch die simultane Bewegung der einzelnen Vorschubachsen der Maschinenkinematik. Die Erzeugung der Führungsgrößen der Maschinenachsen ist Aufgabe der NC-Bewegungssteuerung (s. Bild 4.13).

Durch ein NC-Programm wird lediglich eine geometrische Beschreibung des Sollbahnverlaufs vorgegeben. Der zeitliche Ablauf der Relativbewegung zwischen Werkzeug und Werkstück wird dagegen erst in der NC-Bewegungssteuerung berechnet.

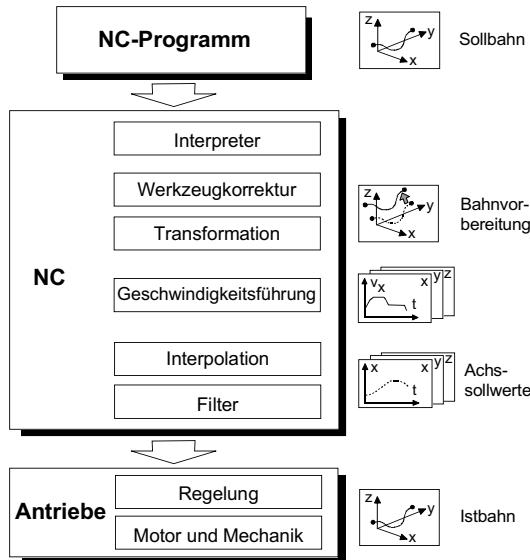


Bild 4.13: Informationsfluss in der NC-Steuerung bei einer mehrachsigen Bearbeitung

Ein NC-Programm ist aus zeilenorientierten Befehlssätzen, den sog. NC-Sätzen, mit Schalt-, Geometrie- und Technologiebefehlen aufgebaut. Ein Geometriebefehl enthält die am Satzende einzunehmende neue Zielposition und eine Wegbedingung, welche die Verlaufseigenschaften der Relativverfahrbewegung zwischen vorheriger und neuer Zielposition vorgibt (z.B. Verfahrbewegung mit Linear- oder Kreisinterpolation). Technologiebefehle sind Anweisungen für z.B. Spindeldrehzahl oder Vorschubgeschwindigkeit [DIN 66025].

Durch satzweise Dekodierung des NC-Programms im sog. *Interpreter* erfolgt eine Zuweisung und koordinierte Abarbeitung der ablauf- und bewegungsorientierten Programmbefehle in den dafür zuständigen Funktionseinheiten der Steuerung. Die Verarbeitung der Geometrie- und Technologiebefehle ist Aufgabe des NC-Steuerungskerns. Aus Flexibilitätsgründen wird ein NC-Teileprogramm i. a. nicht im Maschinenkoordinatensystem sondern in einem werkstückfesten Bezugssystem definiert. In diesem Fall muss der Maschinensteuerung die Lage des Werkstückbezugssystems (Werkstücknullpunkt) im Maschinenkoordinatensystem mitgeteilt werden, damit diese als kinematische *Transformation* eine sogenannte Nullpunktsverschiebung vornehmen kann. Durch eine *Werkzeugkorrektur* wird der Verlauf der Sollbahn den aktuellen Werkzeugabmessungen angepasst [WECK 1995].

Die *Geschwindigkeitsführung* hat die Funktion, unter Berücksichtigung verschiedener Randbedingungen, wie z.B. maximale Beschleunigungs- und Geschwindigkeitsgrenzen der Linearachsen, maximale Bahnbeschleunigung sowie zulässige Bahnabweichung einen geeigneten Verlauf der Bahngeschwindigkeit zu ermitteln.

Aufgabe der *Interpolation* ist die Generierung der Lagesollwertsignale der einzelnen Maschinenachsen. Dazu wird in einem vorgegebenen Zeittakt (Interpolationstakt  $T_{IPO}$ ) auf Basis der geometrischen Achsbewegungsverläufe und des Bahngeschwindigkeitsprofils eine diskrete Folge bahninterpolierter Stützpunkte der Achswerte berechnet. In Anlehnung an DIN 66025 unterstützen industriell eingesetzte Steuerungen meist die Interpolation der Geometrieelemente *Gerade* sowie *Kreis* und *Parabel* in einer Ebene. Zunehmend werden auch Spline-Interpolationen unterstützt [HEINEMANN & PAPIERNIK 1998].

### 4.6.2 Einfluss der Führungsgrößenerzeugung auf Maschinendynamik und Genauigkeit

Die Leistungsfähigkeit einer Werkzeugmaschine wird letztlich über die erzielbare Bearbeitungsgenauigkeit und Mengenleistung definiert. Bei Bearbeitungsvorgängen mit hoch-dynamischen Maschinenbewegungen wird die erzielbare Bearbeitungsgenauigkeit wesentlich von der Bahngenauigkeit der Relativbewegung zwischen Werkstück und TCP bestimmt. Dieser Sachverhalt gilt im besonderen für HSC-Bearbeitungen [GAO 2000].

Der Konturfehler am Werkzeugbezugspunkt (*contouring error*) setzt sich aus folgenden Komponenten zusammen:

- Approximationsfehler der exakten Werkstückkonturen in der Geometriedatenverarbeitung und Interpolation der Bewegungssteuerung,
- Regelabweichungen an den Maschinenachsen (*tracking error*) sowie aus
- stationären und dynamischen Fehlern der Maschinenstruktur (und der Werkzeuge).

Zu den Fehlerursachen der Maschinenstruktur zählen geometrische und kinematische Abweichungen infolge von Fertigungs- und Montagegenauigkeiten sowie Verlagerungen am TCP infolge statischer Nachgiebigkeiten oder Schwingungseffekten der Maschinenstruktur (z. B. Verkippen in den Führungssystemen, Verformungen der Gestellkomponenten). Während die Regelabweichungen an den Maschinenachsen von den Betriebsmesssystemen prinzipiell erkannt und ausgeregelt werden können, treten die von der mechanischen Struktur bedingten Fehler außerhalb der Regelstrecke auf.

Zur Reduzierung des Bahnfehlers werden in modernen NC-Steuerungen parallel regelungstechnische und steuerungstechnische Ansätze verfolgt (vgl. [ERKORKMAZ & ALTINTAS 1998]). Die regelungstechnischen Ansätze zielen darauf ab, den Bahnfehler in erster Linie durch die Minimierung der Regelabweichungen an den Maschinenachsen zu reduzieren. Hierzu werden z. B. Lageregelungen mit Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvorsteuerung eingesetzt. Als weitere Maßnahmen mit gleicher Zielrichtung sind in diesem Zusammenhang auch Kompensationsberechnungen zum Ausgleich von Reibungseffekten oder elastischen Umkehrspannen zu nennen.

Die steuerungstechnischen Ansätze basieren auf der Führungsgrößenerzeugung der Achsbewegungen, die angepasst an das Beschleunigungsvermögen der Antriebe und die Dynamik der Maschine erfolgen muss. Vorhandene geometrische oder kinematische Fehler der Maschine (z.B. Spindelsteigungsfehler) können mittels Kompensationsmaßnahmen auf Ebene der Bahnsteuerung ausgeglichen werden. Unstetigkeiten im Verlauf der Achsgeschwindigkeiten und insbesondere der Beschleunigungen können Schwingungen der Antriebe bzw. der Maschinenstruktur hervorrufen, was einen signifikanten Einfluss auf die resultierenden Bahnfehler besitzt. Dies gilt nicht nur für geradlinige Positionierbewegungen sondern gleichfalls für Beschleunigungsänderungen bei Quadrantenübergängen bei Kreisfahrten sowie bei mehrachsiger Verfahrbewegung auf einer gekrümmten Bahn.

Zu diesem Zweck wird in NC-Steuerungskernen für Standard- und HSC-Maschinen typischerweise zur Bahngeschwindigkeitsführung ein sogenanntes *ruckbegrenztes* Beschleunigungsprofil zugrundegelegt. Dieses Vorgehen vermeidet sowohl Geschwindigkeits- als auch Beschleunigungssprünge. Durch die Begrenzung der zeitlichen Ableitung der Beschleunigung, des Rucks, auf einen endlichen Wert wird die sprungartige Belastung für Antriebe und Mechanik in erlaubten Grenzen gehalten [STOF 1977]. Bild 4.14 zeigt im Vergleich eine Geschwindigkeitsführung mit ruckbegrenzter Beschleunigung und mit Beschleunigungssprung.

Die Verwendung ruckbegrenzter Beschleunigungsprofile behebt jedoch nicht die grundsätzliche Ursache einer potentiellen Schwingungsanregung der Maschine durch die Führungsgrößen. Die Schwingungsanregung steht nicht in einem direkten Abhängigkeitsverhältnis vom Wert der kinematischen Größe Ruck. Vielmehr besteht der kausale Faktor in der spektralen Dichte der Führungsgrößen bei den Resonanzfrequenzen der Maschinenstruktur [FAUSER 1997]. Als Abhilfe werden häufig die achsinterpolierten Sollwertverläufe noch einer digitalen Tiefpass- oder Bandpassfilterung unterzogen, um die Schwingungsanregung von Antrieben und Maschinenstruktur zu verringern (vgl. Bild 4.13). Die Filterung führt jedoch zu einer gewissen Verfälschung der räumlichen Sollkontur und vermindert daher die erzielbare Genauigkeit [WECK 1995].

Die Weiterentwicklung der NC-Interpolationstechniken zur Steigerung der erzielbaren Bearbeitungsgenauigkeit und Produktivität wird besonders von den Anforderungen der Hochgeschwindigkeits-Bearbeitung getrieben. Als Beispiele für die in diesem Zusammenhang verfolgten Ansätze seien nur einige exemplarische Arbeiten genannt:

- Spline-basierte Geometriedatenverarbeitung mit krümmungsstetiger Bewegungsführung, um die Maschinenanregung und die Facettierung der Werkstückoberflächen durch die bislang übliche, lineare Approximation zu vermeiden und den Datenumfang gravierend zu verringern [KLEIN 1995].
- Bandbegrenzung des Frequenzspektrums der Führungsgrößen an den Eigenfrequenzen der Maschinenstruktur ohne nachteilige Konturverfälschung [FAUSER 1997].

- Gezielte Einbeziehung der Maschinendynamik und des statischen Nachgiebigkeitsverhaltens in die NC-Interpolation (z. B. [ERKORKMAZ & ALTINTAS 1998]).
- Berücksichtigung spezifischer fertigungstechnologischer Anforderungen bei der Bahninterpolation, wie z. B. konstante Schnittleistung oder konstante Schnittgeschwindigkeit am Werkzeugberührpunkt [KREIDLER 1996].

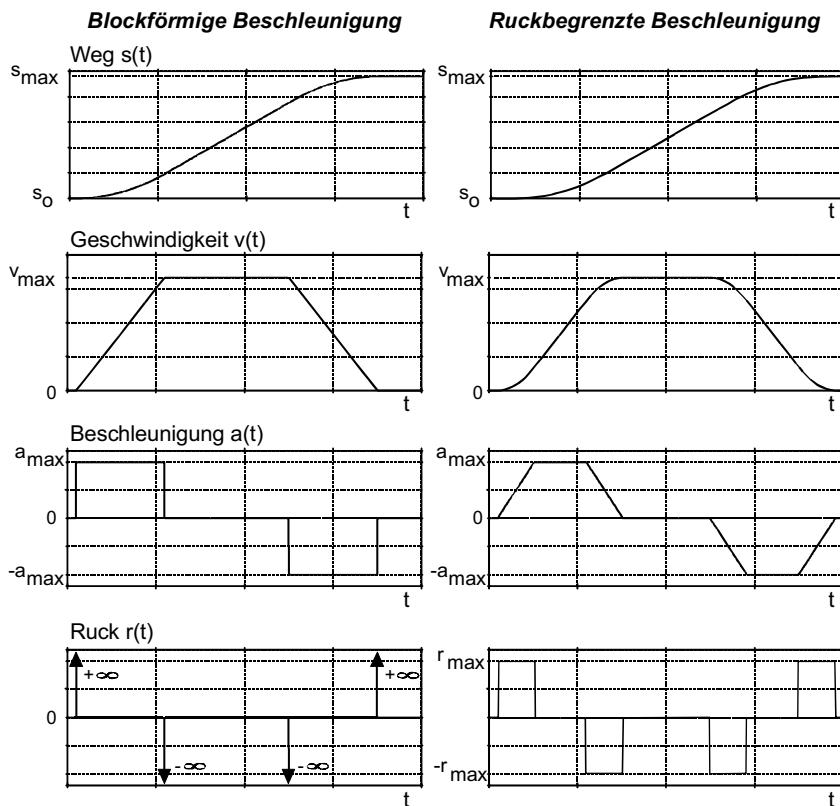


Bild 4.14: Geschwindigkeitsführung mit Beschleunigungssprung und mit rückbegrenzter Beschleunigung

### 4.6.3 Kopplung von NC-Bearbeitungs- und MKS-Dynamiksimulation

#### Maschinenmodell mit virtueller NC-Steuerung

Um das Verhalten eines Maschinenentwurfs mit realistischen Sollwertvorgaben und Bearbeitungsaufgaben simulieren zu können, ist im Idealfall eine reale NC-Steuerung als Softwarebaustein in die Simulationsumgebung zu integrieren. Durch die informationstechnische Kopplung von Maschinenmodell und NC-Steuerung kann ein vollständiger virtueller Maschinenprototyp aufgebaut werden (s.a. [PRITSCHOW U. A. 1999]).

#### Realisierungsansatz

Als erster Realisierungsschritt zur funktional vollwertigen Einbindung der NC-Steuerung in die Simulation des Maschinenverhaltens wurde im Rahmen der vorgestellten Arbeiten eine Kopplung von NC-Bearbeitungs- und MKS-Dynamiksimulation aufgebaut. Zu diesem Zweck wurde in die CAE-Systemumgebung ein grafisches 3D-Kinematiksimulationssystem eingebunden, das über ein Programmmodul zur NC-Bearbeitungssimulation verfügt. Dieses emuliert die Ablauf- und Bewegungssteuerung marktgängiger CNC-Steuerungen für Werkzeugmaschinen [ANYSIM 1998]. Die Steuerung des Simulationsablaufs erfolgt auf Basis eines realen NC-Teileprogramms nach DIN 66025, das analog zur Arbeitsweise einer NC-Maschinensteuerung abgearbeitet wird. Ein 3D-Geometriemodell von Maschine, Aufspannmitteln und Werkstück dient zur Visualisierung der NC-Bearbeitung. Zur Überprüfung und Optimierung von NC-Programmen kann eine automatische Kollisionsüberwachung und eine geometrische Materialabtragsimulation aktiviert werden [SCHRÜFER 1992], [LINNER 1997]. Da das NC-Simulationsmodul primär zur Offline-Planung von Bearbeitungsabläufen und zur Abschätzung von Bearbeitungszeiten ausgelegt ist, werden Bahnplanung und dynamische Geschwindigkeitsführung jedoch nur genähert abgebildet.

#### Umsetzung

Bild 4.15 zeigt die prinzipielle Struktur der realisierten offline-Kopplung von NC-Bearbeitungssimulation und MKS-Dynamiksimulation. Um die Erstellung des NC-Simulationsmodells der Werkzeugmaschine im 3D-Kinematiksimulationssystem zu vereinfachen, kann auf ein vorhandenes 3D-CAD-Modell zurückgegriffen werden. Nach dem Export einer Visualisierungsgeometrie an das 3D-Kinematiksystem wird dort die Maschinenkinematik mit Bewegungssachsen, Nullstellungen und Endlagen definiert. Durch die Verknüpfung mit einem NC-Steuerungsmodell wird das NC-Simulationsmodell vervollständigt. Die Anpassung des NC-Steuerungsmodells an den Maschinenentwurf erfolgt über die Konfigurierung der Koordinatentransformationen sowie die Wertebelegung der Maschinenparameter.

Die während der NC-Bearbeitungssimulation interpolierten Achsverfahrbewegungen stellen die in der MKS-Simulation benötigten Positions-Sollwertverläufe dar. Um diese zugänglich zu machen, wurde der Programmcode des 3D-Kinematiksimulationssystems um ein Schnittstellen-Modul erweitert. Das implementierte Modul zeichnet für die gesamte Abarbeitungsdauer eines NC-Programms die NC-interpolierten Stützpunkte der Achsverfahrtwege auf und gibt diese als Wertetabelle in einer Reportdatei aus. Diese Informationen werden als Inputgrößen in das MKS-Modell eingebunden. Sie fungieren dort als zeitliche Führungsgrößen, die zur Ansteuerung der Achs-Lageregler eingesetzt werden.

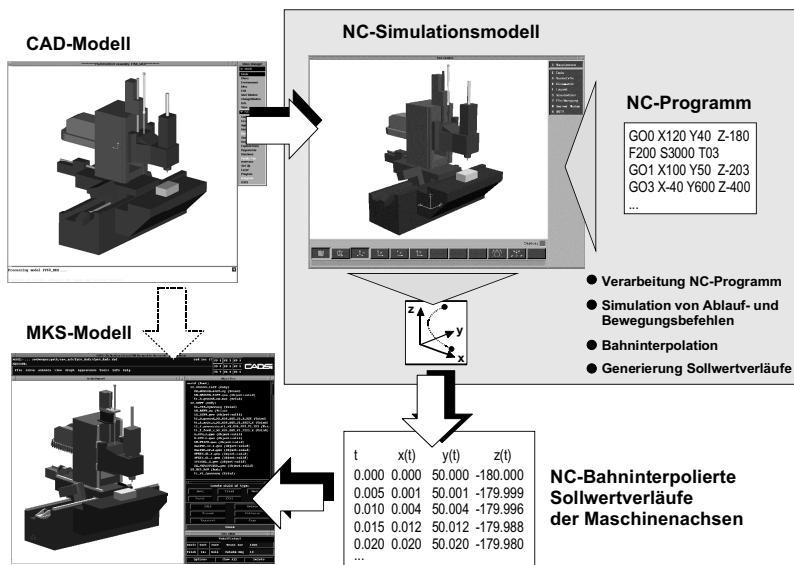


Bild 4.15: Vorgehen zur Kopplung von NC-Bearbeitungssimulation und MKS-Dynamiksimulation

Mit diesem Werkzeug wird der Konstrukteur in die Lage versetzt, die mit dem Mehrkörpermodell zu untersuchenden Bearbeitungsvorgänge komfortabel über ein NC-Programm zu definieren. Damit können die Simulationsszenarios zur Bewertung des Maschinenentwurfs analog mit den standardisierten Beschreibungstechniken der Fertigungspraxis abgebildet werden. Außerdem wird die Wiederverwendung eines einmal definierten Bearbeitungsbeispiels zum Vergleich verschiedener Maschinenvarianten deutlich erleichtert.

## Anwendung zur Dynamiksimulation der Bearbeitung eines Einfachprüfwerkstücks

Die Bewertung der Maschineneigenschaften anhand der Bearbeitungsergebnisse eines definierten Prüfwerkstücks ist eine anerkannte Methode zur experimentellen Erprobung einer realen Werkzeugmaschine. Daran angelehnt soll die Anwendung des virtuellen Maschinenprototypen zur dynamischen Simulation des Maschinenverhaltens am Beispiel der simulierten Bearbeitung eines Einfachprüfwerkstücks (Bild 4.16) auf einem 3-Achs-Fräsbearbeitungszentrum erläutert werden.

N1 G54 (Nullpunktverschiebung auf Werkstückbezugspunkt)

(Folge 1: Konturbearbeitung mit Fingerfräser)

N5 G17 T1 S2000 F1200 M06

N10 G0 X200 Y350 Z3 M03 M07

N20 G1 Z-30

N30 G1 X50 Y200

N40 G1 X200 Y50

N50 G1 X300

N60 G3 X350 Y100 IA100 JA300

N70 G1 Y350

N80 G1 X150

N90 G1 Z+3 M05 M09

N100 G0 Z100

(Folge 2: Planfräsen Konturdeckfläche mit Messerkopf)

N110 G17 T2 S1200 F1000 M66

N120 G0 Z2 X500 Y300 M03 M07

N130 G1 Z0

N140 G1 X0

N150 G1 Y100

N160 G1 X400

N170 G1 Z2 M05 M09

N180 G0 Z100

(Folge 3: Bohrung setzen mit Bohrer)

N190 G17 T3 S2000 F1000 M66

N200 G0 X250 Y250 Z3 M03 M07

N210 G1 Z-100

N220 G0 Z3

N240 G0 X1000 Y200 Z450 M05 M09

N250 M30 (Programmende)

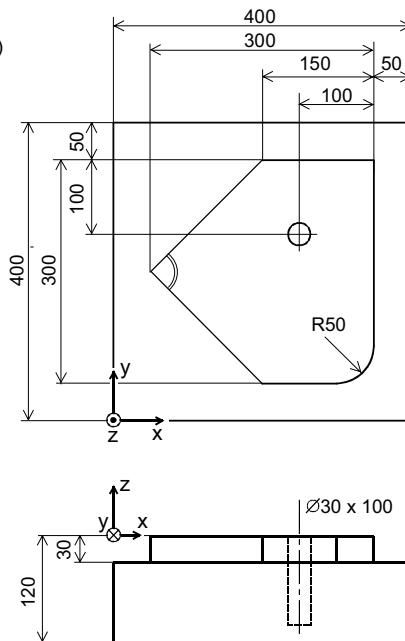


Bild 4.16: Geometrie und NC-Programm des betrachteten Einfachprüfwertstücks

Bild 4.17 zeigt die Bildschirmdarstellung der MKS-Simulation der Bearbeitung des Einfachprüfwerkstücks. Der dargestellte Linienzug markiert die Bewegungsspur des Werkzeugbezugspunktes an der Hauptspindel, um dessen räumliche Verfahrbewegungen somit sichtbar zu machen. Hierbei wird von einer Schlichtbearbeitung des Einfachprüfwerkstücks ausgegangen, die sich aus drei Bearbeitungsfolgen zusammensetzt. Zu Beginn erfolgt eine Konturbearbeitung mit einem Fingerfräser (Folge 1), daran schließt das Planfräsen der Konturdeckfläche mit einem Messerkopf an (Folge 2) und abschließend wird mit

einem Bohrer eine Bohrbearbeitung durchgeführt (Folge 3). Zwischen den Bearbeitungsfolgen wird jeweils ein automatischer Werkzeugwechsel (W) durchgeführt, wozu die Maschine ihre Werkzeugwechselposition anfährt und für die Wechseldauer von ca. 5 s darin verharrt.

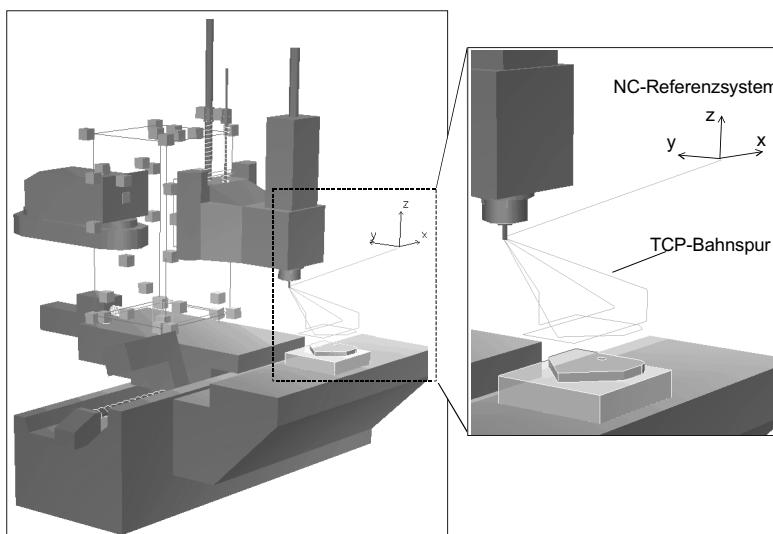


Bild 4.17: Dynamische MKS-Simulation der NC-Bearbeitung eines Einfachprüfwerkstücks auf einem 3-Achs-Fräsbearbeitungszentrums

Die dynamische Simulation mit dem mechatronischen Mehrkörpermodell stellt zur Analyse des Maschinenverhaltens bei dieser Bearbeitungsaufgabe umfangreiche Ausgangsdaten bereit. Hierzu zählen einerseits die mechanischen Belastungen (z.B. die Reaktionskräfte der Gelenke) und andererseits die Regelungstechnischen Kenngrößen. Bild 4.18 zeigt die Zeitverläufe der vorgegebenen, NC-bahninterpolierten Führungsgrößen im Vergleich zu den simulativ ermittelten Regelabweichungen am Werkzeugbezugspunkt. Hieraus können Rückschlüsse auf die Konturfehler am Werkstück gezogen werden. Die Lageregler der Maschinenachsen wurden dabei in einer reinen Schleppfehlerregelung ohne Vorsteuerung betrieben. Dadurch stellt sich ein typisches Regelverhalten der Vorschubantriebe ein, bei dem die Achspositions-Ist-Werte den Führungsgrößen verzögert nachfolgen. Entsprechend besitzen die Regelabweichungen am Werkzeugbezugspunkt den für eine Schleppfehlerregelung charakteristischen Verlauf. Dies wird in Bewegungsphasen mit hoher Verfahrgeschwindigkeit (z.B. Werkzeugwechsel mit Eilganggeschwindigkeit  $v_{eil}$ ) besonders deutlich. In Zeitabschnitten, in denen die Achsen mit konstanter Geschwindigkeit verfahren, tritt ein stationärer Schleppfehler auf, der proportional zur Achsgeschwindigkeit ist.

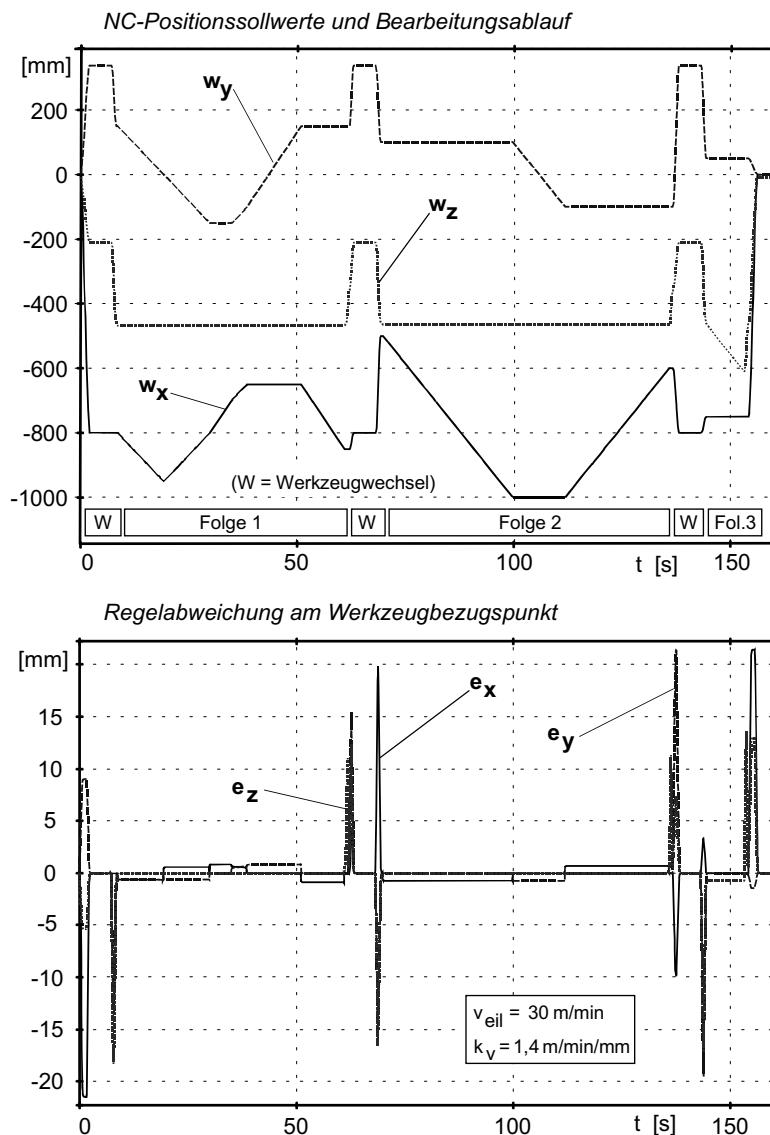


Bild 4.18: Verlauf der Führungsgrößen und Regelabweichungen

## 4.7 Abbildung spanender Bearbeitungsprozesse

### 4.7.1 Problembeschreibung und Zielsetzung

Bei einem spanenden Bearbeitungsvorgang wird der Kraftfluss in der Maschinen- und Antriebsstruktur durch den Zerspanprozess zwischen Werkzeug und Werkstück geschlossen. Dabei kommt es zu Wechselwirkungen zwischen Bearbeitungsprozess und Maschine. Die Prozesskräfte wirken als breitbandige Störgrößen, die das Regelungsverhalten der Antriebe beeinflussen und zur Schwingungsanregung der Maschinenstruktur führen können. Insbesondere bei Fräsbearbeitungen treten in Betrag und Richtung stark zeitveränderliche Prozesskräfte auf, die sich aus stationären, periodisch oszillierenden sowie impulsartigen Anteilen zusammensetzen. Der Bearbeitungsprozess stellt somit eine wesentliche Komponente der Belastungssituation der Maschine dar.

Vom Standpunkt einer systemtechnischen Betrachtung her handelt es sich bei einem spanenden Bearbeitungsvorgang um einen dynamischen Prozess von hoher Komplexität. Die auftretenden Prozesskräfte hängen nichtlinear von einer Vielzahl kinematischer, werkstoffmechanischer und tribologischer Einflussgrößen ab. Die Modellierung des dynamischen Zerspankraftverhaltens ist daher ein komplexer Sachverhalt, der nur näherungsweise deterministisch beschreibbar ist. Eine Übersicht über unterschiedliche Modellierungsansätze wird z. B. in HERGET [1995] gegeben.

Als Zielsetzung ist das dynamische Prozesskraftverhalten spanender Bearbeitungsvorgänge möglichst realistisch und geeignet als Belastungsprozess in der Mehrkörpersimulation der betriebsbedingten Bewegungsdynamik einer Werkzeugmaschine abzubilden. Für den Aufbau eines Prozesskraftmodells soll von den Schnittkraftformeln nach *Kienzle-Viktor* ausgegangen werden [KIENZLE & VIKTOR 1952]. Bei der Einbindung in den Mehrkörperformalismus sind die nachfolgenden Randbedingungen zu beachten. Um diese so weit wie möglich zu erfüllen, sind gegebenenfalls zweckmäßige Vereinfachungen und Annahmen vorzunehmen:

- Aufbau des Zerspankraftmodells als räumliches Modell.
- Berücksichtigung wechselnder geometrischer und kinematischer Eingriffsverhältnisse.
- Einfache Parametrierung.
- Hinreichend schnelle Berechnung in der numerischen Zeitbereichsintegration.

Ausgehend von dieser Zielsetzung wird zunächst ein allgemeines Modellierungskonzept zur Einbindung des dynamischen Zerspankraftverhaltens spanender Bearbeitungsoperationen in ein Mehrkörpersimulationsmodell formuliert (Abschnitt 4.7.2). Darauf aufbauend wird im Anschluss die Umsetzung und Verifizierung eines Zerpankraftmodells für das Bearbeitungsverfahren Fräsen beschrieben (Abschnitt 4.7.3).

### 4.7.2 Konzept zur Einbindung der Zerspankraftkinetik in ein MKS-Modell

#### Zerspanvorgang als Köperkontakt mit Kräfteübertragung

Nach den Gesichtspunkten des Mehrkörperansatzes stellt sich ein spanender Bearbeitungsprozess als kräfteübertragender Kontakt zwischen zwei Körpern dar (vgl. Bild 4.19). Charakteristisch für Fräsbearbeitungen ist, dass ein rotierendes Werkzeug (Körper 1) in das Werkstück (Körper 2) eindringt. Sobald ein kräfteübertragender Kontakt zwischen den Schneiden des Werkzeugkörpers und der Oberfläche des Werkstückkörpers auftritt, findet zwischen den Werkzeugschneiden und dem Werkstück ein Materialabtrag statt, der zur gewünschten Geometrieveränderung des Werkstücks führt.

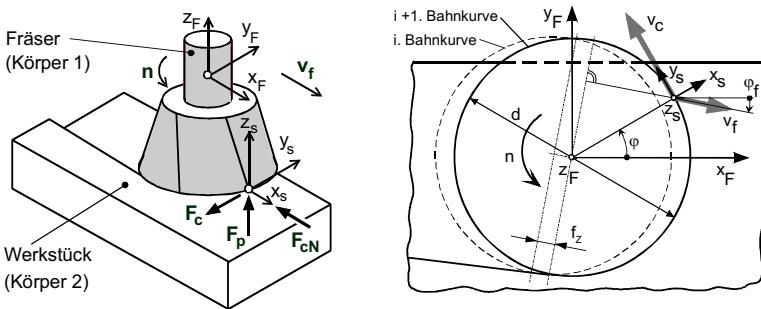


Bild 4.19: Kräfte am Fräser sowie Schnittparameter beim Stirnfräsen

Die an einer Einzelschneide angreifende Zerspanprozesskraft  $F_z$  setzt sich aus den Komponenten Schnittkraft  $F_c$ , Schnittnormalenkraft  $F_{cN}$  und Passivkraft  $F_p$  zusammen, Gl. (4.1). Die Kraftkomponenten werden in Bezug auf das lokale, schneidenfeste Koordinatensystem  $S$  angegeben, dessen Orientierung sich aus der Richtung der Vektoren von Vorschubgeschwindigkeit  $v_f$  und Schnittgeschwindigkeit  $v_c$  ergibt.

$$\vec{F}_z = \vec{F}_c + \vec{F}_{cN} + \vec{F}_p \quad (4.1)$$

Die Zerspankraftkomponenten an der Einzelschneide können mit den Zerspankraftformeln nach KIENZLE & VIKTOR [1952] aus der Beziehung

$$F_i = K_v \cdot k_i \cdot k_{i1,1} \cdot b \cdot (h)^{1-m_i} \quad \text{mit: } i = c, cN, P \quad (4.2)$$

berechnet werden. Die Spanungsgrößen der Schnitttiefe  $h$  und der Spanungsbreite  $b$  bestimmen sich aus den geometrischen und kinematischen Eingriffsverhältnissen. Die materialabhängigen Schnittkraftkoeffizienten  $k_{i1,1}$  und die Anstiegswerte der Schnittkraft  $1-m_i$  können aus Tabellenwerken entnommen werden (z.B. [KÖNIG U. A. 1982]). Hierbei kann auch deren Abhängigkeit von der Schnittgeschwindigkeit dargestellt werden. Die Spanwinkelkoeffizienten  $k_i$  berücksichtigen das Ansteigen der Kraftkomponenten mit

abnehmendem Spanwinkel  $\gamma$ . Der Korrekturfaktor  $K_v$  dient zur verfahrensspezifischen Anpassung [TIKAL 1978], [TÖNSHOFF 1995].

Bei einer Fräsbearbeitung sind die geometrischen und kinematischen Eingriffsgrößen für jede Einzelschneide zeitveränderliche Variablen, die infolge der Werkzeugrotation und der Vorschubbewegung ständig variieren (vgl. [DIN 6580]). Die  $z$  Einzelschneiden eines Fräswerkzeugs sind am Fräserumfang versetzt angeordnet. Dementsprechend sind die lokalen Bezugssysteme  $S_j$  der  $j=1, 2, \dots, z$  Einzelschneiden jeweils um den festen Winkel  $\varphi_j$  um die Rotationsachse gegenüber dem globalen Fräserbezugssystem  $F$  verdreht.

Die insgesamt zwischen Werkstück und Werkzeug angreifende, globale Zerspankraftwirkung ergibt sich aus einer vektoriellen Überlagerung der lokalen Zerspankräfte an den im Eingriff befindlichen Einzelschneiden. Hierzu sind die Zerspankräfte an den Einzelschneiden über die Transformationsbeziehung (4.3),

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_j & \sin \varphi_j & 0 \\ -\sin \varphi_j & \cos \varphi_j & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{cN} \\ F_c \\ F_p \end{bmatrix}, \quad (4.3)$$

in Abhängigkeit vom Teilungswinkel  $\varphi_j$  aus dem schneidenfesten Koordinatensystem  $S_j$  in das Fräserbezugssystem  $F$  umzurechnen. Ferner ist die Momentenwirkung zu berücksichtigen, die sich aus dem Hebelarm der Einzelschneiden bezüglich dem globalen Fräserbezugssystem  $F$  ergibt.

### Entwickelte Modellstruktur

Die dargestellten Vorüberlegungen erlauben die Schlussfolgerung, dass ein Zerspanprozess in der MKS-Simulation geeignet als kinetische Kopplung zwischen Werkzeug- und Werkstückkörper abgebildet werden kann (vgl. [MEITINGER 1997]). Die Modellierung kann somit als Kraftelement zwischen Werkstück und Werkzeug vorgenommen werden, wobei die angreifenden Kräfte und Momente nur von der relativen Lage und der Geschwindigkeit der am Zerspanprozess beteiligten Körper abhängen.

Bild 4.20 zeigt die entwickelte allgemeine Modellstruktur zur Abbildung des dynamischen Zerspankraftverhaltens als Kraftelement zwischen Werkzeug- und Werkstückkörper. Bei der Implementierung des Kraftelementes sind Funktionalitäten zur Überprüfung der Kontaktkinematik sowie ein Kraftgesetz zur Berechnung der applizierten Zerspankraftwirkung zu berücksichtigen. Entsprechend der Konventionen des Mehrkörperformalismus wird das Kraftelement zwischen zwei körperfesten Angriffspunkten an Werkzeug- und Werkstückkörper definiert, für die nachfolgende Annahmen getroffen werden. Als Kraftelementangriffspunkt am Werkzeugkörper wird ein körperfester Bezugspunkt gewählt, idealerweise der Werkzeugbezugspunkt TCP. In Bezug auf den Kraftelementangriffspunkt am Werkstückkörper ist dagegen zu beachten, dass dessen körperfeste Position auf dem Werkstück örtlich und zwar in Abhängigkeit von der Eingriffsposition des Werkzeugs variiert.

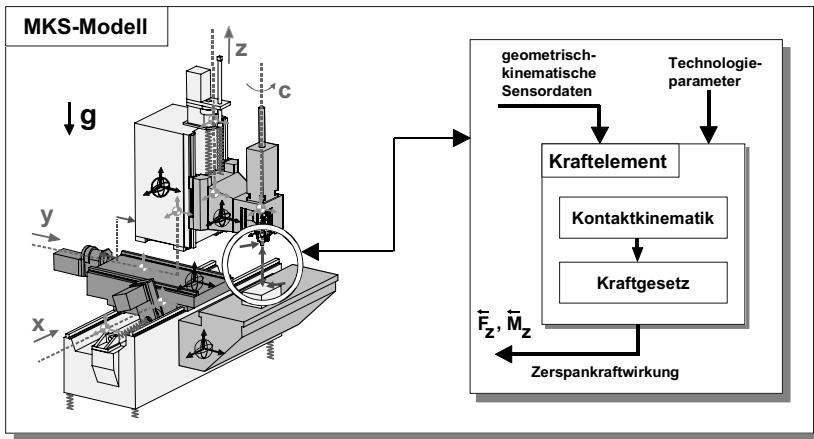


Bild 4.20: Zerspankraftmodell als MKS-Kraftelement - Kopplung von Werkzeug- und Werkstück-Körper über ein kinetisches Kraftgesetz

Eingangsgrößen des Kraftelements sind die Variablenwerte der zeitveränderlichen geometrischen und kinematischen Relativgrößen. Diese werden als translatorische und rotatorische Relativlage und -geschwindigkeit zwischen den Kraftelementangriffspunkten am Werkzeug- sowie am Werkstückkörper gemessen. Bei Modellierung eines Fräsprozesses führt der Werkzeugkörper eine Rotationsbewegung aus. Weiter werden die Werte der technologischen Parameter der Zerspanung sowie eine Beschreibungsinformation der Werkzeuggeometrie und des Werkstücks benötigt.

Der Funktionsbaustein „Kontaktkinematik“ beinhaltet die notwendigen Methoden zur Auswertung des räumlichen Kontaktproblems zwischen Werkzeug und Werkstück.

- Auswertung der Kontaktbedingungen auf Basis der hinterlegten Modellbeschreibung der 3D-Geometrie der Werkzeugschneiden und des Werkstücks zur Detektion auftretender Schneideneingriffe. (Werden sehr hohe Anforderungen an die Zerspankraftsimulation gestellt, so ist auch eine Aktualisierung der Werkstückgeometrie um das zerspannte Materialvolumen zu integrieren).
- Bestimmung der geometrischen und kinematischen Eingriffsgrößen der Einzelschneiden bei Detektion eines Schneideneingriffs (lokale Vorschubgeschwindigkeit, lokale Schnittgeschwindigkeit, lokale Spanungsgrößen).
- Bestimmung der Transformationsbeziehung zur Umrechnung lokaler Einzelkräfte in die globale Kraft- und Momentenwirkung am Werkzeug.
- Berechnung des ortsveränderlichen Kraftangriffspunktes auf dem Werkstück.

Ausgehend von den ermittelten Kontaktverhältnissen erfolgt im Funktionsbaustein „Kraftgesetz“ die Berechnung der Vektoren der aktuellen Zerspankraft  $F_z$  und des Zerspanmoments  $M_z$ , die vom Kraftelement auf die gekoppelten Körper ausgeübt werden:

- Berechnung der lokalen Zerspankräfte an den Einzelschneiden (Schnittkraft, Passivkraft, Normalkraft) nach der hinterlegten Funktionsvorschrift.
- Umrechnung und Summation der lokalen Kräfte an den Einzelschneiden zur globalen Kraft- und Momentenwirkung am Werkzeug.

Anschließend werden die mit der Funktionsbeschreibung der kinetischen Kopplung berechneten Zerspankraftwirkungen  $F_z$  und  $M_z$  als Ausgangsgrößen nach außen gegeben.

Nach dem Prinzip  $actio = reactio$  greifen diese mit gleichem Betrag, aber entgegengesetzter Richtung als eingravierte innere Kräfte am rotierenden Werkzeug- und am Werkstück-Körper an.

Für die Simulation eines kompletten NC-Programms mit einer Abfolge unterschiedlicher Bearbeitungsoperationen mit oder ohne Werkzeugwechsel ist eine entsprechende Simulationssteuerung erforderlich. Diese muss zeit- oder ereignisabhängig nach jedem Bearbeitungsschritt von einem Satz zusammengehöriger Technologieparameter und aktualisierter Geometrie- und Massendaten von Werkzeug und Werkstück zum nächstfolgenden Parametersatz umschalten.

### 4.7.3 Dynamisches Zerspankraftmodell für Fräspannprozesse

#### Realisierte Implementierung

Die entwickelte Modellstruktur wurde zur Machbarkeitsüberprüfung und Verifizierung exemplarisch für die Bearbeitungsverfahren Stirnplanfräsen und Umfangsfräsen umgesetzt. Wie vorgesehen, wurde als Kraftgesetz das bekannte Prozesskraftmodell von KIENZLE & VIKTOR [1952] zugrundegelegt. Das realisierte Zerspankraft-Kraftelement ist für die dynamische Simulation von Bearbeitungsvorgängen prismatischer Werkstückgeometrien mit zylinder- oder kegelförmigen Fräswerkzeugen geeignet, wobei die Anzahl der Werkzeugschneiden als Parameter vorgegeben werden kann. Damit können typische 3- bis 6-Achsbearbeitungen mit Fingerfräsern oder Messerköpfen abgebildet werden.

Zur Berechnung der Kontaktkinematik wird von einem räumlichen Kurve/Fläche-Kontaktproblem ausgegangen, wobei eine Einzelschneide als Polygonzug und die Werkstückhüllgeometrie als 3D-Fläche beschrieben wird. Die Veränderung der Werkstückgeometrie infolge des spanenden Materialabtrags wird nicht berücksichtigt. Ebenfalls vernachlässigt werden elastische Verformungen von Werkstück und Werkzeug und die daraus resultierenden Schnittkraftänderungen (vgl. [TANAKA U. A. 1998]). Der Werkzeugkörper kann in beliebiger Weise an eine Modellstruktur zur Abbildung der Steifigkeitseigenschaften der Hauptspindel sowie einer Hauptantriebsdynamik gelenkig gekoppelt werden. Um die Auswirkung

unterschiedlicher Schnittphasen und Eingriffsverhältnisse auf das Zerspankraftverhalten möglichst gut zu erfassen, werden die Einzelschneiden in Segmente unterteilt und die lokalen Zerspankräfte bereichsweise berechnet (vgl. [HERGET 1995]). Der Effekt abnehmender Schnittkräfte mit steigender Schnittgeschwindigkeit wird durch eine schnittgeschwindigkeitsabhängige Kennlinie der Schnittkraftkoeffizienten in Gl. (4.2) erfasst (*F-v-Charakteristik*).

Die Implementierung erfolgte über die Programmierschnittstelle des eingesetzten MKS-Simulationssystems als benutzerdefiniertes Kraftelement sowie als Programmroutine zur Steuerung des ortsveränderlichen Kraftelementangriffspunktes am Werkstückkörper. Die technologischen Parameter zur Beschreibung des Zerspanvorgangs und zur Geometriedefinition können vom Benutzer interaktiv über ein Eingabefenster in der Bedienoberfläche des MKS-Programms eingegeben werden [INTEC 1999A].

### Anwendung und Evaluierung anhand eines Bearbeitungsvorgangs

Zur Evaluierung der entwickelten Zerspankraftmodellierung wurde für eine charakteristische Fräsbearbeitung ein Vergleich von Simulation und Messung durchgeführt. Bild 4.21 zeigt den betrachteten Bearbeitungsvorgang. Dabei handelt es sich um das Stirn-Umfangs-Planfräsen einer Nut mit einem HSS-Schaftfräser in einen Rechteckblock als Versuchswerkstück. Die Zeitverläufe der Zerpankräfte wurden zum einen mit dem MKS-Modell eines 3-Achs-Fräsbearbeitungszentrums (s. Bild 4.1) simuliert und zum anderen bei einem analog aufgebauten Zerspanversuch an einer realen Maschine experimentell ermittelt.

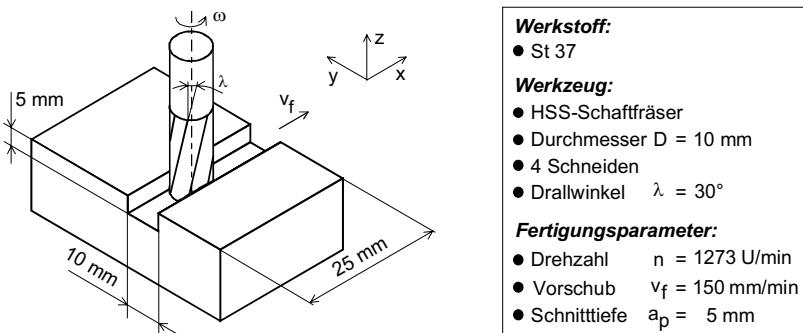


Bild 4.21: Versuchswerkstück und betrachteter Bearbeitungsvorgang

### Nomineller Schnittkraftverlauf an der Einzelschneide

Um zunächst die grundsätzliche Funktionalität des Kraftelementes zu verifizieren, wurde eine kinematische Simulation des Bearbeitungsvorgangs durchgeführt, um somit einen nominalen Zeitverlauf der Schnittkräfte zu berechnen. Hierzu wurde die Relativbewegung zwischen Werkzeug und Werkstück als eine rheonome Zwangsbedingung vorgegeben. Dadurch werden für diese Untersuchung die später interessierenden Wechselwirkungen

mit der Maschinendynamik gezielt ausgeblendet. Bild 4.22 zeigt den unter dieser Randbedingung simulierten, nominellen Verlauf der Schnittkraftkomponenten an einer Einzelschneide während einer halben Fräserumdrehung im Vollschnitt im lokalen Koordinatensystem  $Z$  an der Schneide sowie im globalen Werkzeugbezugssystem  $F$ .

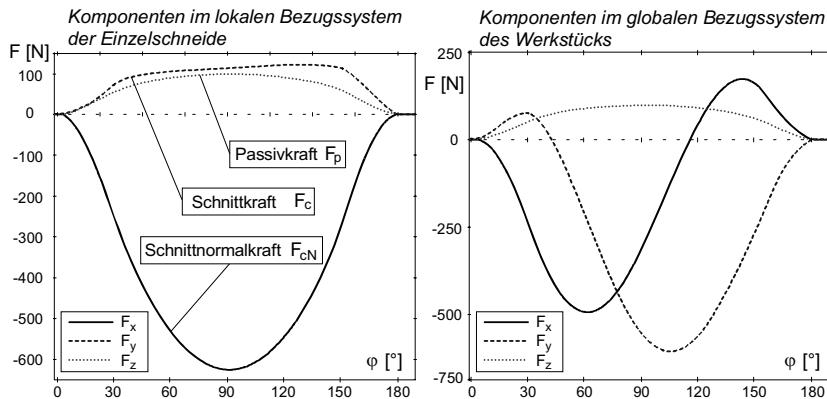


Bild 4.22: Nominelle Zerspankräfte an der Einzelschneide im Vollschnitt

Die im Vollschnitt aus der Überlagerung der nominellen Schnittkräfte an den vier Einzelschneiden resultierenden Zerspankräfte  $F_z$  und Zerspanmomente  $M_z$  am Werkzeug bzw. am Werkstück stellt Bild 4.23 dar. Dabei ist zu beachten, dass das Fräserbezugssystem  $F$  mit dem Werkzeug mitrotiert, während das Werkstückbezugssystem  $W$  raumfest ist.

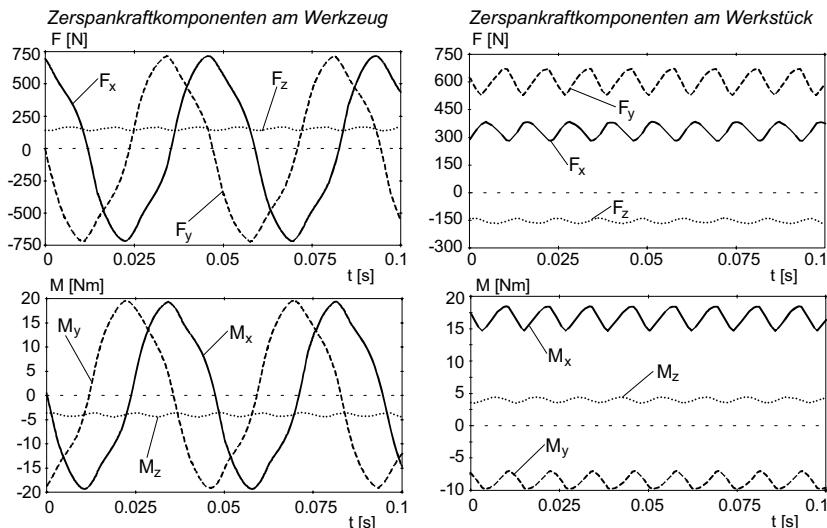


Bild 4.23: Nominelle Zerspankräfte am Werkzeug und am Werkstück

## Vergleich von Messung und Simulation der Zerspankräfte

Um die Abbildung des realen Prozessgeschehens durch das Modell zu bewerten, zeigt Bild 4.24 eine Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten Zeitverläufe der im Vollschnitt auf das Werkstück ausgeübten Zerspankräfte. In diesem Fall wurde selbstverständlich bei der Simulation des Bearbeitungsvorgangs ein umfassendes Mehrkörpermodell der Maschinendynamik der 3-Achsenfräsmaschine eingesetzt.

Im experimentellen Zerspanversuch wurden die Zerspankräfte über eine 3D-Kraftmessplattform mit Piezo-Kraftaufnehmern, die in die Werkstückaufnahme integriert war, gemessen. Die aufgezeichneten originalen Messsignale enthalten daher auch hochfrequente Anteile, die aus den Resonanzfrequenzen des Messaufbaus im Bereich 500-600 Hz stammen. Um einen besseren Vergleich mit den simulierten Verläufen zu ermöglichen, wurden die Messwerte digital tiefpassgefiltert. Dies erlaubt es, die hochfrequenten Störsignale zu eliminieren und das Messsignal auf den üblicherweise für die Maschinenauslegung interessierenden Frequenzbereich bis ca. 300 Hz zu begrenzen. (vgl. [SCHAUPP 1997]).

Zur Parameterbeschaffung für die Simulation der Bearbeitungskräfte wurden die spezifischen Schnittkräfte und deren Anstiegswerte aus den Angaben verfügbarer Tabellenwerke übernommen [KÖNIG U. A. 1982]. Bild 4.24 zeigt die simulierten Kraftverläufe, die sich für diese Standardwerte ergeben. Die ersichtlichen Differenzen zwischen den Maximalamplituden von gemessenen und simulierten Zerspankräften können durch eine Anpassung der Schnittkraftparameter minimiert werden.

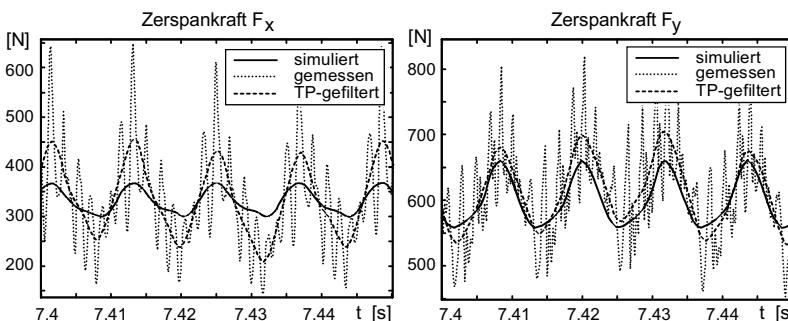


Bild 4.24: Vergleich der gemessenen und simulierten Zerspankräfte am Werkstück

Um die Frequenzanteile der Zerspankräfte sichtbar zu machen, wurden die Zeitverläufe im Vollschnitt einer Fast-Fourier-Transformation (FFT) unterzogen. Bild 4.25 zeigt das Frequenzspektrum der Zerspankräfte im Frequenzbereich von 0-1 kHz. Hierin treten im gemessenen Signal zwei charakteristische Frequenzen hervor: die Spindeldrehfrequenz von 21,1 Hz und die daraus ableitbare Zahneintrittsfrequenz von 84,4 Hz, die sich für den eingesetzten 4-Zahn-Fingerfräser ergibt. Das Auftreten der Spindeldrehfrequenz ist auf

Unwuchteffekte des realen Spindel-Werkzeugsystems zurückzuführen. Darüber hinaus treten die charakteristischen Harmonischen von Zahneingriffsfrequenz und Spindeldrehfrequenz auf. Die FFT-Auswertung der simulierten Zahnkraftverläufe enthält im wesentlichen nur die Zahneintrittsfrequenz von 84,4 Hz und deren Harmonische. Die Spindelfrequenz ist im Simulationssignal nicht enthalten, da keine Unwuchteffekte modelliert wurden.

Da bei dem betrachteten Bearbeitungsvorgang nur relativ kleine Zerspankräfte auftraten und es außerdem nicht zur Anregung einer Maschinenresonanz kam, sind im gemessenen und simulierten Frequenzspektrum keine nennenswerten Amplitudenanteile für die Eigenfrequenzen von Antrieb und Maschinenstruktur enthalten.

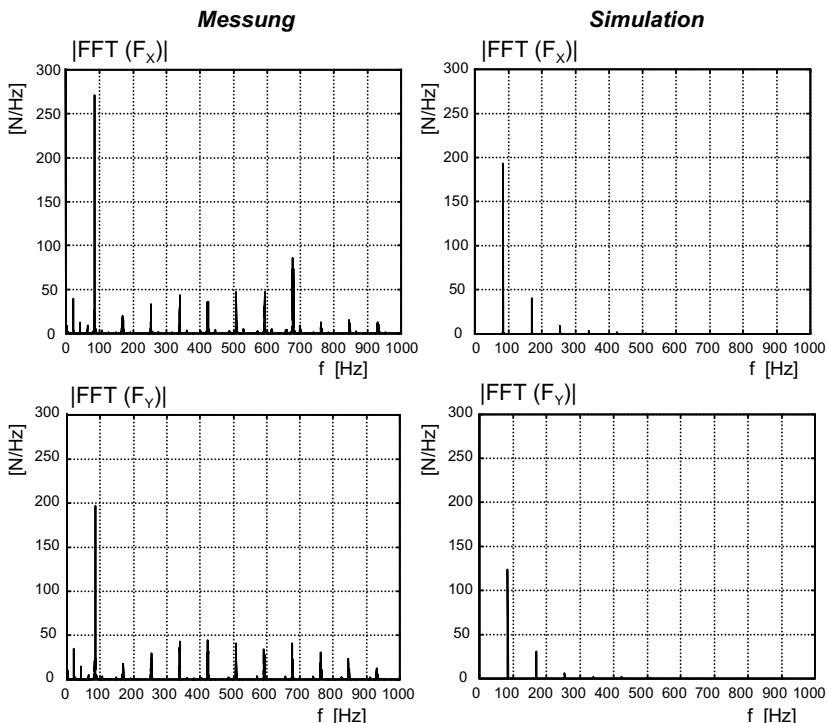


Bild 4.25: FFT-Analyse der Zerspankräfte

Eine Gegenüberstellung von Messung und Simulation der Zerspankräfte für den gesamten Bearbeitungsvorgang ist in Bild 4.26 abgebildet. Die Phasen des Bearbeitungsvorgangs mit Werkzeugeintritt, Vollschnitt und Werkzeugaustritt können deutlich abgelesen werden, wobei eine signifikante Übereinstimmung der simulierten Zeitverläufe und der gemessenen Kraftsignale (hier ungefiltert) festgestellt werden kann.

Beim Werkzeugeintritt und –austritt treten sehr stark wechselnde Zerspankräfte auf, da nur ein Zahn mit z. T. ungünstigen Schnittbedingungen im Eingriff ist. Dies führt in diesen Phasen zu impulsartigen Kraftverläufen, die eine Schwingungsanregung der Maschinenstruktur bewirken. Die resultierenden Relativverlagerungen an der Zerspanstelle werden über Spandickenschwankungen und letztlich die Modulation der Zerspankräfte wieder in den Zerspanprozess rückgekoppelt.

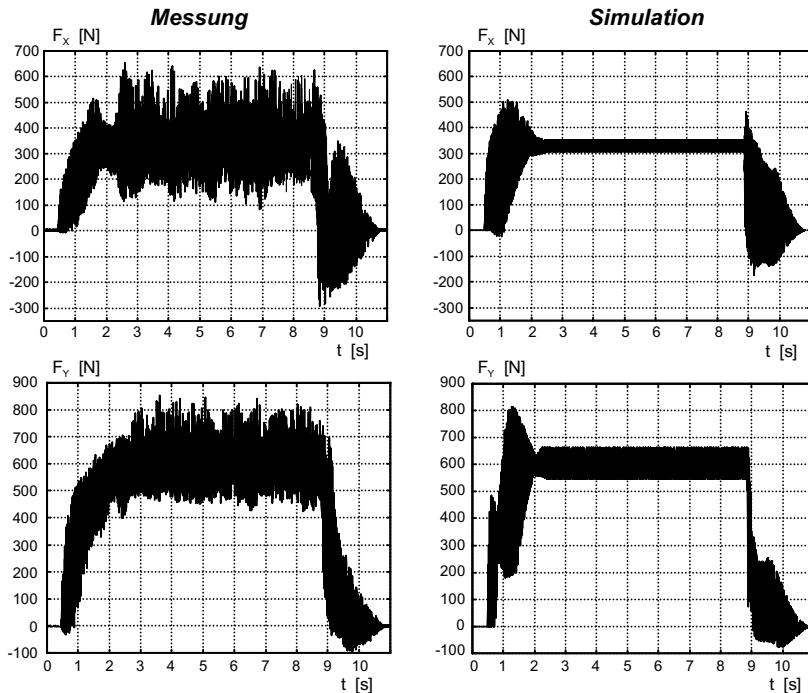


Bild 4.26: Gegenüberstellung von Messung und Simulation der am Werkstück angreifenden Zerspankräfte für den gesamten Bearbeitungsvorgang

Als Fazit dieses Vergleichs kann die entwickelte Methode zur Einbindung der Prozesskräfte spanender Bearbeitungsvorgänge in ein Mehrkörpermodell somit hinreichend verifiziert werden. Für das implementierte Fräskraftmodell kann eine gute Übereinstimmung der berechneten dynamischen Zerspankräfte im Zeit- und im Frequenzverlauf attestiert werden. Die unstetigen Kraftsprünge bei Schneideneintritt und –austritt sowie die stationären und oszillierenden Kraftanteile während der Bearbeitung werden relativ gut erfasst. Durch Anpassung der Modellparameter kann eine hohe quantitative Übereinstimmung erreicht werden. Somit können die notwendigen Voraussetzungen für eine sinnvolle Nutzung zur

Abbildung dynamischer Zerspankräfte als Belastungsfaktor in der Bewegungsdynamiksimulation von Werkzeugmaschinen als gegeben betrachtet werden.

### Dynamische Wechselwirkung mit Maschinenstruktur und Antrieben

Als Beispiel für die in der Simulation erfassbaren, dynamischen Wechselwirkungen des Bearbeitungsprozesses mit Maschinenstruktur und Antrieben veranschaulicht Bild 4.27 den Einfluss der simulierten Fräsbearbeitung auf das regeldynamische Verhalten der Maschinenachsen und die Verlagerung am Werkzeugbezugspunkt.

Zur Fertigung der Nut führt die x-Achse des 3-Achsbearbeitungszentrums eine Verfahrbewegung mit Anstellweg und Werkzeugauslauf aus (vgl. Bild 4.21), wobei die Hauptspindel mit konstanter Drehzahl rotiert. Die Lageregelung der x-Achse wird dazu mit einem rampenförmigen Positionssollwertsignal angesteuert. Mit einer Anstellbewegung wird im Zeitraum  $t = 0\text{--}1,4\text{ s}$  vor Werkzeugeintritt auf die vorgegebene Vorschubgeschwindigkeit hochbeschleunigt. Anschließend erfolgt von  $t = 1,5\text{--}13\text{ s}$  eine Verfahrbewegung mit konstantem Sollwert für die Vorschubgeschwindigkeit. Nach dem vollständigen Werkzeugaustritt (bei  $t = 12,8\text{ s}$ ) wird ab  $t = 13\text{ s}$  wieder auf Stillstand abgebremst.

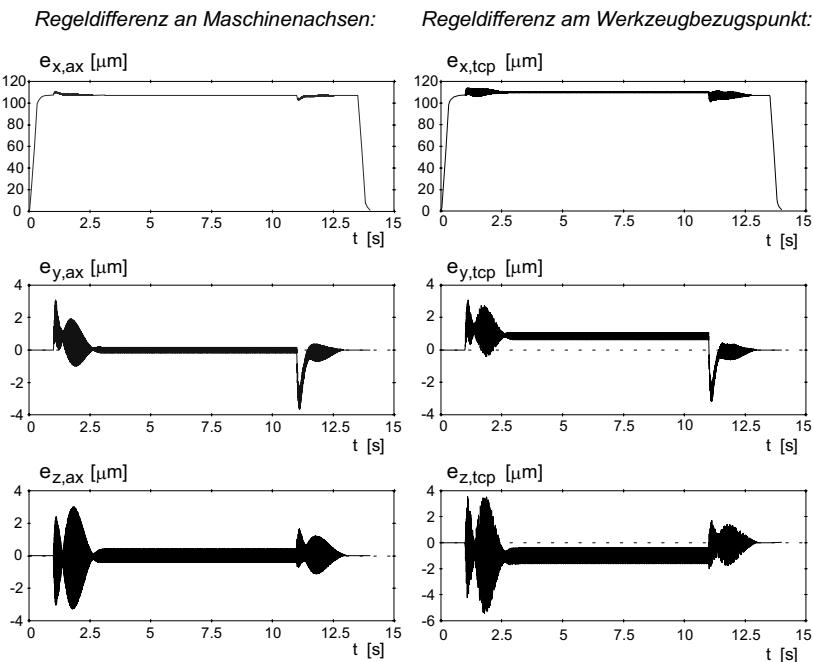


Bild 4.27: Simulierte Regeldifferenz und Bahnabweichung während des Fräsbearbeitungsvorgangs

Die Teildiagramme in der linken Bildhälfte von Bild 4.27 zeigen die Regelabweichungen der Lageregler der Maschinenachsen während der kompletten Verfahrbewegung. Bei dieser Simulationsbetrachtung wurde im Maschinenmodell eine Lageregelung ohne Geschwindigkeitsvorsteuerung hinterlegt. Daher tritt bei der Regelabweichung der x-Achse, welche die Vorschubbewegung ausführt, für die Dauer der Phase konstanter Verfahrbewegung ein bewegungsbedingter, stationärer Schleppfehler von  $e_x = 110 \mu\text{m}$  auf. Die Auswirkungen der Kraftsprünge während des Werkzeugeintritts bei  $t = 1,5\text{--}2,5 \text{ s}$  und des Werkzeugaustritts bei  $t = 11,1\text{--}12,6 \text{ s}$  können dagegen in den Regelabweichungen an allen drei Maschinenachsen abgelesen werden. Der stationäre Anteil der Zerspankraft (vgl. Bild 4.26) führt zu statischen Störkräften, der überlagerte dynamische Anteil regt Maschinenstruktur und Antriebe zu den erkennbaren Schwingungen an.

Die Wechselwirkungen des Zerspanprozesses mit der Maschinenstruktur bewirken dynamische Verlagerungen des Werkzeugbezugspunktes relativ gegenüber dem Werkstück, die die erzielbare Bearbeitungsgenauigkeit gravierend mitbestimmen. Zur Verdeutlichung zeigen die Teildiagramme in der rechten Bildhälfte von Bild 4.27 die zeitliche Regelabweichung am Werkzeugbezugspunkt. Die von den stationären Zerspankraftanteilen hervergerufenen Regelabweichungen an den Sensoren der Maschinenachsen treten innerhalb der Regelkreise auf. Sie können daher bei direkter Positionsmessung von den Lageregbern erkannt und weitestgehend ausgeregelt werden. Demgegenüber führt die elastische Verformung der Gestellkomponenten zu Abweichungen der Werkzeug- und Werkstückbewegung, die sich überwiegend außerhalb der Regelkreise befinden und deswegen nicht kompensiert werden können. Dies geht direkt in den Konturfehler am Werkstück mit ein.

---

## 5 Auswertung der MKS-Simulationsergebnisse und Rückführung in den Konstruktionsprozess

### 5.1 Problemstellung

Bei der Mehrkörpersimulation des Bewegungsverhaltens eines Maschinenentwurfes steht die dynamische Analyse im Zeitbereich im Vordergrund. Die numerische ZeitbereichsinTEGRATION des MKS-Modells liefert dabei die Zeiterläufe aller kinematischen, kinetischen und sonstigen Größen des Modells. Art und Datenumfang der Simulationsergebnisse ergeben sich in Abhängigkeit von der Modellkomplexität (z. B. Körperanzahl, Gelenkanordnung, Anzahl und Funktionstyp von Kraftelementen und Sensoren etc.) und den Randbedingungen der Simulation. Hierbei bestimmen vor allem die Dauer der simulierten Echtzeit und der zugehörige Zeittakt der Protokollausgabe der Modellzustandsgrößen den Umfang der Ergebnisdaten.

Die MKS-Simulationsergebnisse sind nun in geeigneter Weise auszuwerten, um eine Analyse und Bewertung des Bewegungsverhaltens des Maschinenentwurfes durchzuführen und um im Bedarfsfall zielführende Verbesserungsmaßnahmen an einzelnen Maschinenkomponenten abzuleiten. Einen ersten Ansatz dazu bietet die Visualisierung der Simulationsergebnisse mit den Postprocessing-Funktionen des MKS-Systems in Form von Kurvendiagrammen oder als 3D-Bewegungsanimation.

Als eine wichtige Voraussetzung für eine effiziente Einbindung in den Entwicklungsprozess werden außerdem Auswerteverfahren benötigt, die aus den Simulationsergebnissen geeignete, physikalisch-technische Kennwerte berechnen (vgl. [KORTÜM & LUGNER 1994]). Auf diese Weise können die z.T. enormen Datenmengen der simulierten Ergebnisrohdaten verdichtet werden, um den an der Maschinenentwicklung beteiligten Fachabteilungen relevante Aussagen und prägnante Bewertungsgrundlagen bereitzustellen. Die extrahierten Kennwerte sind eine wichtige Basis zur Bewertung des Maschinenverhaltens und zum Vergleich von Gestaltungsvarianten. Darüber hinaus helfen sie bei der Detektion von Schwachstellen und unterstützen bei der Entscheidung über Ansatzpunkt, Art und Potential notwendiger Modifikationen an Mechanik, Antrieben oder Regelungstechnik.

### 5.2 Auswertemethoden zur Bereitstellung von Kennwerten

Für die Auswertung der Simulationsergebnisse zur Bereitstellung physikalisch-technischer Kennwerte können entweder *standardisierte Auswertemethoden* oder *problemspezifische Auswertemethoden* eingesetzt werden (Bild 5.1).

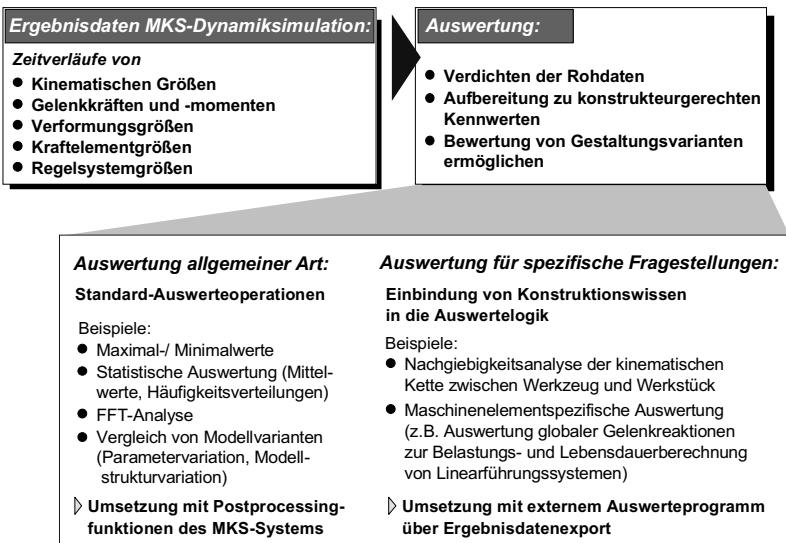


Bild 5.1: Auswertung der MKS-Simulationsergebnisse

### Standard-Auswertemethoden

Unter Standard-Auswertemethoden sollen mathematische Postprocessing-Operationen verstanden werden, die universell auf beliebige Simulationsgrößen (z.B. kinematische Größen, Gelenkreaktionen, Regelkreisgrößen) anwendbar sind und die als Ergebnis eine Kennwertaussage von allgemeinem Charakter liefern. Als Beispiele hierzu sind zu nennen:

- Extremwertanalyse von Zeitsignalen zur Bestimmung von Maximal- und Minimalwerten hinsichtlich Amplitude und Zeitpunkt (z. B. dynamische Spitzenlasten).
- Statistische Auswertung der Simulationsergebnisse (z. B. Häufigkeitsverteilung der Amplitudenbeträge).
- Fast-Fourier-Analyse (FFT) zur Bestimmung der Frequenzinhalte von Zeitsignalen.

Diese allgemeingültigen Standard-Auswertemethoden werden im Prinzip zur Auswertung der Ergebnisgrößen beliebiger Dynamiksimulationsmodelle benötigt. Das Postprocessing-Modul eines MKS-Programmpakets für die Diagrammdarstellung der Simulationsgrößen enthält daher i. d. R. entsprechende Standard-Auswertefunktionen, die integriert im MKS-Programm die Berechnung dieser allgemeinen Kenngrößen ermöglichen. Durch die direkte Verfügbarkeit innerhalb des MKS-Simulationssystems können diese Auswertemethoden auch als Automatismen in Verbindung mit Parametervariationsrechnungen oder Optimierungswerkzeugen eingesetzt werden.

### Auswertemethoden für problemspezifische Fragestellungen

Die Aufbereitung der Ergebnisdaten der Zeitbereichsimulation für maschinenbezogene Fragestellungen erfordert die Abbildung von speziellem Vorwissen in der Auswertelogik. Hierunter ist z.B. der Einbezug Regelungstechnischer oder konstruktiver Zusammenhänge zu verstehen. Die entsprechenden problemspezifischen Auswertungen können daher meist nicht mit den Standardauswertefunktionen des MKS-Programmsystems realisiert werden.

Benötigte problemspezifische Auswertemethoden können prinzipiell bereitgestellt werden, indem das Postprocessing-Modul des MKS-Systems programmiertechnisch um die benötigten Funktionalitäten erweitert wird. Ist dies zu aufwendig oder aufgrund fehlender Eingriffsmöglichkeiten nicht möglich, so empfiehlt es sich, die MKS-Ergebnisdaten zu exportieren und die Auswertung mit einem externen Hilfsprogramm durchzuführen. Derartige Auswerteprogramme können beispielsweise auf Basis von Tabellenkalkulationssoftware oder mathematisch-regelungstechnischen Programmsystemen implementiert werden.

Um das Potential problemspezifischer Auswertemethoden zur Lösung charakteristischer Fragestellungen im Entwicklungsprozess einer Werkzeugmaschine zu verdeutlichen, sollen in den nachfolgenden Abschnitten dieses Kapitels zwei mögliche Anwendungen exemplarisch vorgeführt werden. Gegenstand der Betrachtung sind die:

- Auswertung für spezielle Auslegungsaufgaben der Maschine (z.B. Auswertung von Gelenkreaktionsgrößen zur Belastungs- und Lebensdauerberechnung von Linearführungssystemen, s. Abschnitt 5.3), sowie die
- Nachgiebigkeitsanalyse der kinematischen Kette zur Beurteilung des Einflusses einzelner Strukturkomponenten auf die Gesamtnachgiebigkeit zwischen Werkzeug und Werkstück (s. Abschnitt 5.4).

## 5.3 Belastungs- und Lebensdauerberechnung von Linearführungen

### 5.3.1 Allgemeiner Ansatz

Die Führungssysteme einer Werkzeugmaschine sind wichtige Funktionsträger der mechanischen Grundstruktur, wobei sehr hohe Anforderungen an die Führungsgenaugigkeit, das Belastungsvermögen sowie die Lebensdauer gestellt werden (vgl. Abschnitt 4.3). Demzufolge stellt die Auslegung der Führungssysteme eine sehr wichtige konstruktive Aufgabenstellung dar, die an jeder Maschine mehrfach zu bearbeiten ist und dabei allerdings einen hohen Routineanteil beinhaltet.

Es wurde daher eine Methode zur problemspezifischen Auswertung der Mehrkörper-simulationsergebnisse von dynamischen Bewegungsvorgängen zur Belastungs- und Lebensdauerberechnung von Profilschienen-Wälzführungssystemen entwickelt. Um die effiziente Anwendung im Entwicklungsprozess zu gestalten, wurde auf Basis eines mathematisch-regelungstechnischen Programmsystems ([THE MATH WORKS 1996]) ein Post-processing-Werkzeug mit grafisch-interaktiver Bedienoberfläche implementiert. Die hinterlegten Berechnungsformeln und Annahmen orientieren sich an den praxisgerechten Auslegungsberechnungen von Führungsherstellern, die üblicherweise im Kundensupport bei Standardanwendungsfällen eingesetzt werden (vgl. [DIN 636], [THK 1997], [SCHNEEBERGER 1997], [INA 1999]).

### Vorgehen zur Berechnung lokaler Belastungskräfte der Führungselemente

Bei dem verfolgten Ansatz wird die Abbildung einer Linearführung im MKS-Modell, wie unter Abschnitt 4.3 beschrieben, zugrundegelegt. Als Eingangsdaten der Auswerteberechnung können entweder direkt die eingeprägten Kräfte der Kraftelemente, die zur Abbildung der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der Führungswagen dienen, herangezogen werden. Wird das Führungssystem dagegen vereinfacht als ideal starres Translationsgelenk mit einem einzigen Bewegungsfreiheitsgrad abgebildet, so können die Gelenkreaktionen als globale Systemlasten des Führungssystems interpretiert werden, aus denen die Belastungskräfte der einzelnen Führungselemente ableitbar sind.

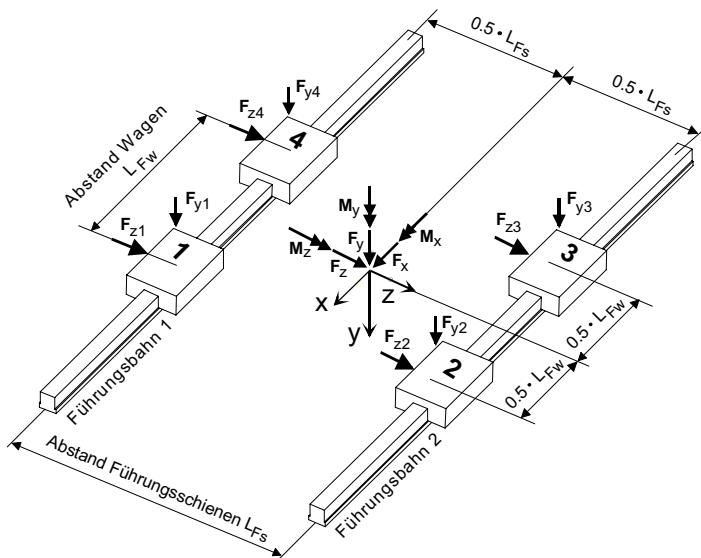


Bild 5.2: Umrechnung globaler Gelenkkräfte in lokale Auflast- und Seitenlastkräfte am Führungswagen

Falls die globalen Reaktionskräfte und -momente eines Translationsgelenks ( $F_{x/y/z}$  und  $M_{x/y/z}$  in Bild 5.2) zugrundegelegt werden, so ist zu beachten, dass diese nach der idealisierten Modellvorstellung des MKS-Ansatzes an einem konzentrierten Gelenkpunkt angreifen. Deswegen sind diese in einem vorbereitenden Schritt zunächst in die lokalen Belastungskräfte der einzelnen Führungswagen umzurechnen, wobei sinnvoller Weise von den Reaktionsgrößen am bewegten Führungspartner ausgegangen wird. Als Annahme wird hierbei eine starre Anschlusskonstruktion zugrundegelegt, so dass die globale Systembelastung von den Führungswagen nur über Auflast- und Seitenführungskräfte  $F_{y,i}$  bzw.  $F_{z,i}$  aber nicht über lokale Momente aufgenommen wird [LENSSEN & SARFERT 1994].

Für die Aufteilung der globalen Systembelastung auf die einzelnen Führungswagen werden ausgehend von den Bezugsrichtungen in Bild 5.2 folgende Gleichungen (5.1) und (5.2) angesetzt. Die lokalen Auflasten  $F_{y,1}$  bis  $F_{y,4}$  der einzelnen Führungswagen ergeben sich aus den globalen Belastungskräften und Momenten sowie aus dem Horizontalabstand  $l_{Fs}$  der Schienen und dem Abstand der Führungswagen in Längsrichtung  $l_{Fw}$  zu:

$$\begin{aligned} F_{y,1} &= \frac{F_y}{4} + \frac{M_x}{2 \cdot L_{Fs}} + \frac{M_z}{2 \cdot L_{Fw}} \quad , \quad F_{y,2} = \frac{F_y}{4} - \frac{M_x}{2 \cdot L_{Fs}} + \frac{M_z}{2 \cdot L_{Fw}} \\ F_{y,3} &= \frac{F_y}{4} - \frac{M_x}{2 \cdot L_{Fs}} - \frac{M_z}{2 \cdot L_{Fw}} \quad , \quad F_{y,4} = \frac{F_y}{4} + \frac{M_x}{2 \cdot L_{Fs}} - \frac{M_z}{2 \cdot L_{Fw}} \end{aligned} \quad (5.1)$$

Bei den obigen Formeln (5.1) liegt die Annahme einer gleichmäßigen Verteilung der Auflasten der Führungswagen zugrunde. Für die Berechnung der Seitenlastkräfte sind dagegen etwaige Kraftverteilungsunterschiede einzukalkulieren. Um dies berücksichtigen zu können und ein statisch lösbares Gleichungssystem zu erhalten, werden die Kraftverteilungsfaktoren  $V_F$  für die Seitenkraftabstützung und  $V_M$  für die Momentenabstützung eingeführt. Beispielsweise können Montage- und Fertigungstoleranzen oder ein seitlicher Festanschlag einer Führungsschiene zur Folge haben, dass die Wagen der einen Führungsschiene größere Kraftanteile aufnehmen als die der anderen Führungsschiene. Diese Aufteilung der Seitenkraft auf die einzelnen Wagen wird mit dem Verteilungsfaktor  $V_F$  abgeschätzt. Der Kraftverteilungsfaktor  $V_M$  bezieht die möglicherweise unterschiedliche Aufteilung der Momente um die y-Achse auf die Seitenkraft mit ein. Bei nicht exakt parallelen Führungsbahnen würde das eine, diagonal angeordnete Wagenpaar, einen geringeren Momentenanteil abstützen als das andere Wagenpaar. Unter Berücksichtigung der eingeführten Kraftverteilungsfaktoren folgen somit die lokalen Seitenlasten  $F_{z,1}$  bis  $F_{z,4}$ :

$$\begin{aligned} F_{z,1} &= V_F \frac{F_z}{2} - V_M \frac{M_y}{L_{Fw}} \quad , \quad F_{z,2} = (1-V_F) \frac{F_z}{2} - (1-V_M) \frac{M_y}{L_{Fw}} \\ F_{z,3} &= (1-V_F) \frac{F_z}{2} + V_M \frac{M_y}{L_{Fw}} \quad , \quad F_{z,4} = V_F \frac{F_z}{2} + (1-V_M) \frac{M_y}{L_{Fw}} \end{aligned} \quad (5.2)$$

### 5.3.2 Rechnerwerkzeug zur Belastungsanalyse und Lebensdauerberechnung

Bild 5.3 zeigt die Bedienoberfläche des implementierten Auswerteprogramms zur Ausleistungsberechnung und Lebensdaueranalyse von Linearführungen. Das hinterlegte Berechnungsmodell erlaubt die effiziente und praxisgerechte Belastungsanalyse von Profilschienenwälzführungssystemen. Ausgehend von der Lokalisation des am höchsten belasteten Führungswagens erfolgt die Betrachtung der statischen Tragsicherheit, eine Lebensdauerprognose und die Berechnung der maximalen Einfederung. Mit wenigen parametrischen Eingaben kann der Benutzer sehr schnell die Auswirkung einer Veränderung der Führungsgeometrie oder der Auswahl eines anderen Führungstyps berechnen und bewerten. Auf diese Weise wird die zielgerichtete Optimierung der Auslegung des Führungssystems unterstützt.

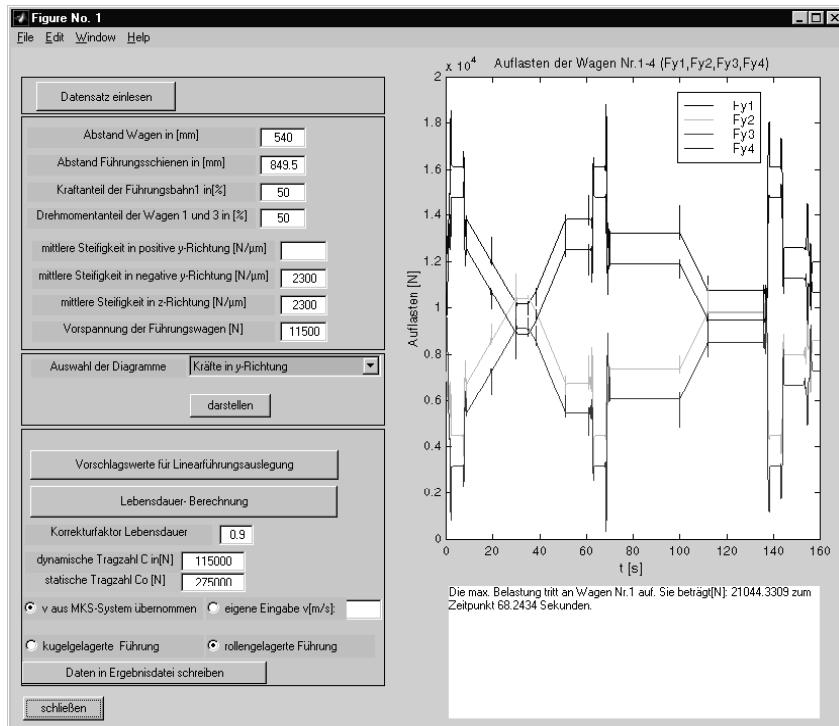


Bild 5.3: Oberfläche des Auswerteprogramms zur Belastungs- und Lebensdaueranalyse von Linearführungen anhand von Zeitverläufen dynamischer Gelenkreaktionen

Zu Beginn einer Auswertung sind die als ASCII-Datensatz bereitgestellten MKS-Simulationsergebnisdaten einzulesen und die konstruktiven Parameter des Führungssystems einzugeben. Außerdem werden noch die dynamische Tragzahl  $C$ , die statische Tragzahl  $C_0$  und die Vorspannung  $F_v$  des ausgewählten Führungstyps benötigt. Mit diesen Angaben erfolgt nach Gl. (5.1) und (5.2) die Berechnung der Zeitverläufe der lokalen Auflast- und Seitenlastkräfte am Führungswagen, die anschließend als Kurvendiagramme dargestellt werden können (s. Bild 5.3).

Das Auswertewerkzeug ermittelt automatisch den dynamisch und statisch am höchsten belasteten Führungswagen. Als Grundlage dienen die äquivalenten Belastungen  $P_i$ , die sich aus den Seiten- und Auflastkomponenten der einzelnen Führungswagen ergeben:

$$P_i = |F_{y,i}| + |F_{z,i}|, \text{ mit } i = 1, 2, 3, 4 \quad (5.3)$$

Um den Einfluss der Vorspannung  $F_v$  der Führungselemente bei der Berechnung der Lebensdauer einbeziehen zu können, wird diese in Anlehnung an SCHNEEBERGER [1997] mit folgender Fallunterscheidung (5.4) näherungsweise berücksichtigt:

$$\begin{aligned} P_i^* &= F_v + \frac{2}{3} P_i, \quad \text{für } P_i \leq 3 \cdot F_v \\ P_i^* &= P_i, \quad \quad \quad \text{für } P_i > 3 \cdot F_v \end{aligned} \quad (5.4)$$

Anhand der ermittelten Maximalwerte der Lastkräfte ergibt sich die äquivalente statische Belastung  $P_0$ , die die Bestimmung der statischen Tragsicherheit  $S_0$  nach Gl. (5.5) erlaubt:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (5.5)$$

Zur Berechnung der erzielbaren nominellen Lebensdauer der Wälzführung wird der komplette Bewegungsablauf mit zeitveränderlicher Belastung und Verfahrgeschwindigkeit zugrundegelegt. Hierzu wird die zeitliche Wertefolge der äquivalenten Belastung, Gl. (5.3), und die ebenfalls aus der MKS-Simulation übernommene Verfahrgeschwindigkeit an den Ausgabezeitpunkten ausgewertet. Unter Annahme zeitschrittweise konstanter Belastung und zeitschrittweise konstanter Geschwindigkeit wird die zeitlich gemittelte, äquivalente dynamische Belastung  $P_{dyn}$  nach der Beziehung

$$P_{dyn,i} = \sqrt[p]{\frac{q_1 \cdot v_1 \cdot P_{1,i}^p + q_2 \cdot v_2 \cdot P_{2,i}^p + \dots + q_k \cdot v_k \cdot P_{k,i}^p}{q_1 \cdot v_1 + q_2 \cdot v_2 + \dots + q_k \cdot v_k}} \quad [\text{N}] \quad (5.6)$$

berechnet. Dabei steht  $p$  für den sogenannten Lebensdauerexponenten (Rollenführung:  $p = 10/3$ ; Kugelführung:  $p = 3$ ),  $q_i$  [s] für den Zeitabschnitt,  $P_{j,i}$  [N] für die veränderliche Last im Zeitabschnitt,  $v_j$  [m/s] für die veränderliche Geschwindigkeit im Zeitabschnitt,  $k$  für die Anzahl der berechneten Intervalle und  $i$  für den Index des betrachteten Führungswagens.

Hieraus ergibt sich die nominelle Lebensdauer in Stunden  $L_h$  in Verbindung mit der dynamischen Tragfähigkeit  $C$ , dem Lebensdauerexponenten  $p$  und der mittleren Verfahrgeschwindigkeit  $\bar{v}$  zu:

$$L_h = \frac{10^3}{36 \cdot \bar{v}} \cdot \left( k_{kor} \cdot \frac{C}{P_{dyn}} \right)^p [h] \quad (5.7)$$

Dabei dient der Lebensdauer-Korrekturfaktor  $k_{kor} = 1 \dots 0,5$  in Gl. (5.7) zur Berücksichtigung lebensdauermindernder Umgebungseinflüsse und Belastungsfaktoren [THK 1997]. Die mittlere Verfahrgeschwindigkeit  $\bar{v}$  berechnet sich nach:

$$\bar{v} = \frac{q_1 \cdot v_1 + q_2 \cdot v_2 + \dots + q_k \cdot v_k}{q_1 + q_2 + \dots + q_k} [\text{m/s}] \quad (5.8)$$

Die bei der Anwendung des Auswertewerkzeugs ermittelten Kenndaten können zusammen mit allen Eingabeparametern, z.B. der gewählten Führungsgeometrie und des Führungstyps, für Dokumentationszwecke in eine Protokolldatei ausgegeben werden.

### Anwendungsbeispiel

Um die Einsatzmöglichkeiten und den Nutzwert der Auswertemethode zu verdeutlichen, soll an dieser Stelle nochmals auf die in Abschnitt 4.6 beschriebene MKS-Simulation der Bearbeitung eines Einfachprüfwerkstücks mit einer Fahrständer-Fräsmaschine zurückgegriffen werden. Mit dem Auswertewerkzeug wurde eine Belastungsanalyse des Führungssystems der Maschinenachse zwischen Bett und Kreuzschlitten durchgeführt, das als Führungssystem der Grundachse am stärksten belastet wird.

Für die Gestaltung des Führungssystems wurde der Schienenabstand  $l_{Fs} = 850$  mm und der Führungswagenabstand  $l_{Fw} = 540$  mm vorgegeben und die Katalogdaten einer Rollenführung mit Schienenfußbreite 45 mm zugrundegelegt. Das in Bild 5.3 ersichtliche Diagramm zeigt die aus den MKS-Simulationsergebnissen abgeleiteten Zeitverläufe der Auflast-Kräfte der Führungswagen. Die höchste Belastung tritt infolge von Eigengewicht und Trägheitsreaktionen an einem Führungswagen der näher zum Maschinentisch hin angeordneten Führungsschiene auf. Für den als dynamisches Belastungskollektiv betrachteten Bewegungszyklus kann eine ausreichend hohe statische Tragsicherheit von  $S_0 = 9$  und eine maximale Lebensdauer von ca.  $L = 100.000$  Stunden ermittelt werden. Bei Zweischichtbetrieb (16 Betriebsstunden/Tag) und einer jährlichen Arbeitsdauer von 200 Tagen entspricht dies umgerechnet einer Lebensdauer des Führungssystems von rund 31 Jahren. Dieses Ergebnis spiegelt wider, dass Führungssysteme im Werkzeugmaschinenbau primär auf hohe statische Überlastfähigkeit und niedrige Nachgiebigkeiten hin ausgelegt werden. Hieraus ergeben sich rechnerisch relativ hohe Werte für die mögliche Lebensdauer, die allerdings durch die aggressiven Umgebungseinflüsse im praktischen Einsatz (Kühlenschmierstoff, Spänefall, stoßartige Belastung etc.) häufig nicht erreicht werden.

## 5.4 Kinematische Analyse der Maschinenverformung bei dynamischen Verfahrbewegungen

### 5.4.1 Motivation

Der bei Verfahrbewegungen einer Werkzeugmaschine auftretende Bahnfehler am Werkzeugbezugspunkt TCP (*path error*) setzt sich zusammen aus dem Regelfehler an den Maschinenachsen (*tracking error*) sowie aus Anteilen, die aus der Verformung der Maschinenstruktur stammen. Die Regelabweichungen an den Maschinenachsen hängen wesentlich davon ab, welche Regelungsdynamik bei einer gegebenen Auslegung der Antriebe und der Messtechnik im Zusammenwirken mit der Maschinenstruktur erzielt werden kann. Die bei einer Verfahrbewegung auftretenden verformungsbedingten Abweichungsanteile resultieren zwar aus dem von Antrieben und Regelung aufgeprägten Bewegungsverhalten, allerdings sind die auftretenden Schwingungseffekte und der quantitative Betrag der Verlagerungsamplituden auf die grundsätzlichen Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der Gestellstruktur zurückzuführen. Dabei sind vor allem aus fertigungstechnischen Gründen die auftretenden statischen und dynamischen Relativnachgiebigkeiten an der Zerspanstelle, also zwischen TCP (Werkzeug) und Werkstück, von hoher Relevanz für das Leistungsvermögen einer Werkzeugmaschine. Somit bildet eine hinreichende Steifigkeit der mechanischen Maschinenstruktur die notwendige Grundvoraussetzung, um ein gewünschtes hochdynamisches Verhalten einer Werkzeugmaschine gewährleisten zu können.

Die anforderungsgerechte Gestaltung der Gestellstruktur ist folglich eine wichtige Teilaufgabe im Entwicklungsprozess einer Werkzeugmaschine. Um die geforderten Systemeigenschaften im Spannungsfeld konkurrierender Entwicklungsziele hinsichtlich hoher statischer und dynamischer Steifigkeit und niedriger bewegter Masse sicher und kostengünstig zu erreichen, werden Aussagen über den Beitrag der einzelnen Teilsysteme zum Gesamtverhalten benötigt. Es besteht Bedarf an quantitativen Aussagen darüber, welchen Beitrag einzelne Komponenten der Maschinenstruktur zur resultierenden Gesamtverlagerung liefern, um die Maschine in Bezug auf das Nachgiebigkeitsverhalten der Maschinenstruktur zielführend und effektiv optimieren zu können.

Aus der Anwendung der Finite-Elemente-Methode zur Berechnung statischer Nachgiebigkeiten und der Eigenschwingungen von Werkzeugmaschinengestellstrukturen sind Vorgehensweisen zur Ermittlung des Einflusses einzelner Gestellkomponenten im Kraftfluss auf die Gesamtverlagerung zwischen TCP und Werkstück bekannt. Entsprechende Auswerteverfahren von FEM-Ergebnissen werden z.B. in ALBERTZ [1995] und SCHNEIDER [2000] zur Bestimmung des Einflusses von Teilverformungen einzelner, im Kraftfluss liegender Strukturkomponenten auf die translatorische und rotatorische Gesamtverlagerung am TCP angewendet. Damit ist die Angabe von auf die Zerspanstelle bezogenen

*Verformungskennlinien* möglich. Die dort entwickelten Methoden der sogenannten *kinematischen Analyse* gehen allerdings von einer als Referenzposition definierten, *stationären* Position der Maschinenachsen aus. Diese stationäre Referenzstellung wird zugrundegelegt, um die Verformungsamplituden infolge statischer Last oder den Betrag eines Eigenvektors in Bezug auf die Relativverlagerung an der Zerspanstelle zu analysieren.

Diese Ansätze können auch auf die Auswertung elastischer Strukturverformungen übertragen werden, die bei einer Bewegungssimulation mit zeitveränderlichen Achspositionen berechnet wurden. Hierbei ist aber zu berücksichtigen, dass sich bei bewegten nominellen Achspositionen auch die räumliche Referenzlage des TCP ändert.

### 5.4.2 Erfassung der Komponentenbeiträge zur TCP-Verlagerung

Im Rahmen der hier vorgestellten Untersuchungen wurde eine entsprechende Methodik zur Analyse von Maschinen mit sequentiellem Achsaufbau entwickelt. Dieses Verfahren ermöglicht es, bei veränderlichen Maschinenachspositionen den kinematischen Einfluss der Verformung einzelner, im Kraftfluss angeordneter Gestellkomponenten auf die räumliche Abweichung des TCP von einer räumlichen Referenzbahn zu ermitteln. Das Ziel hierbei ist es, genau die verformungsbedingten Anteile an der Regelabweichung am TCP zu ermitteln. Somit sollen quantitative Aussagen über die verformungsbedingten Beiträge einzelner Maschinenstrukturkomponenten zur translatorischen und rotatorischen TCP-Verlagerung bereitgestellt werden. Das entwickelte Prinzip soll im Folgenden für die Anwendung in einem Mehrkörper-Modell erläutert werden:

#### Prinzip

Den Ausgangspunkt bildet die Betrachtung der geschlossenen kinematischen Kette zwischen Werkzeugbezugspunkt (TCP) und einem Bezugskoordinatensystem auf dem Werkstückspanntisch (Machining Table Center Point, MCP). Bild 5.4 zeigt das Mehrkörpermodell einer Werkzeugmaschine (vgl. Kapitel 7) mit eingezeichnetem Verlauf des Kraftflusses zwischen TCP und Werkstücktisch entlang der Komponenten der Maschinenstruktur.

In die Analyse der resultierenden Gesamtverlagerung sind alle im Kraftfluss liegenden Körper und Gelenke einzubeziehen. Die Notwendigkeit der kinematischen Analyse der Beiträge der als flexible Körper modellierten Gestellkomponenten versteht sich *per se*. Außerdem sind Gelenke zu berücksichtigen, an denen Bewegungsfreiheitsgrade in elastisch nachgiebige Richtungen modelliert wurden. Dies betrifft bei dem in Bild 5.4 gezeigten Beispiel die mit sechs Freiheitsgraden modellierten Gelenke der translatorischen Linearführungssysteme der Maschinenachsen sowie das Gelenk zwischen Fräskopfgehäuse und Vertikalschlitten, das ebenfalls sechs Relativbeweglichkeiten aufweist. Über ideal steife Gelenke verbundene, starre Körper können bei der Analyse des kinematischen Einflusses zu einer gemeinsam betrachteten Einheit zusammengefasst werden, wie dies in

Bild 5.4 z.B. für den Werkstücktisch-Schlitten gezeigt wird. Für jede dieser Maschinenstrukturkomponenten ist anhand der kinematischen Ergebnisdaten der MKS-Bewegungssimulation deren Beitrag zur Relativverlagerung zwischen den Bezugssystemen am Werkzeug (TCP) und am Maschinentisch (MCP) zu ermitteln.

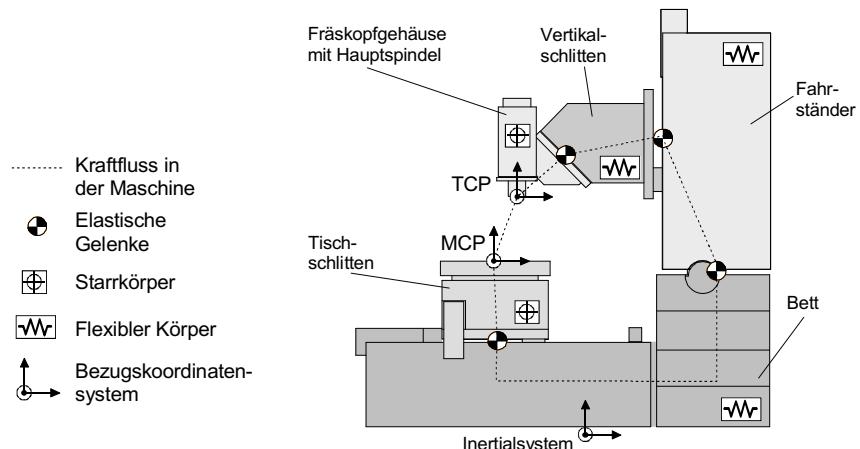


Bild 5.4: Kraftfluss in einer 3-Achs-Fahrständermaschine

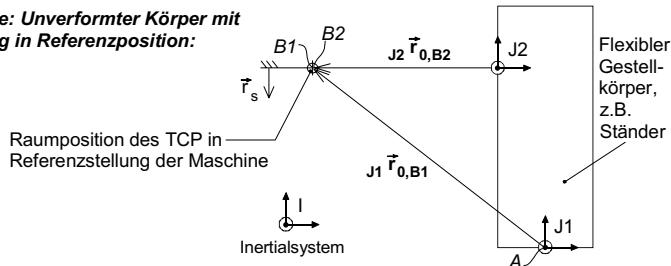
### Beispiel: Erfassung des Beitrags eines flexiblen Körpers zur TCP-Verlagerung

Bild 5.5 zeigt am Beispiel eines flexiblen Körpers die entwickelte Vorgehensweise. Dazu werden auf allen betroffenen Komponenten zwei körperfeste, aber in Bezug auf das körperfeste Referenzsystem bewegte Beobachtungspunkte definiert, die in der Referenzstellung der Maschine an der Raumposition des TCP liegen (s. oberes Teildiagramm in Bild 5.5).

Als nominelle Referenzstellung der Maschine wird der unverformte Zustand aller elastischen Elemente und die Stellung aller Maschinenachsen in der Referenzposition (z.B. Nullstellung) vorgegeben.

Die Beobachtungspunkte werden im MKS-Modell als körperfeste Koordinatensysteme oder *Markerframes* definiert, die zwar körperfest sind, aber deren geometrische Position in Bezug auf das körperfeste Referenzsystem durch zeitliche Vorgabe platzierungssteuernder Größen um den Vektor  $\vec{r}_s(t)$  verändert werden kann. Als platzierungssteuernde Größen werden in jedem Zeitschritt der Simulation die aktuellen Messgrößen der Ist-Positionen derjenigen Maschinenachsen  $s \subseteq \{x, y, z, \dots\}$  verwendet, die in der kinematischen Kette der betreffenden Maschinenkomponente nachfolgen. Die Messgrößen dienen dazu, die aktuelle Position der Beobachtungspunkte auf dem Körper entsprechend der veränderten nominellen Raumposition des TCP nach der Vorschrift  $\vec{r}_s(t) = \vec{r}_s(s(t))$  vektoriell zu verschieben.

**Referenzlage: Unverformter Körper mit Achsstellung in Referenzposition:**



J1 : körperfestes Koordinatensystem im bauminneren Gelenkpunkt mit Ursprung A

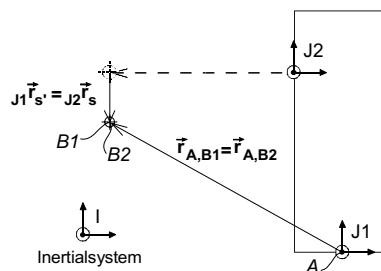
J2 : körperfestes Koordinatensystem im Gelenkpunkt zum Nachfolgekörper; unterliegt bei Körperdeformation körperbezogenen Lageänderungen

I : Inertialsystem

B1 : in Bezug auf J1 definierter, körperfester Beobachtungspunkt an der Raumposition des TCP in Referenzstellung; gegenüber J1 um den Vektor der in der kinematischen Kette nachfolgenden Maschinenachspositionen  $\vec{r}_s' = f(x,y,z)^T$  translatorisch bewegt

B2 : in Bezug auf J2 definierter, körperfester Beobachtungspunkt an der Raumposition des TCP in Referenzstellung; gegenüber J2 um den Vektor der in der kinematischen Kette nachfolgenden Maschinenachspositionen  $\vec{r}_s = f(x,y,z)^T$  translatorisch bewegt

**Starrer Körper mit Achsstellung außerhalb Referenzposition:**



**Deformierter flexibler Körper mit Achsstellung außerhalb Referenzposition:**

$$\Delta \vec{r} = \vec{r}_{A,B2} - \vec{r}_{A,B1}$$

Komponentenbeitrag zur verformungsbedingten Verlagerung des TCP

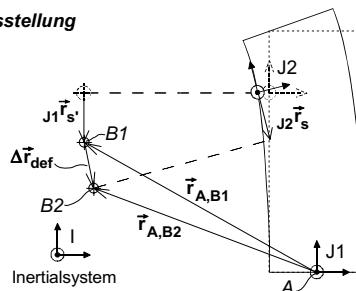


Bild 5.5: Flexible MKS-Körper: Erfassung des Komponentenbeitrags zur TCP-Verlagerung

Der erste Beobachtungspunkt  $B1$  wird stets in Bezug auf den bauminneren Gelenkpunkt der Maschinenkomponente  $J1$  definiert. Er repräsentiert damit die nominelle Sollposition des TCP bei ideal starrer Komponente. Der zweite Beobachtungspunkt  $B2$  wird dagegen in Bezug auf ein am baumäußerem Gelenkpunkt fixiertes Koordinatensystem  $J2$  definiert, aber ebenfalls an der Raumposition des TCP in Referenzstellung. Bei elastischer Verformung der Maschinenkomponente wird dieser Beobachtungspunkt damit entsprechend des kinematischen Hebelarmes mitbewegt. Zusätzlich werden die aktuellen Maschinenachspositionen zur Platzierungssteuerung des Beobachtungspunktes  $B2$  in Bezug auf den baumäußerem Gelenkpunkt  $J2$  ausgewertet. Somit repräsentiert der Beobachtungspunkt  $B2$  stets die kinematische Raumposition des TCP, die sich bei gegebener Maschinenachsposition infolge der Verformung der Maschinenkomponente ergibt (s. unteres Teildiagramm in Bild 5.5).

Zur Erfassung der Verlagerungsbeiträge einer elastisch modellierten Linearführung oder eines sonstigen Gelenks mit elastischen Freiheitsgraden kann in ähnlicher Weise verfahren werden.

Der Differenzvektor von Beobachtungspunkt  $B1$  zu Beobachtungspunkt  $B2$  liefert damit den gesuchten verformungsbedingten Beitrag  $\Delta\vec{r}_i$  der Maschinenkomponente  $i$  zur translatorischen Verlagerung zwischen TCP und MCP,

$$\Delta\vec{r}_i(t) = \vec{r}_{A,B2}(t) - \vec{r}_{A,B1}(t) . \quad (5.9)$$

Die Orientierungsänderung zwischen den Koordinatensystemen in den Bezugspunkten  $B2$  und  $B1$  ergibt den Beitrag zur Orientierungsänderung  $\Delta\vec{\phi}_i$ . Es werden daher im MKS-Modell entsprechende Sensoren definiert, die die Werte der Differenzvektoren  $\Delta\vec{r}_i$  und der Relativwinkel  $\Delta\vec{\phi}_i$  messen. Um die ermittelten translatorischen Verschiebungsvektoren sinnvoll weiterverarbeiten und vergleichen zu können, werden alle Differenzvektoren in den Koordinaten des werkstücktisch-festen Bezugskoordinatensystems MCP erfasst.

### Aufbau einer Sensorkette

Die Anordnung der einzelnen bauteilbezogenen Sensoren zur Erfassung der Verlagerungsanteile nach dem Vorbild einer Sensorkette entlang des Kraftflusses veranschaulicht Bild 5.6.

Die absolute Verlagerung  $\Delta\vec{r}_{MCP-TCP}$  zwischen den Bezugskoordinatensystemen am Werkzeug (TCP) und am Maschinentisch (MCP) kann entweder mit einem Sensor direkt gemessen oder nach der Beziehung (5.10),

$$\Delta\vec{r}_{MCP-TCP}(t) \cong \sum_{i=1}^n \Delta\vec{r}_i(t) , \quad (5.10)$$

approximativ aus den Verlagerungsanteilen der  $n$  Komponenten aufsummiert werden.

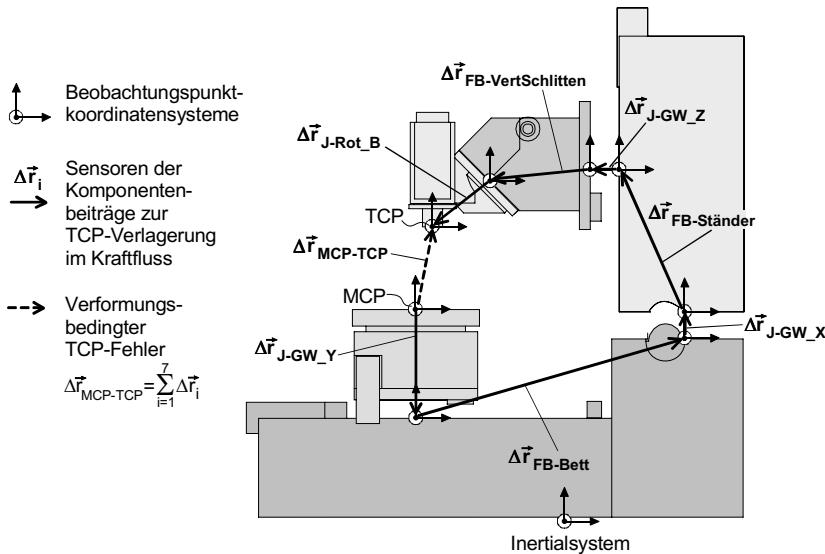


Bild 5.6: Anordnung der Sensoren zur Erfassung der Beiträge elastischer Komponenten im Kraftfluss

### Zeitabhängige kinematische Verformungskennlinie

Für die beabsichtigte Auswertung im Sinne einer kinematischen Analyse der Verlagerungen im Kraftfluss werden die ermittelten Zeitverläufe der Komponentenbeiträge zur TCP-Verlagerung nach dem in Bild 5.7 dargestellten Schema weiterverarbeitet.

Zur Darstellung der zeit- und ortsabhängigen, kinematischen Verformungskennlinie  $\Delta\vec{r}_{kum}$  werden die Verlagerungsbeiträge entlang des Kraftflusses über alle Komponenten  $i$  kumulativ aufaddiert. Dies erfolgt pro Zeitschritt  $t$  für jede Verlagerungsrichtung (x, y, z) entsprechend Gl. (5.11):

$$\Delta\vec{r}_{kum}(t, i) = \sum_{k=1}^i \Delta\vec{r}_k(t), \quad \text{mit } i = 1, 2, \dots, n. \quad (5.11)$$

Die Auswertung der aus Gl. (5.11) resultierenden, zeitabhängigen kinematischen Verformungskennlinie im Kraftfluss erfolgt an einzelnen, signifikanten Zeitpunkten  $t_i$ . Diese können durch zeitliche Ereignisse, wie z.B. Beschleunigungsbeginn, vorgegeben oder anhand einer automatisierten Suche nach Merkmalen, wie z.B. maximale Gesamtverlagerung oder maximale Komponentenverformung, bestimmt werden.

### Auswertung der kinematischen Verformungskennlinie

Als Ergebnis der kinematischen Analyse des Verformungsverhaltens können auf Basis der Simulation quantitative Aussagen über die relativen und absoluten Anteile der Maschinenstrukturkomponenten zur Gesamtverlagerung des TCP getroffen werden. Die Anwendung auf einen dynamischen Bewegungsablauf ermöglicht es, Wechselwirkungen zwischen den Strukturkomponenten zu erkennen, bei denen die Amplituden der Gesamtverlagerung durch Kompensation oder Verstärkungseffekte beeinflusst werden. Insgesamt gesehen stellt diese Auswertemethode den Entwicklungsverantwortlichen eine zusätzliche Entscheidungsunterstützung zur Verfügung, um die zu verbessерnden Strukturkomponenten effizient auszuwählen und erfolgversprechende Zielvorgaben für deren konstruktive Überarbeitung abzuleiten. Die Zielvorgaben können neben einer globalen Massereduktion z.B. auch die gezielte Versteifung gewisser Nachgiebigkeitsrichtungen beinhalten.

Die Anwendung der hier vorgestellten Methode zur kinematischen Analyse bewegungsbedingter Maschinenverformungen wird in Kapitel 7 beispielhaft beschrieben.

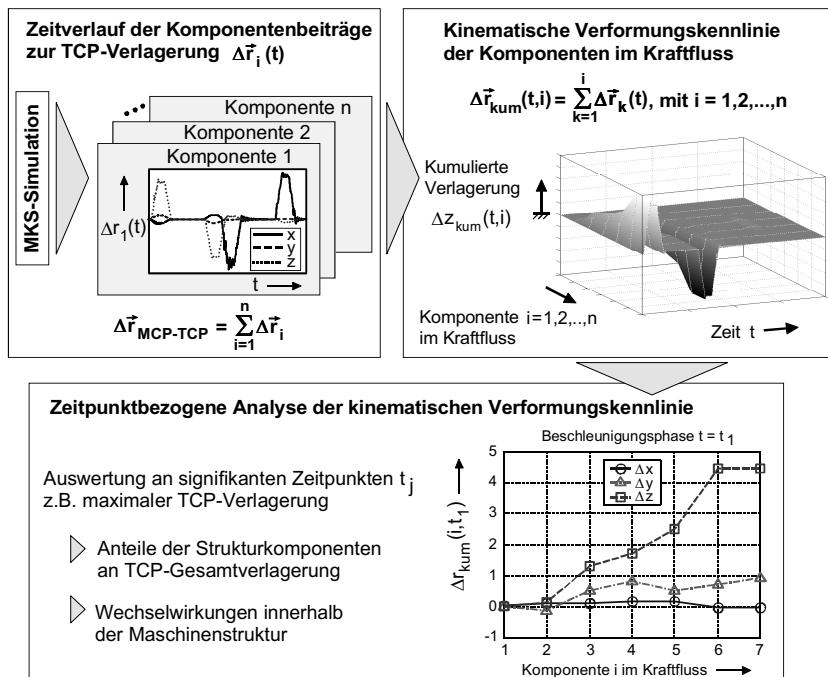


Bild 5.7: Kinematische Analyse der Maschinenverformung bei dynamischer Bewegung - Methodik zur Auswertung der Komponentenbeiträge zur TCP-Verlagerung

---

## **6 Umsetzung im rechnergestützten Entwicklungsprozess**

### **6.1 Übersicht**

In den vorangegangenen Kapiteln 4 und 5 wurden die auf Basis der Mehrkörperdynamik entwickelten Methoden zur Modellbildung, Analyse und Optimierung des systemdynamischen Bewegungsverhaltens der Gesamtmaschine erläutert. Unter den Gesichtspunkten der Effizienz und Effektivität sind derartige Untersuchungen mit möglichst geringem Aufwand und möglichst frühzeitig in den Ablauf einer Werkzeugmaschinenentwicklung einzubinden. Der Aufbau einer durchgängigen Prozesskette mittels Einsatz informationstechnisch vernetzbarer Gestaltungs- und Berechnungswerkzeuge liefert dazu einen zentralen Ansatz. Das aktuelle Kapitel 6 greift dies auf und stellt Lösungsansätze für die betrachtete Problemstellung vor.

Dazu wird wie folgt vorgegangen: Abschnitt 6.2 beschreibt den Ablauf der konzipierten CA-Prozesskette zur Einbindung der Berechnungsschritte in einen 3D-CAD-basierten Entwicklungsprozess. Auf dieser Grundlage werden in Abschnitt 6.3 die Anforderungen, die sich hieraus an die CAD-Modellierung von Werkzeugmaschinen ergeben, abgeleitet und geeignete Modellierungsstrategien vorgestellt. Daran anknüpfend erfolgt eine Darstellung der Möglichkeiten und Restriktionen der CAD-integrierten Mehrkörpersimulation (Abschnitt 6.4). Im Anschluss befasst sich Abschnitt 6.5 mit Aspekten der funktionellen Integration von MKS- und FEM-Methode zur Abbildung flexibler Körper im MKS-Modell, die sich bei der vorgesehenen Umsetzung in einer 3D-CAD-basierten Prozesskette ergeben.

### **6.2 Integration der Berechnungsschritte in eine CA-Prozesskette**

#### **3D-CAD-System als Basistechnologie der Produktmodellierung**

Das im Rahmen dieser Arbeit vorausgesetzte Systemkonzept zur rechnergestützten Produktentwicklung (s. Abschnitt 3.4) legt den Einsatz eines 3D-CAD-Systems als Basistechnologie der Produktmodellierung zugrunde. Moderne 3D-CAD-Systeme stellen als Grundfunktionalität umfangreiche Möglichkeiten zur Bauteil- und Zusammenbaumodellierung, sowie Zeichnungserstellung und Produktstrukturverwaltung zur Verfügung. Zusätzlich kann für beliebige Zwecke der Weiterverarbeitung auf die CAD-Datenmodelle zugegriffen werden. Dies ist eine wichtige Voraussetzung, um einen hohen Integrationsgrad und Durchgängigkeit der Produktentwicklungsprozesse zu erreichen (vgl. Abschnitt 2.1.2). Bild 6.1 ordnet die angesprochenen CAD-Funktionalitäten typischen Aufgaben im Rahmen des Produktentwicklungsprozesses einer Werkzeugmaschine zu.

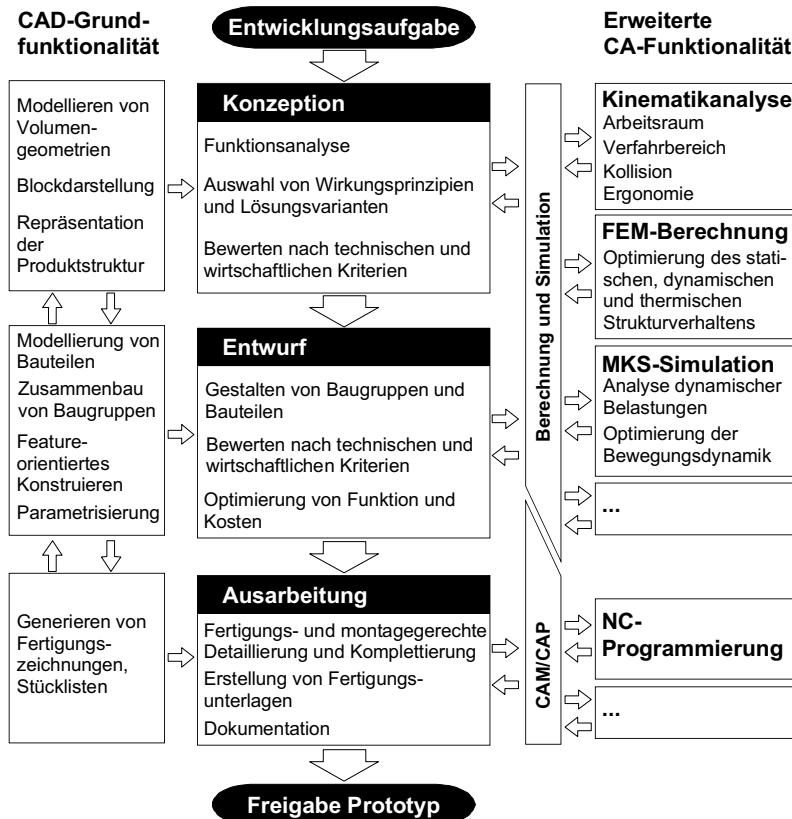


Bild 6.1: Nutzung der 3D-CAD-Funktionalitäten im Produktentwicklungsprozess von Werkzeugmaschinen (nach [KLENK 1997])

Die erweiterte CAD-Funktionalität bildet daher auch im Rahmen dieser Arbeit den Ansatzzpunkt, um die benötigten CA-Werkzeuge in einer gemeinsamen Prozesskette zu verknüpfen. Dazu wird der durchgängige Einsatz des CAD-Systems in allen Konstruktionsphasen zur geometrischen Gestaltmodellierung des Maschinenentwurfs vorausgesetzt.

### Konzipierte Prozesskette

Bild 6.2 zeigt den Ablauf der konzipierten Prozesskette zur Einbindung der Simulationsuntersuchungen des systemdynamischen Bewegungsverhaltens des Maschinenentwurfs in einen 3D-CAD-basierten Entwicklungsprozess. Die einzelnen Arbeitsschritte und die dazu eingesetzten CA-Werkzeuge ergeben sich aus der betrachteten Funktionsstruktur einer NC-Werkzeugmaschine als mechatronisches System.

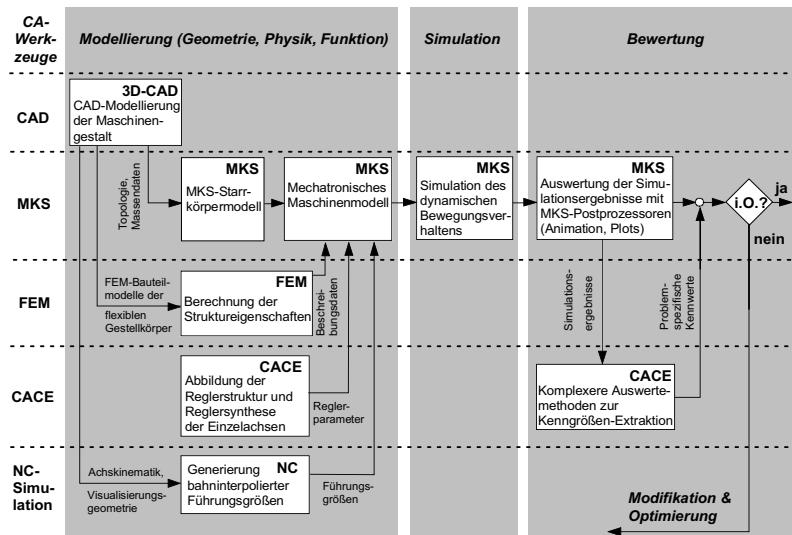


Bild 6.2: CA-Prozesskette - Integration von Gestaltungs- und Berechnungsschritten zur Optimierung des systemdynamischen Maschinenvorhaltens

Das mit dem CAD-System erstellte Datenmodell dient zum Ableiten der geometrieorientierten Berechnungsmodelle, die das Verhalten der mechanischen Grundstruktur beschreiben. Hier sind die im Rahmen dieser Arbeit betrachteten MKS- und FEM-Modelle zu nennen. Diese Berechnungsmodelle werden soweit wie möglich mit in das CAD-System integrierten Berechnungsfunktionalitäten definiert. Falls im Einzelfall umfangreichere Funktionalitäten benötigt werden, erfolgt eine Modellübergabe und Weiterverarbeitung mit dem eigenständigen Anwendungsprogramm zur MKS-, FEM- oder NC-Simulation. Nachteiligerweise ist dies mit einer redundanten Modellhaltung und höheren Aufwendungen zur Konsistenzsicherung verbunden. Dieser Umstand lässt sich aber nicht vermeiden, da die erhältlichen CAD-integrierten Berechnungsmodelle nicht alle Modellierungs- und Simulationsfunktionalitäten zur Verfügung stellen, die für die betrachtete Problemstellung benötigt werden.

Zur Abbildung der mechatronischen Systemkomponenten einer NC-Werkzeugmaschine, wie Regelungssystem und elektrische Antriebe, werden daneben auch rein funktionsorientierte Modelle benötigt, die keinen oder nur indirekten Bezug zur Geometriebeschreibung besitzen. Hierunter fallen etwa die Modelle des Regelsystemverhaltens oder auch die Steuerungssoftware des NC-Simulationsmodells. Die Modelle dieser Teilsysteme werden ohne Integration zum CAD-System und mit disziplinspezifischen Modellierungswerkzeugen erstellt. So erfolgt zunächst mit dem mathematisch-regelungstechnischen Programmssystem eine Reglevorauslegung auf Ebene der Einzelachsen anhand vereinfachter

Modelle der Mechanik, die nur die Dynamik in Vorschubrichtung abbilden (vgl. z. B. [GROBMAN 1996]). Die ausgelegten Reglerparameter werden anschließend in das MKS-Modell übertragen, um dort das Gesamtsystemmodell aufzubauen. Um dabei einzelne Vorschubantriebe nach der in Abschnitt 4.5 beschriebenen Methodik als Kraftelemente im MKS-Modell abbilden zu können, wurde die Modellbibliothek des MKS-Programms über die vorhandene Hochsprachen-Programmierschnittstelle um einen parametrisierbaren Modellbaustein erweitert, der diese Funktionalität bereitstellt. Die Abbildung von Bearbeitungskräften geschieht ebenfalls mit Hilfe eines speziell implementierten Kraftelement-Modellbausteins (vgl. Abschnitt 4.7). Die Simulation des Maschinenverhaltens erfolgt mit den numerischen Berechnungsverfahren des MKS-Programms.

Zum Bereitstellen der Bewegungsführungsgrößen für das MKS-Maschinenmodell wurden zwei Wahlmöglichkeiten vorgesehen. Falls ein komplexer, über ein NC-Programm vorgegebener Bewegungsablauf untersucht werden soll, so wird zunächst das NC-Simulationsmodell eingesetzt, um die bahninterpolierten Führungsgrößenverläufe zu diesem NC-Programm zu generieren (vgl. Abschnitt 4.6). Sollen dagegen nur einfache Testbewegungen einzelner Achsen simuliert werden (z. B. lineare Positionierbewegung mit ruckbegrenzten Beschleunigungsrampen), so werden die dafür benötigten Führungsgrößen über Signalgeneratoren erzeugt, die als Modellelemente in das MKS-Programm integriert wurden.

Die Bewertung des Maschinenentwurfs ist letztlich von den Mitarbeitern des Entwicklungsteams vorzunehmen. Um die Simulationsergebnisse hierfür aufzubereiten, werden diese entweder mit den integrierten Funktionalitäten des MKS-Programms oder unter Zuhilfenahme des mathematisch-regelungstechnischen Programmsystems ausgewertet (vgl. Kapitel 5). Wird Verbesserungsbedarf festgestellt, so sind nach Umsetzung von Modifikationen (z. B. am CAD-Geometriemodell, der Antriebsprojektierung oder den Regelungsparametern) die davon betroffenen Schritte der Prozesskette erneut zu durchlaufen.

### Aufbau eines Produktmodells

Die im Ablauf der Prozesskette erstellten Modelldaten, Ergebnisdokumentationen und ggf. Simulationsdaten werden in einem Produktmodell zusammengefasst. Die Verwaltung und Bereitstellung der Produktmodelldaten erfolgt über das EDM-System in einer Datenbank. Ein Produktmodell ist dabei als Summe aller (relevanten) produkt- und produktionsbeschreibenden Daten, die beim Einsatz unterschiedlicher Rechnerwerkzeuge im Entwicklungsprozess erzeugt werden, zu verstehen. Das Produktmodell als Ganzes („*Digital Master*“) kann unter geeigneten Gesichtspunkten in sogenannte *Partialmodelle* unterteilt werden, die spezielle Sichten auf das Produkt abbilden [EHRLENSPIEL 1995]. Bild 6.3 zeigt die Struktur des Produktmodells mit den Partialmodellen der innerhalb dieser Arbeit berücksichtigten Berechnungssichten.

Als zentrales Werkzeug zum Aufbau des Produktmodellkerns wurde im Rahmen der zugrundeliegenden Arbeiten ein vollparametrisches, featurebasiertes 3D-CAD-System

verwendet. Hier wird zum einen die Geometriegestalt der verschiedenen Bauteile erzeugt und in Form von Festkörper-Volumenmodellen (*Solid Models*) gespeichert. Weiter enthält das CAD-Modell bereits Informationen über die Produktstruktur und zur Generierungshistorie. Weitere nichtgeometrische, aber zu geometrischen Konstruktionselementen assoziierte Beschreibungsdaten, wie Materialdaten, Fügestellensteifigkeiten etc., werden als vordefinierte oder vom Benutzer ergänzte Attribute ebenfalls direkt im CAD-System parametrisch definiert. Das CAD-Datenmodell als Produktmodellkern bildet zusammen mit den simulationssystemspezifischen Berechnungsmodellen ein heterogenes, assoziatives Produktmodell [REINHART U. A. 1998].

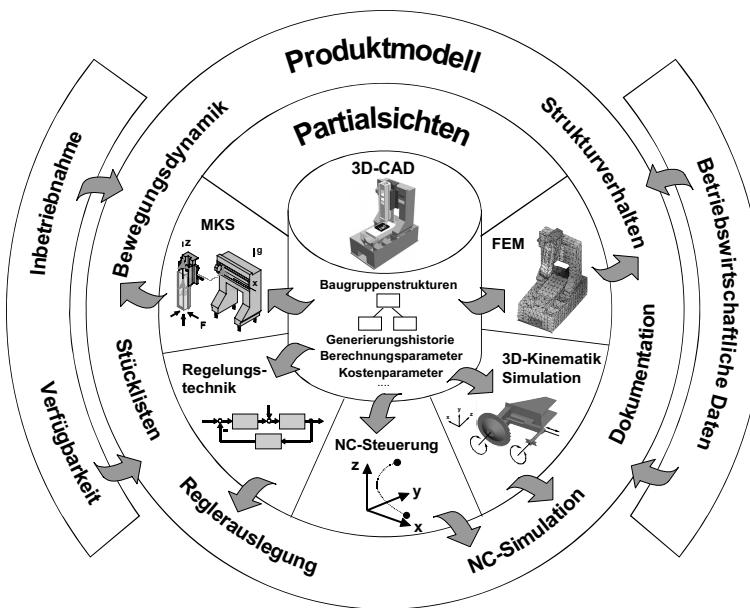


Bild 6.3: Bestandteile des implementierten Produktmodells (nach [REINHART U. A. 1998])

### 6.3 Ansätze zur 3D-CAD-Modellierung von Werkzeugmaschinenentwürfen

#### 6.3.1 Anforderungen an die 3D-CAD-Modellierung von Werkzeugmaschinen

Aus der vorgesehenen Verwendung eines 3D-CAD-Systems als zentrales Werkzeug für die Produktmodellierung und aus den Erfordernissen des Entwicklungsprozesses erwachsen folgende Anforderungen an die CAD-Modellierung:

- Durchgängige Unterstützung des Produktentwicklungsprozesses in Konzept-, Entwurfs-, und Ausarbeitungsphase.
- Unterstützung von zunehmender geometrischer Detaillierung und steigender Anzahl von Bauteilen.
- Effiziente Gestaltmodellierung von Wiederhol- und Anpasskonstruktionen sowie flexible Einbindung von Standardkomponenten.
- Repräsentation unterschiedlicher Partialansichten auf das Produktmodell.
- Gewährleistung der konsistenten Ableitung unterschiedlicher, geometrieorientierter Berechnungsmodelle.

Diese Anforderungen sind zum einen durch ein angepasstes methodisches Vorgehen bei der Modellerstellung und zum anderen durch den geeigneten strukturellen Aufbau der CAD-Modelle umzusetzen.

### 6.3.2 Modellierungsstrategien für die 3D-CAD-Konstruktion von Werkzeugmaschinenentwürfen

Unter dem Aspekt der durchgängigen Prozessunterstützung erweist sich eine an die Phasen des Konstruktionsprozesses orientierte Vorgehensweise als sinnvolle Modellierungsstrategie für die 3D-Konstruktion von Werkzeugmaschinen (s. a. [KLENK 1997]). Entsprechend dem Entwicklungsstand werden Konzept-, Entwurfs- und Detailmodelle verwendet, deren Modellkomplexität und Detaillierungsgrad sich schrittweise erhöht (s. Bild 6.4).

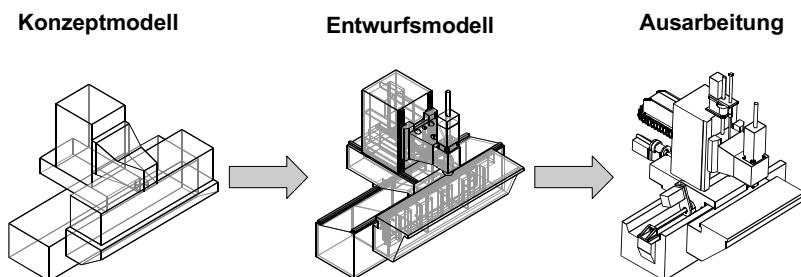


Bild 6.4: Konzept-, Entwurfs- und Detailmodell einer Werkzeugmaschine

Als Ausgangspunkt der Maschinenentwicklung wird in der Konzeptphase das in der Produktkonzeption definierte Pflichtenheft zugrundegelegt. Davon ausgehend wird durch einen entsprechend strukturierten und parametrisierten CAD-Modellaufbau ein Konzeptmodell des Werkzeugmaschinenentwurfes erstellt, in dem nicht nur die Hauptmodule mit deren Hauptabmessungen als blockartige Geometrien sondern auch die Kinematik und die

Schnittstellen zwischen den einzelnen Komponenten abgebildet sind (vgl. [ALBERTZ 1995]). Zur Durchführung von Arbeitsraum- und Kollisionsbetrachtungen können auch die Bewegungshüllkurven und Störkreise im CAD-Modell dargestellt werden. Auf Basis dieses CAD-Konzeptmodells können durch Variation der einzelnen Blöcke in Größe und Lage im Raum unterschiedliche Maschinen- und Kinematikvarianten überprüft werden. Nach Auswahl eines Maschinenkonzeptes erfolgt eine nochmalige Planung der Bauräume der Hauptkomponenten der Maschine.

Nach Abschluss der Konzeption erfolgt in der Entwurfsphase die Auslegung, Dimensionierung und Grobgestaltung der Funktionsträger der Werkzeugmaschine. Hierzu wird ein sogenanntes CAD-Entwurfsmodell erzeugt, das bereits die Produktstruktur, alle Funktionsflächen und die endformnahe Gestalt der Maschine (Gestell- und Peripheriekomponenten, Führungssysteme, Antriebe etc.) wiedergibt, aber noch nicht den hohen Detaillierungsgrad eines fertigungsgerecht auskonstruierten CAD-Modells besitzt. Die funktionsbedingten Abhängigkeiten zwischen den Komponenten und die vom Konstrukteur verfolgte Konstruktionsabsicht können implizit durch geometrische Bedingungen und Referenzierungsketten sowie explizit in Gestalt von Beziehungsgleichungen in der Parametrik des CAD-Modells hinterlegt werden [MUTH U. A. 1998]. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Festlegung der Abmessungen der gestaltbestimmenden Komponenten, wie Führungssysteme, Antriebe, Werkstück- und Werkzeugspannlemente, die konstruktiven Freiräume zur Gestaltung der davon abhängigen Komponenten definiert. Zu den gestalt-abhängigen Komponenten gehören die Gestellkomponenten und Umbauteile wie Gehäuse und Abdeckbleche [REDEKER 1979]. Geeignete Strategien für die 3D-CAD-Entwurfsmodellierung von Werkzeugmaschinen und den Aufbau parametrischer Abhängigkeitsbeziehungen werden z. B. in ALBERTZ [1995] umfassend beschrieben. In diesem Stadium bildet das Entwurfsmodell die Grundlage für die entwicklungsbegleitende Berechnungsanalyse mit Hilfe der integrierten Berechnungsfunktionalitäten. Anhand der Berechnungsergebnisse können die Eigenschaften des Maschinenentwurfs bewertet und gegebenenfalls erforderliche konstruktive Verbesserungsmaßnahmen abgeleitet werden. Mittels parametrischer oder topologischer Modifikationen des CAD-Entwurfsmodells werden diese dann entsprechend gestaltbestimmend umgesetzt. Damit wird ein effizienter Optimierungsvorgang durch iterative Gestaltung und Berechnung resultierender Maschineneigenschaften ermöglicht.

In der im Entwicklungsprozess anschließenden Ausarbeitungsphase werden die Geometriemodelle fertigungsgerecht ausdetailliert. Hierzu wird der Datenstand des groben CAD-Entwurfsmodells übernommen und in weiteren Bearbeitungsschritten zum CAD-Detailmodell mit endgültigem Detaillierungsgrad vervollständigt.

Beim Aufbau der CAD-Datenmodelle sind die Grundfunktionalitäten des CAD-Systems geeignet und zweckdienlich einzusetzen, um wie gefordert eine möglichst hohe Änderungsflexibilität, Konsistenz und Effektivität der Modellierung zu gewährleisten:

- Von Vorteil ist in diesem Zusammenhang eine systematische Modularisierung der Baugruppen in hierarchische Module, die sich an funktionellen Baugruppen bzw. an den bewegten Maschinenachsen orientieren (z. B. Modul Bett mit den zugehörigen Teilmodulen Aufstellung, Bettstruktur, Vorschubantrieb Grundachse, Führung Grundachse etc.).
- Die Verwendung durchdachter Referenzmodelle sowohl zur Geometrieerstellung als auch zur Zusammenbauplatzierung von Bauteilen und Baugruppen sichert nicht nur die geometrische Konsistenz der Teilmodelle, sondern führt auch zur gewünschten Flexibilität beim Aufbau und bei Veränderungen der Baugruppenmodelle [BEUTNER U. A. 1998]. Beispielsweise kann ein aus Bezugsebenen und –achsen aufgebautes, hierarchisches Referenzmodell dazu dienen, um die Hauptbaugruppen einer Werkzeugmaschine entsprechend der kinematischen Funktionsstruktur konsistent zu platzieren.
- Um den Konstruktionsablauf zu beschleunigen, empfiehlt sich der Einsatz von Baukastensystemen und Modellbibliotheken (Norm- und Wiederholteile bzw. –baugruppen). Zur Teilmotivatisierung der Modellderstellung von ständig wiederkehrenden Variantenkonstruktionen (z. B. Vorschubantriebe, Führungen) können z. B. parametrisierte Modellbausteine aufgebaut werden [KAISER 1996].
- Beim Aufbau von Parameterbeziehungen und Referenzierungen im CAD-Modell ist darauf zu achten, die Komplexität der Abhängigkeitsstrukturen sinnvoll zu begrenzen. Insgesamt gesehen ist hierbei in der Praxis ein gangbarer Kompromiss zwischen Assoziativität und Flexibilität anzustreben [ZIMMERMANN U. A. 1999]. Maßnahmen zur Standardisierung und die Dokumentation der Parametrik und der Referenzketten unterstützen die Nachvollziehbarkeit des Modellaufbaus [BUGERT U. A. 1998].

#### 6.3.3 Repräsentation unterschiedlicher Partialansichten

Die Repräsentation einzelner Partialmodelle, die unterschiedliche Sichtweisen auf das Produkt abbilden, findet innerhalb des CAD-Systems sowohl auf der Ebene der Bauteilgeometrien als auch der Baugruppenstrukturen statt. Zur Darstellung einzelner Partialansichten müssen daher u.U. unterschiedliche Geometriemodelle oder Baugruppenstrukturen im Produktmodellkern hinterlegt werden. Dies kann sich bereits daraus ergeben, dass eine spezielle Berechnungs- oder Simulationsmethode sehr spezifische Ansprüche an die Struktur oder den Detaillierungsgrad des Geometriemodells stellt, ohne dass dies primär zur Anpassung an das Applikationsprogramm eines bestimmten Anbieters erforderlich ist.

Auf der Ebene der Bauteilgeometrien können die Partialmodelle aus der Sicht z. B. der MKS- und Kinematiksimulation direkt auf die vom Konstrukteur funktions- und fertigungsorientiert generierten CAD-Volumenmodelle aufsetzen. Dagegen werden zur Ableitung von FEM-Berechnungsmodellen mit Hilfe von Postprozessoren zur automatischen Vernetzung häufig spezielle Geometriemodelle benötigt, die gezielt berechnungsorientiert

aufgebaut sind [REINHART U. A. 1998]. Dies liegt mit daran, dass die fertigungsorientierte CAD-Geometrie häufig für eine sinnvolle FEM-Analyse viel zu fein detailliert ist. Zwar ist die Vernetzung einer beliebig komplexen Geometrie, vorzugsweise mit Volumenelementen, in aller Regel möglich. Dies kann aber zu derart fein diskretisierten Netzstrukturen und damit zu FE-Modellen mit hoher Freiheitsgradanzahl führen, so dass eine Berechnung gar nicht oder nur mit unvertretbar hohem Zeitaufwand möglich ist (vgl. [WEBER U. A. 1999]). Vor diesem Hintergrund werden im Werkzeugmaschinenbau für Strukturuntersuchungen von Gesamtmaschinen FEM-Schalenmodelle eingesetzt. Bei diesem Anwendungsfall der FEM-Methode steht die Berechnung des globalen Verformungsverhaltens im Vordergrund. Auf die exakte Erfassung lokaler Bauteilspannungen (was eine fein diskretisierte Vernetzung erfordern würde) kann i. a. verzichtet werden, da wegen der aus Steifigkeitsgründen notwendigen, soliden Ausführung i. d. R. nur unkritische Werkstoffbelastungen auftreten. Eine direkte Schalenvernetzung der fertigungsorientierten CAD-Volumendaten ist in der praktischen Anwendung meist nicht möglich. Vielmehr wird hierzu ein berechnungsorientiertes CAD-Flächenmodell benötigt [SCHNEIDER 2000]. Ein praktikabler und vielfach notwendiger Lösungsansatz ist es, das Produktmodell um ein berechnungsorientiertes CAD-Geometriemodell zu erweitern, das z. B. um strukturmechanisch nicht relevante Einzelheiten entfeinert ist. Prinzipiell kann sogar die automatische Anpassung des berechnungsorientierten CAD-Modells an konstruktive Veränderungen des übergeordneten fertigungsorientierten CAD-Modells mittels geometrischer Referenzierungen gewährleistet werden. Allerdings ist die Umsetzbarkeit im konkreten Fall anhand eines Vergleichs von Aufwand und Nutzen abzuwägen [REINHART U. A. 1998].

Die Repräsentation unterschiedlicher Partialsichten auf ein komplexes Produkt kann unter Umständen die Darstellung mehrerer, ungleicher Produktstrukturen beim Baugruppenzusammenbau ein und des selben Produktes erfordern. Hierzu sind aus den selben, identischen CAD-Bauteilobjekten mehrere Baugruppen mit differenter Baugruppenstruktur aufzubauen. Dabei werden keine Kopien der Bauteile erzeugt, sondern diese nur anders verknüpft. Diese Maßnahme kann nicht durch gängige CAD-Systemfunktionen zur Repräsentation unterschiedlicher, individueller Darstellungen eines CAD-Modells ersetzt werden, bei denen nicht das komplette Produkt, sondern nur nach bestimmten Gesichtspunkten ausgewählte Komponenten am Bildschirm visualisiert werden (z. B. ausgewählte Komponentengruppen oder Gestaltungsbereiche), ohne dass die Baugruppenstruktur verändert wird. Das 3D-CAD-Zusammenbaumodell eines komplexen Produktes ist als hierarchische Baumstruktur aus Bauteilen und Unterbaugruppen aufgebaut. Eine Unterbaugruppe besteht aus Bauteilen oder wiederum aus Unterbaugruppen. Die Baugruppenstruktur des CAD-Modells wird dabei durch Platzierungsbedingungen (Referenzen und Constraints) der Komponenten, gegebenenfalls in Verbindung mit der Einbaureihenfolge, vorgegeben (*History-Based Design*). Damit kann pro CAD-Zusammenbaumodell nur genau eine Baugruppenstrukturierung abgebildet werden [REINHART & KRESS 1996].

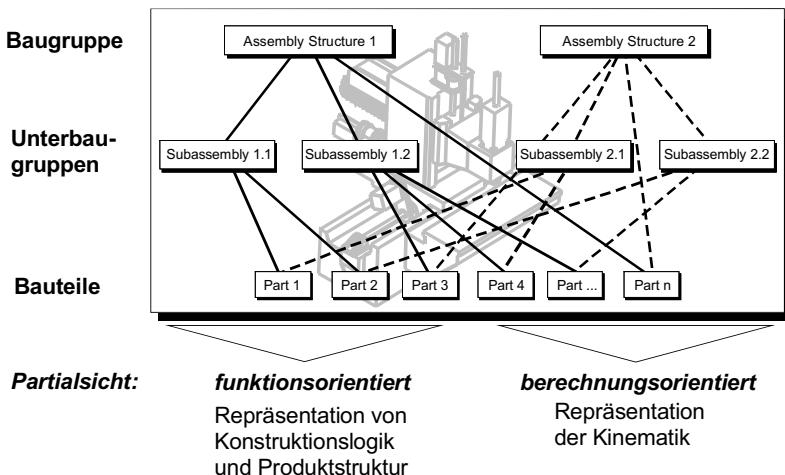


Bild 6.5: Partialsichtgerechte Strukturierung des CAD-Modells

Üblicherweise wird die Baugruppenstruktur des CAD-Modells einer komplexen Maschine oder Anlage vom Konstrukteur nach rein konstruktiv-fertigungsorientierten oder Montagegesichtspunkten aufgebaut. Zur Integration der Partialmodellanforderungen aus Sicht der Kinematik- oder der Mehrkörpersimulation ist es jedoch unter Umständen vorteilhaft (respektive notwendig), zusätzlich eine berechnungsorientierte Baugruppenstruktur bereitzuhalten, die dem kinematischen Aufbau der Maschine entspricht. Beispielsweise können die Führungswagen und -schienen eines Linearführungssystems als montageorientierte Unterbaugruppe in das Baugruppenmodell der Gesamtmaschine platziert werden. Dies entspricht allerdings nicht der kinematischen Wirkungsweise, bei der die Führungswagen am bewegten Schlitten und die Führungsschienen an der feststehenden Gestellkomponente fixiert sind. Dies kann realisiert werden, indem im CAD-System aus den selben CAD-Bauteilgeometrien mehrere Baugruppenmodelle parallel aufgebaut werden, die nach unterschiedlichen logischen Gesichtspunkten strukturiert sind, s. Bild 6.5.

## 6.4 3D-CAD-integrierte Mehrkörpersimulation

### 6.4.1 Prinzipielles Vorgehen

Der kombinierte Einsatz eines Solid-Modeler-3D-CAD-Systems und eines mit dem CAD-System integrierten MKS-Programmpaketes kann die Einbindung von Mehrkörpersimulationsanalysen in den Produktentwicklungsprozess stark vereinfachen. Damit kann prinzipiell eine erhebliche Aufwandsverminderung bei der iterativen Durchführung von

Modellierungs- und Simulationsschritten sowie der Umsetzung der Analyseergebnisse in konstruktive Modifikationen erzielt werden. Durch den gemeinsamen Zugriff auf das CAD-Datenmodell kann gleichzeitig die Redundanz bei Modellerstellung und Datenhaltung reduziert bzw. komplett vermieden werden.

Das 3D-CAD-Baugruppenmodell enthält bereits einen Großteil der Informationen, die zur Erstellung eines MKS-Modells benötigt werden. Hierzu gehören Körperlage, Massen und Trägheitstensoren der Bauteile, eine 3D-Visualisierungsgeometrie sowie Referenzelemente zur Definition der Topologiestruktur. Die Mehrkörpermodellierung mit dem CAD-integrierten MKS-Modul geschieht innerhalb der CAD-Oberfläche als Referenzierung der MKS-Modellelemente auf Konstruktionselemente (*Features*) des CAD-Datenmodells (vgl. [DABERKOW 1993]). Bei parametrischer Veränderung des CAD-Geometriemodells kann das Mehrkörpermodell automatisch aktualisiert werden. (Für eine systematische Darstellung der Zusammenhänge bei der Ableitung der MKS-Modellinformationen aus dem CAD-Datenmodell siehe Anhang A).

Nach dem additiven Ergänzen von MKS-spezifischen Modellinformationen (z. B. Parametrisierung der Kraftelemente, Gravitationsvektor) und Steuerungsanweisungen für die Simulationsanalyse ist das MKS-Modell vollständig definiert. Nach dem Start der Simulationsrechnung wird die Modellbeschreibung intern an die Lösungsroutinen des MKS-Moduls übergeben, von diesen automatisch in ein mathematisches Problem überführt, das mit den implementierten numerischen Methoden gelöst wird. Anschließend an die Ausführung der Berechnung, oder zum Teil wahlweise auch online, können die Ergebnisse als 3D-Animation oder Kurvenplots in der CAD-Systemoberfläche visualisiert werden.

### **6.4.2 Informationstechnische Konzeption und Leistungsvermögen 3D-CAD-integrierter MKS-Simulationsprogramme**

Für nahezu alle marktgängigen 3D-CAD-Systeme sind integrierte Mehrkörperdynamik-Module erhältlich. Bei den wegen ihres Funktionsumfangs in der oberen Leistungsklasse eingestuften, sogenannten High-End-3D-CAD-Systemen (z. B. CATIA, SDRC/IDEAS, Pro/Engineer, HP ME-Designer) kann aus einer umfangreichen Palette von Integrationsmodulen der mit hoher Marktpräsenz etablierten MKS-Simulationsprogramme (z. B. ADAMS, DADS, SIMPACK) ausgewählt werden. In Einzelfällen sind auch integrierte MKS-Module mit MKS-Softwarecodes aus eigener Entwicklung des CAD-Anbieters verfügbar (RASNA/Mechanica Motion in Pro/Engineer). Die Integrationslösungen werden entweder von den CAD-Anbietern als Bestandteil der Produktfamilie des CAD-Systems vertrieben oder von den MKS-Anbietern als externes Erweiterungsmodul angeboten. Die häufig als Mid-Range-Systeme bezeichneten 3D-CAD-Systeme mit mittlerem Funktionsumfang (z. B. Solid Works, Solid Edge) besitzen i. a. ein offenes Schnittstellenkonzept zur Anbindung fremder Applikations-Programme für beliebige Funktionszwecke. Auch in

diesem Marktsegment kann daher auf eine steigende Anzahl verfügbarer CAD-MKS-Integrationslösungen von externen Anbietern zurückgegriffen werden (z. B. DADS, ADAMS, MSC/Visual Nastran 4D u. a.).

Von Seiten der Softwareanbieter wird - wie bei anderen CAD-integrierten Berechnungsfunktionen - die Strategie verfolgt, dass die CAD-integrierten MKS-Module lediglich einfache und grundlegende Simulationsuntersuchungen und Optimierungen aus den Bereichen der Kinematik, Statik und Dynamik ermöglichen sollen. Allerdings sollen diese dafür vorteilhafterweise vom Konstrukteur selbst innerhalb des CAD-Systems als seiner gewohnten Arbeitsumgebung mit relativ geringem Aufwand und schnell durchgeführt werden können. Dagegen soll die Durchführung komplexer MKS-Simulationsanalysen auch weiterhin dem Berechnungsexperten vorbehalten bleiben, der dazu ein eigenständiges CAE-Applikationsprogramm mit weitaus umfangreicherem Funktionsumfang einsetzt (vgl. [TRAUTENBERG 1997]).

Die systemtechnische Realisierung der aktuell verfügbaren MKS-CAD-Integrationslösungen besteht meist aus einem aufrufbaren MKS-Programmmodul, das als separater Systemprozess über die (Hochsprachen)-Programmierschnittstelle des CAD-Systems in die Benutzungsoberfläche des CAD-Systems eingebunden wird [DABERKOW 1993]. Dabei sind im Bereich der Benutzungsoberflächen sowohl Realisierungen mit vollständiger Integration in die CAD-Oberfläche zu finden, als auch Lösungen mit teilweiser Nutzung eigener Benutzungsoberflächen. Mit Hilfe der von der Programmierschnittstelle unterstützten Mechanismen zur Interprozess-Kommunikation und den als Softwarebibliothek bereitgestellten Funktionsaufrufen interagiert der MKS-Systemprozess mit dem CAD-System. Das umfasst neben lesenden Zugriffen auf komplett Datensätze oder die Extraktion einzelner Datenbestandteile des CAD-Modells auch die Rückgabe von Arbeitsanweisungen, etwa zur Erzeugung der Animationsdarstellung einer berechneten Bewegung oder zur Wertänderung eines in der Simulation optimierten Geometrieparameters. Die für die Mehrkörpermodellierung aus dem CAD-Solid-Modell entnehmbaren Informationen werden durch eine kontextbezogene Interpretation der referenzierten Elemente des CAD-Datenmodells abgeleitet. Die interne Datenhaltung des MKS-Programmmoduls arbeitet mit herstellerspezifischen, proprietären Datenmodellen. Dies ist u. a. im Zusammenhang mit der Nichtverfügbarkeit anerkannter Standards für Produktdatenmodelle von Mehrkörper-systemen zu sehen. Die MKS-Modelldaten werden entweder als Attribute bzw. Metainformationen zur Repräsentation des MKS-Modells in die Datenstruktur des CAD-Baugruppenmodells integriert oder als externe Datei im Format des MKS-CAD-Integrationsmoduls mit Referenzen auf das zugehörige CAD-Baugruppenmodell abgespeichert [TRAUTENBERG 1997].

Kommerzielle CAD-integrierte Mehrkörper-Module haben aufgrund der oben angesprochenen Produktstrategie derzeit in aller Regel nur einen eingeschränkten Basisfunktionsumfang. Die implementierten Funktionen für Modellierung, Simulation und Postprocessing

können dennoch für viele mechanikorientierte Aufgabenstellungen in der Konstruktion ausreichend sein. So unterstützen die integrierten Systeme in der Regel derzeit nur Starrkörpermodelle, wobei auch hier Weiterentwicklungen angestrebt werden. Bei der in den meisten Fällen anzutreffenden Realisierung des CAD-MKS-Integrationsmoduls, ausgehend von einem eigenständigen MKS-Programmsystem, ist zudem in aller Regel nicht der vollständige Umfang der Modellelementebibliothek implementiert, sondern nur eine grundlegende Auswahl an Standardmodellelementen (vgl. [MDI 1995A]). Insbesondere regelungstechnische Modellelemente, die zur Abbildung mechatronischer System wichtig sind, werden nicht bzw. nur in geringem Umfang zur Verfügung gestellt. Auch ist die Implementierung benutzereigener MKS-Modellfunktionalitäten bei vollständig in die CAD-Benutzeroberfläche integrierten, kommerziellen MKS-Modulen bislang noch nicht möglich.

Unter der Voraussetzung, dass das CAD-integrierte MKS-Programmmodul von einem eigenständigen MKS-Programmsystem abgeleitet wurde, kann über eine Datenschnittstelle ein Modellexport vorgenommen werden. Gleichwohl wird hierbei das MKS-Modell im systemabhängigen, proprietären Datenformat ausgegeben. Dies ermöglicht jedoch die Weiterbearbeitung des MKS-Modells mit den mächtigeren Funktionalitäten des MKS-Programms in der Stand-alone-Version, was von elementarer Bedeutung ist, falls der implementierte Funktionsumfang des CAD-integrierten MKS-Programmmoduls zur Bearbeitung einer gegebenen Problemstellung nicht ausreicht. In den meisten Fällen geht allerdings die Rückübertragbarkeit der MKS-Modellbeschreibung in das CAD-Modell verloren, da die Schnittstelle nur den unidirektionalen Datentransfer ermöglicht. Außerdem hat der Export der Modellbeschreibung eine redundante Datenhaltung zur Folge. Bei Veränderungen am CAD- oder am MKS-Modell ist daher ein hoher Aufwand nötig, um die Modellkonsistenz sicherstellen zu können. Die Datenrückführung ist vorwiegend per Hand durchzuführen. Zur Abhilfe dieser Problematik gibt es bereits erste Ansätze für bidirektionale CAD-MKS-Schnittstellen, die eine automatische Rückübertragung von extern durchgeföhrten Modifikationen des MKS-Modells in das CAD-Modell unterstützen. Als Beispiel ist die von TRAUTENBERG [1997] realisierte, bidirektionale Schnittstelle zwischen dem in das CAD-System ProEngineer integrierten MKS-Moduls ProSIM und dem MKS-System SIMPACK zu nennen. Das implementierte Datenhandling ermöglicht die Erkennung und teilweise Rückführung extern geänderter oder neu hinzugefügter MKS-Modellierungselemente in das im CAD-Datensatz hinterlegte MKS-Ursprungsmodell.

### **6.4.3 MKS-gerechte Vereinfachung von Darstellungsgeometrie und Struktur komplexer CAD-Baugruppenmodelle**

Der Geometriedatenumfang eines 3D-CAD-Modells wächst mit steigendem konstruktivem Detaillierungsgrad und zunehmender Bauteilanzahl beträchtlich an. Dementsprechend

steigt die Rechenleistung, die zur Animation eines Bewegungsablaufs des CAD-Modells benötigt wird. Dies stellt ein grundsätzliches Problem der echtzeitfähigen Visualisierung von 3D-Geometriedaten dar (vgl. z. B. [DAI & REINDL 1996]). Sobald eine nichttriviale Detailkomplexität der CAD-Baugruppe vorliegt, kann daher eine Vereinfachung der Darstellungsgeometrie erstrebenswert sein. Dieser Fall tritt beispielsweise bei den zugrundegelegten CAD-Entwurfsmodellen von Werkzeugmaschinen auf. Um in diesem Zusammenhang weiterhin integriert ins CAD-System ein, auf diesen CAD-Daten basierendes und konsistentes, Mehrkörperdynamik-Modell ableiten zu können, ist es zwingend notwendig, trotz der Vereinfachung der Visualisierung der Geometriegestalt die interessierenden Massen- und Trägheitseigenschaften des detaillierten Volumenmodells beizubehalten. CAD-Systeme bieten eine Reihe von Funktionen zur Geometrievereinfachung an. Deren Anwendung bedeutet aber i. d. R. ein Ausblenden oder Deaktivieren geometrischer Konstruktionselemente, das als Nachteil gleichzeitig im MKS-Kontext unerwünschte Veränderungen der Massen- und Trägheitsdaten bewirkt.

Als Lösungsansatz wurde unter Nutzung von Funktionalitäten des eingesetzten CAD-Systems eine entsprechende Vorgehensmethodik entwickelt, die es ermöglicht, die graphische 3D-Darstellung des CAD-Modells bei gleichzeitiger Beibehaltung der detaillierten Masseneigenschaften zu vereinfachen. Allerdings muss zur Umsetzung ein zusätzlicher Modellierungsaufwand im CAD-System in Kauf genommen werden. Bild 6.6 zeigt die Anwendung der Vorgehensweise auf das CAD-Modell einer Werkzeugmaschine.

Ausgehend vom detaillierten Geometriemodell einer, als einzelner MKS-Körper abzubildenden CAD-Unterbaugruppe, wird ein Hüllvolumenkörper abgeleitet, der die Hauptabmessungen und Schnittstellenflächen der detaillierten Geometrie geeignet vereinfacht abbildet und dessen Geometriegestalt auf das komplexe CAD-Ausgangsmodell referenziert ist. Unter Verwendung einer Standardfunktion des CAD-Systems wird eine Abhängigkeitsbeziehung definiert, die der vereinfachten Repräsentationsgeometrie die massengeometrischen Eigenschaften der detaillierten Ausgangsgeometrie der Unterbaugruppe zuweist. Außerdem werden die zur Gelenkdefinition etc. benötigten Referenzelemente (z. B. Koordinatensysteme) durch Kopieren auf den Hüllvolumenkörper übertragen. Diese können wiederum auf die detaillierte Ausgangsunterbaugruppe referenziert werden, um bei gestaltverändernden Modifikationen der Ausgangsunterbaugruppe die konsistente Regeneration der Platzierung der Gelenk- und Kraftelementangriffspunkte zu gewährleisten. Durch die CAD-Funktionalität zum Substituieren von Baugruppen-Komponenten wird im Zusammenbaumodell der Maschine ein Austausch der detailkomplexen Ausgangsunterbaugruppe durch den visuell vereinfachten Hüllvolumenkörper vorgenommen. Damit steht die benötigte vereinfachte Visualisierung auf oberster Baugruppenebene unter Beibehaltung der korrekten Massen- und Trägheitseigenschaften der komplexen Ausgangsgeometrie für die MKS-Simulation zur Verfügung.

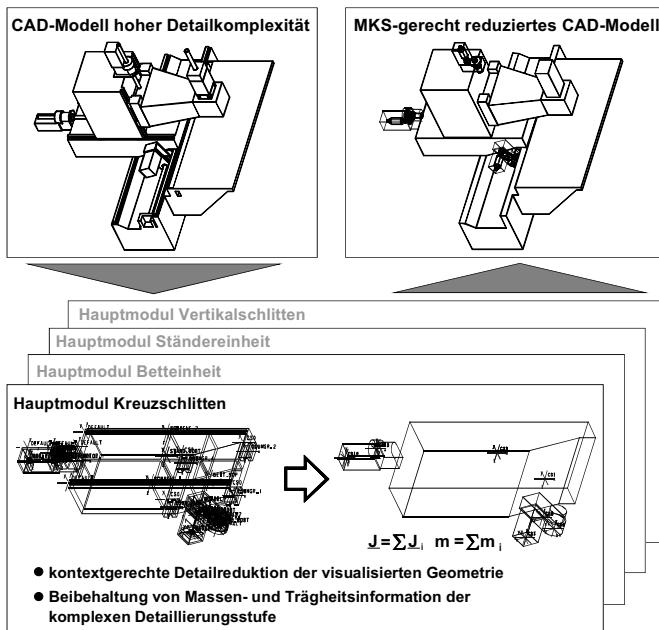


Bild 6.6: Vorgehen zur MKS-gerechten Vereinfachung der Visualisierung von 3D-CAD-Modellen

## 6.5 Integration von MKS- und FEM-Methode zur Modellierung flexibler Körper

### 6.5.1 Vorgehen unter Anwendung CAD-integrierter Berechnungsfunktionen

Eine Reihe kommerzieller MKS-Simulationssysteme unterstützt den in Kap. 4.4 dargestellten Ansatz zur linearisierten Darstellung des Verformungsverhaltens beliebig geformter Körper nach der Methode der modalen Synthese. Die dazu benötigten Beschreibungsinformationen des Strukturverhaltens können als Modell- und Ergebnis-Daten aus gängigen FEM-Programmsystemen übernommen werden.

#### Prozesskette zur Modellierung flexibler Körper mit integrierten CAX-Systemen

Bild 6.7 veranschaulicht die angewendete Prozesskette zum Aufbau eines MKS-Modells mit flexiblen Körpern unter Einsatz CAD-integrierter Berechnungsfunktionalitäten. Die gemeinsame Basis für alle Modellierungsschritte bildet das CAD-Baugruppenmodell, von

dem ausgehend das Mehrkörpermodell der Werkzeugmaschine erstellt wird. Dabei wird die Topologie des MKS-Modells zunächst komplett aus Starrkörpern aufgebaut.

Für diejenigen Gestellkomponenten, die als flexible Körper abzubilden sind, werden ausgehend von den zugeordneten CAD-Bauteilmodellen separate FEM-Modelle erzeugt. Aus den in Abschnitt 6.3.3 angesprochenen Gründen kann es an dieser Stelle erforderlich sein, für die Ableitung der FEM-Modelle berechnungsorientiert aufbereitete CAD-Bauteilmodelle bereitzustellen, die im geometrischen Detaillierungsgrad vereinfacht sind und deren Aufbau die automatische Vernetzung mit einem freien Netzgenerator unterstützt (vgl. [REINHART U. A. 1998], [SCHNEIDER 2000]). Um die Ableitung der unterschiedlichen Berechnungs-Partialmodelle aus dem selben CAD-Grundmodell zu ermöglichen, wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit eine spezielle Methodik zur Modellierung der Koppelstellen im CAD-Modell entwickelt, die im nachfolgenden Abschnitt 6.5.2 näher erläutert wird.

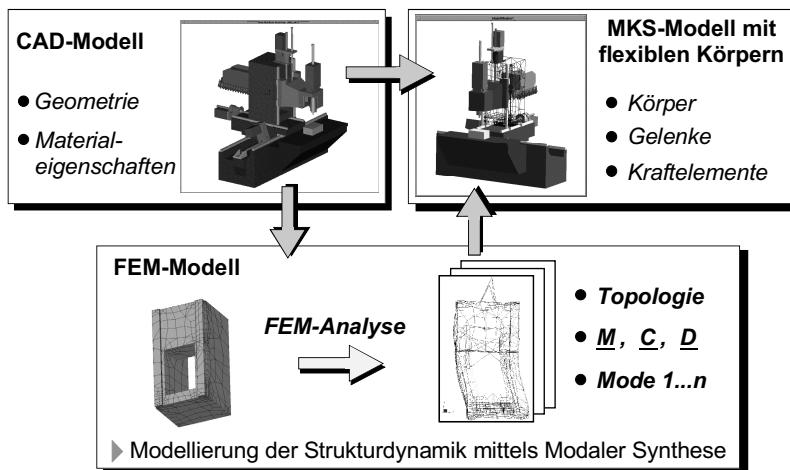


Bild 6.7: Prozesskette zur Modellierung flexibler Körper mit integrierten CA-Systemen

Nach der mit dem FEM-System durchgeföhrten, bauteilbezogenen Berechnung der dynamischen und statischen Moden können das FEM-Modell des flexiblen Körpers und die berechneten FEM-Ergebnisdaten in das MKS-Modell eingebunden werden. Hierzu werden diese Daten mit einem speziellen FEM-Präprozessor des MKS-System weiterverarbeitet, um den vom MKS-Formalismus benötigten Datensatz zur Beschreibung des strukturelastischen Verhaltens des flexiblen Körpers abzuleiten. Den wesentlichen Benutzer-eingriff bei der Vorverarbeitung im FEM-MKS-Präprozessor bildet die Auswahl eines geeigneten Satzes von Moden, die für die MKS-Simulation in den repräsentierenden

Datensatz des flexiblen Körpers übernommen werden. Zum Abschluss des Präprozessorlaufs wird i. d. R. der körperbezogene Datensatz zur Beschreibung von Topologie und Strukturverhalten eines flexiblen Körpers in Dateiform zusammengefasst abgespeichert (s. a. [SACHAU 1996], [CADSI 1996], [MDI 1995B]).

Anschließend wird der betreffende Körper in der Topologie des MKS-Modells von einem starren zu einem flexiblen Körper umdefiniert und der vorbereitete Beschreibungsdatensatz in das MKS-Modell eingebunden. Die Einbindung kann z. B. erfolgen, indem auf die bereitgestellte Datei mit dem vorab berechneten, körperbezogenen Datensatz verwiesen wird. Diese Arbeitsschritte sind für alle Gestellkomponenten, die als flexible Körper betrachtet werden sollen, entsprechend durchzuführen.

### 6.5.2 Konsistenz von MKS- und FEM-Partialmodellen

Die Modellierung flexibler Körper in MKS-Systemen durch die Einbindung von FEM-Daten stellt eine funktionelle Integration der beiden Berechnungsmethoden dar. Aus der unterschiedlichen Sichtweise dieser beiden Berechnungsmethoden ergeben sich zunächst spezifische Berechnungs-Partialmodelle des Maschinenturfs, die in nachfolgenden Schritten miteinander zu kombinieren sind. Als notwendige Vorbedingung dazu müssen diese Partialmodelle konsistent und zueinander kompatibel aufgebaut sein.

Als grundlegendes Kennzeichen der angewendeten Prozesskette zur Integration von Gestaltung und Berechnung werden sowohl das Mehrkörpermodell des Maschinenturfs als auch die FEM-Modelle der flexiblen Gestellkomponenten aus der gemeinsamen CAD-Datenbasis heraus abgeleitet. Dies setzt voraus, dass dazu Repräsentationen der unterschiedlichen analytischen Aspekte der Partialsichten im originären CAD-Grundmodell abzubilden sind. Ferner muss die Konsistenz der abgeleiteten Partialmodelle gesichert sein, um deren geplante funktionelle Integration zu gewährleisten.

#### Konsistente Platzierung der Koppelpunkte

Zur Darstellung flexibler MKS-Körper müssen die FEM-Modelldaten in die MKS-Modellierung integriert werden. Die Verknüpfung beider Partialsichten auf modelltechnischer Ebene erfolgt über kontextspezifische Modellelemente, die in beiden Modellkontexten zur Beschreibung der Koppelstellen vorzusehen sind. Dazu müssen im physikalisch abstrahierten MKS-Modell Koordinatensysteme als Gelenkpunkte oder Kraftelementangriffspunkte vorhanden sein, für die als Analogon im geometrieorientierten Modell der Finite-Elemente-Struktur Knotenpunkte mit der selben Raumposition existieren müssen.

Um die notwendige Modellkonsistenz zu gewährleisten, wurden daher sogenannte Funktionselemente (Funktions-Features) als Konstruktionsobjekte im CAD-Modell konzipiert, die bezüglich der Koppelstellen gleichzeitig Berechnungsinformationen aus dem Blick-

winkel unterschiedlicher Partialansichten im CAD-Modell repräsentieren. Diese ermöglichen es somit, bei einer CAD-integrierten Modellgenerierung sensitiv für den jeweiligen Kontext der MKS- bzw. der FEM-Methode die konsistente Erzeugung der zugehörigen Modellelemente sicherstellen. Diese Funktionselemente des CAD-Modells werden im Folgenden als kontextübergreifende Konstruktionsobjekte bezeichnet.

Die Darstellung in Bild 6.8 zeigt das CAD-Modell des Fahrständers einer Werkzeugmaschine, das um entsprechende, kontextübergreifende Konstruktionsobjekte zur Abbildung der Koppelpunkte der Linearführungen, der Angriffspunkte der Vorschubantriebe und des Eigengewichtsausgleichs der vertikalen Maschinenachse erweitert wurde.

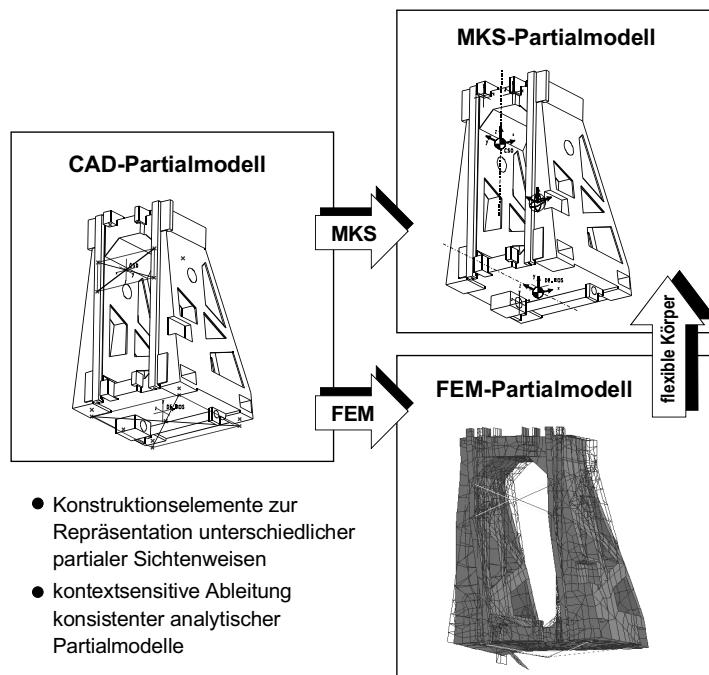


Bild 6.8: Kontextübergreifende CAD-Konstruktionsobjekte zur Generierung konsistenter Berechnungsmodelle

Zum Aufbau eines kontextübergreifenden Konstruktionselements zur Repräsentation einer Koppelstelle wird vom Konstrukteur im CAD-Bauteilmodell zunächst ein Koordinatensystem-Konstruktionselement erzeugt, das an der Raumposition des Koppelpunktes liegt. Im Kontext der MKS-Modellierung kann dieses CAD-Koordinatensystem vom Benutzer bei der Modelldefinition selektiert und mit einem MKS-Modellelement assoziiert werden,

wodurch es automatisch als Markerkoordinatensystem referenziert wird. Um ferner die Koppelstelleninformationen auch im FEM-Kontext abzubilden, wird das CAD-Koordinatensystemelement um FEM-spezifische Metainformationen ergänzt. Bei der automatischen Vernetzung der Bauteilgeometrie mit dem Netzgenerator des in das CAD-System integrierten FEM-Moduls bewirkt dies, dass an der Koppelpunktposition zwingend ein FEM-Strukturknoten erzeugt wird (Definition eines sogenannten FEM-Hardpoints). Falls die verwendete CAD-FEM-Integration die Definition von FEM-Hilfsstrukturen erlaubt, die zur Modellierung der Krafeinleitung von den physikalisch abstrahierten Koppelpunkten in die Bauteilstruktur benötigt werden (z. B. kinematische Constraints zwischen mehreren FE-Knoten, vgl. Kap. 4.4.2), so kann dies vorteilhafterweise bereits im CAD-System vorgenommen werden. Andernfalls ist eine zusätzliche Nachbearbeitung mit einem leistungsfähigeren FEM-Präprozessor notwendig, um das FEM-Bauteilmodell um die für die Krafeinleitungsstrukturen erforderlichen FEM-Elemente zu vervollständigen.

Um die Modellerstellung zu vereinfachen, bietet es sich an, für häufig auftretende Typen von Koppelstellen an Werkzeugmaschinen benutzerdefinierte Konstruktionselemente als wiederverwendbare Bausteine im CAD-System zu implementieren, in denen die entsprechenden kontextbezogenen Berechnungsinformationen hinterlegt sind.

### Referenzsystem

Als eine weitere Anforderung der meisten MKS-Programme bezüglich der Modellkonsistenz müssen sich die Datenangaben von MKS-Modell und FEM-Struktur des flexiblen Körpers auf das selbe körperfeste Bezugskoordinatensystem beziehen.

### Einheitensysteme

Ferner ist die Kompatibilität der Einheitensysteme von MKS- und FEM-Modell sicherzustellen. Am einfachsten könnte dies durch die einheitliche Erstellung aller Partialmodelle im selben Einheitensystem geschehen. In der Berechnungspraxis wird jedoch häufig aus pragmatischen Gründen mit unterschiedlichen Einheitensystemen gearbeitet. Dies erfordert die Verfügbarkeit entsprechender Konvertierungsmechanismen der FEM-MKS-Präprozessoren, die bei der Einbindung der FEM-Daten in das MKS-Modell die Einheitensysteme ineinander umrechnen.

### Massendifferenz zwischen CAD- und FEM-Modell

Werkzeugmaschinen-Gestellkomponenten werden typischerweise als Hohlkörper mit innerer Verrippung ausgeführt. Zur FEM-Berechnung des schwingungsdynamischen Verhaltens werden daher üblicherweise FEM-Modelle aus Schalenelementen mit linearer Beschreibung der Berandungsgeometrie (h-Elemente) verwendet, die bei akzeptablem Rechenaufwand verlässliche Berechnungsergebnisse liefern [ALBERTZ 1995].

Die Massendaten des 3D-CAD-Modells werden im CAD-System mittels volumengeometrischer Berechnungsoperationen aus der Solid-Volumengeometrie bestimmt. Bei der CAD-integrierten Erstellung eines MKS-Modells werden die massengeometrischen Größen der Körper aus den Massendaten der assoziierten CAD-Bauteile identisch übernommen. Dagegen werden die Massendaten eines FEM-Modells durch Aufsummieren der Elementmassen und -trägheiten ermittelt.

Durch diesen Umstand können Abweichungen der Massendaten von FEM-Modell und CAD-Modell auftreten, selbst wenn das FEM-Modell durch Vernetzung mit einem CAD-integrierten Netzgenerator auf Basis der CAD-Geometrie generiert wurde. Abhängig von der Bauteilgestalt sind Massendifferenzen im Bereich von bis zu 5–10 % möglich. Dies liegt zum einen daran, dass die Finite-Elemente-Vernetzung grundsätzlich ein Näherungsverfahren darstellt, mit dem die exakte 3D-Geometriegestalt auch bei hoher Netzfeinheit nur approximiert werden kann [BATHE 1990]. Dies gilt für Elemente mit linearen bzw. quadratischen Ansatzfunktionen (h-Elemente) und im Grundsatz auch für Elemente mit Ansatzfunktionen mit höherem Polynomgrad (p-Elemente). Bei der Vernetzung eines CAD-Solidmodells mit Schalenelementen kommt eine weitere Ursache hinzu. In diesem Fall wird zunächst die Volumengeometrie (teil-)automatisch in ein Flächenmodell umgewandelt, indem die Wandstärke z. B. auf die Mittelebene der Flächengestalt reduziert wird. Immer dann, wenn Wandflächen aufeinandertreffen (z. B. an Ecken oder Rippenstößen), kommt es an den Stoßstellen zu einer geometrischen Überdeckung der repräsentierten Wandstärke der Schalenelemente. Es wird daher für das FEM-Modell in vielen Fällen eine höhere Masse errechnet, als streng genommen korrekt wäre.

Bei der Abbildung einer Gestellkomponente als flexibler Körper ist dieser Umstand bei der Einbindung des Beschreibungsdatensatzes der Struktureigenschaften in das MKS-Modell zu berücksichtigen. Als mögliche Auswirkung wird z. B. die Berechnung neuer Startwerte für das statische Gleichgewicht des MKS-Modells unter Anfangsbedingungen erforderlich.

## 7 Anwendungsbeispiel

### 7.1 Zielsetzung und Vorgehen

In diesem Kapitel soll anhand eines realen Anwendungsbeispiels eine Evaluierung der entwickelten Methoden durchgeführt werden. Dabei handelt es sich um die Entwicklung eines Bearbeitungszentrums (s. Bild 7.1), das für die hochproduktive Einzel- und Serienfertigung von Werkstücken bis 800 kg im allgemeinen Maschinenbau sowie im Werkzeug- und Formenbau konzipiert ist. Dies spiegelt sich in der Achskinematik, den Arbeitsraumdimensionen und den projektierten Leistungsdaten von Vorschubantrieben und Hauptspindel wider. Aus den baulichen Abmessungen, den damit verbundenen hohen bewegten Massen und den konzeptbedingten Schwingungseigenschaften leiten sich erhebliche Ansprüche an das Systemdesign der Maschine ab, um im späteren Betriebseinsatz eine hohe nutzbare Bewegungsdynamik und Zerspanleistung bei der geforderten Bearbeitungspräzision zu gewährleisten. Um die projektierten Entwicklungsziele vollständig und sicher zu erreichen, sind ergänzend zu strukturmechanischen Untersuchungen auch Berechnungen sinnvoll, die das Gesamtverhalten des mechatronischen Systems überprüfen.

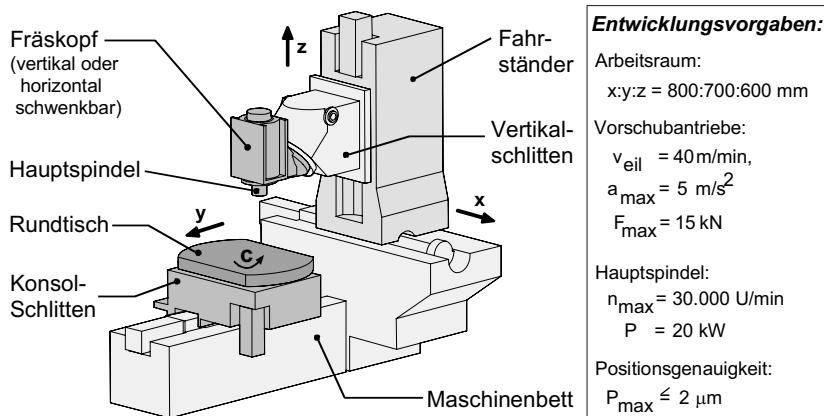


Bild 7.1: Anwendungsbeispiel Fräsbearbeitungszentrum – Maschinenaufbau und Richtung der NC-Maschinenachsen

Im Rahmen der Maschinenentwicklung wurde daher die Mehrkörpersimulation eingesetzt, um das systemdynamische Verhalten des Maschinenentwurfs im geregelten Bahnbetrieb zu analysieren und zu optimieren. Hierzu wurde ein erstellter Ausgangsentwurf der Maschine untersucht und bewertet. Auf dieser Basis wurden zielgerichtete Optimierungsmaßnahmen

abgeleitet und Gestaltungsvarianten bewertet. Zur weiteren Steigerung der Bewegungsdynamik wurden dabei sowohl konstruktive Maßnahmen an Gestellkomponenten und Antrieben als auch in der Folge eine erneute Reglerauslegung vollzogen. Anhand einer abschließenden MKS-Simulationsanalyse des optimierten Maschinenentwurfs konnte eine funktionelle Absicherung der Entwicklungsvorgaben durchgeführt werden.

In den folgenden Abschnitten dieses Kapitels wird das umgesetzte Vorgehen beispielhaft beschrieben: Zunächst werden das erstellte MKS-Modell des Fräsbearbeitungszentrums (Abschnitt 7.2) und der Bewegungszyklus (Abschnitt 7.3) erläutert, der zur Bewertung der Maschinendynamik in einer dynamischen Mehrkörpersimulation analysiert wird. Anschließend wird auf die Verifizierung des MKS-Simulationsmodells anhand eines Vergleichs simulierter und experimentell gemessener Verhaltensgrößen eingegangen (Abschnitt 7.4). Darauf aufbauend erläutert Abschnitt 7.5 die Verhaltensanalyse der Ausgangsversion des Fräsbearbeitungszentrums und die Ableitung geeigneter Verbesserungsmaßnahmen. Die Evaluierung der umgesetzten Modifikationen und die darauf aufbauende Optimierung des Regelungsverhaltens der überarbeiteten Maschinenversion wird in Abschnitt 7.6 behandelt. Nach einer Zusammenfassung der erzielten Ergebnisse (Abschnitt 7.7) erfolgt abschließend eine technisch-wirtschaftliche Bewertung der vorgestellten Methoden (Abschnitt 7.8).

## 7.2 Aufbau des MKS-Maschinenmodells

Für die Erstellung des MKS-Modells konnte auf das im Rahmen der Maschinenentwicklung generierte 3D-CAD-Modell des Maschinenentwurfs sowie auf die Projektionsdaten der Antriebe und der NC-Steuerung zurückgegriffen werden. Dabei erfolgte der Aufbau des MKS-Modells der Fräsmaschine gemäß den in Kapitel 4 aufgezeigten Modellansätzen. Die dazu notwendigen Arbeitsschritte wurden im Rahmen einer CAx-Prozesskette mit integrierten CAD-, MKS- und FEM-Systemen durchgeführt, wie in Kapitel 6 erläutert.

### Topologie des MKS-Modells der Fräsmaschine

Die sich aus der Modellbildung ergebende Modelltopologie ist in Bild 7.2 schematisch dargestellt. Das MKS-Modell beinhaltet insgesamt 12 massebehaftete Körper, die über 12 Gelenke und 20 Kraftelemente verbunden sind. Maschinenbett, Fahrständer und Vertikalschlitten wurden als flexible Körper modelliert, da deren Struktureigenschaften das Verformungsverhalten der Maschinenstruktur maßgeblich bestimmen. Diese Annahme konnte in einer experimentellen Modalanalyse der realen Maschine bestätigt werden. Die restlichen Bauteile wurden als Starrkörper abgebildet. Neben den drei Linearführungssystemen wurde auch die Fräskopf-Schwenkachse als elastisches Gelenk mit sechs Freiheitsgraden modelliert.

Beim Zusammenstellen der FEM-Daten zur Beschreibung der Struktureigenschaften der flexiblen Körper wurden nur gefesselte dynamische Eigenmoden berücksichtigt. Statische Ansatzfunktionen wurden nicht berechnet. Dieses Vorgehen wird aufgrund der vergleichsweise hohen Steifigkeit der Gestellkomponenten für zulässig erachtet (vgl. [SCHWERTASSEK & WALLRAPP 1999]). Für Vertikalschlitten- und Ständer-Körper wurden jeweils sieben Eigenmoden, für den Maschinenbett-Körper sechs Eigenmoden abgebildet. Im Hinblick auf die zu erwartenden Anregungen wurden nur Moden im Frequenzbereich bis 700 Hz berücksichtigt. Dabei handelt es sich näherungsweise um die Grund- und erste Oberschwingung der Biege- und Torsionseigenformen (vgl. Bild 4.6). Die innere Strukturdämpfung der flexiblen Gestellkomponenten wurde orientiert an der Werkstoffdämpfung mit  $D = 0,1\text{--}0,5\%$  vorgegeben.

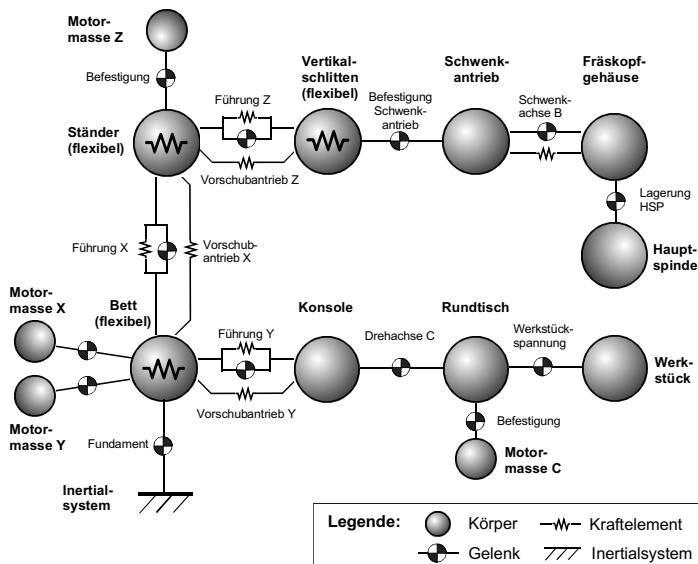


Bild 7.2: Topologie-Graph des MKS-Modells der Fräsmaschine

Die Kugelgewindespindel-Antriebe der Maschinenachsen wurden als regelungstechnische Ersatzmodelle abgebildet, wie in Abschnitt 4.5.3 beschrieben. Die abgebildete Reglerstruktur umfasst den Lageregelkreis (P-Regler mit  $k_v$ -Faktor als Verstärkung), die unterlagerten Drehzahl- und Stromregelkreise (PI-Regler) sowie die Geschwindigkeitsvorsteuerung.

Unter Verwendung der vom eingesetzten MKS-Programm für diese Zwecke bereitgestellten Modellelemente wurden im MKS-Modell Sensorelemente zur Messung der kinematischen Größen der Maschinenachsen definiert. Dies umfasst die Sensoren zur Messung der Maschinenachsenpositionen und einen Sensor zur Messung der räumlichen Rela-

tivposition zwischen dem Werkstückbezugspunkt auf der Aufspannfläche am Tisch und dem TCP an der Hauptspindel. Es wurden ferner, entsprechend dem in Kapitel 5.3 erläuterten Verfahren, kinematische Sensoren und Hilfsstrukturen definiert, die eine Erfassung der Beiträge der flexiblen Bauteile sowie der Gelenke mit elastischen Freiheitsgraden zur Gesamtverlagerung des TCP erlauben.

### **Mathematisches Beschreibungsmodell**

Aus der erstellten MKS-Modellbeschreibung der Maschine mit Antrieben und Regelung ergibt sich das korrelierende mathematische Modell entsprechend Gl. (3.13) und (3.14). Für das vorliegende Maschinengesamtmodell besteht das mathematische Modell aus insgesamt 98 gekoppelten Differentialgleichungen 1. Ordnung. In Bezug auf die Anzahl der Freiheitsgrade kann das MKS-Maschinenmodell mit in der Fahrzeugtechnik üblichen Modellgrößen von Gesamtfahrzeugmodellen verglichen werden. Tabelle 7.1 enthält eine Zuordnung der Freiheitsgrade (Degree of Freedom, DOF) zu den Elementen des MKS-Modells.

Anzahl DOF	Typ der DOF	resultierende Anzahl DGL 1.Ord. im mathemat. Modell
24	mechanische Freiheitsgrade 2. Ordnung (Relativbewegungsfreiheitsgrade der Körper)	48
20	elastische Freiheitsgrade 2. Ordnung (Mode Shape Parameter der elastischen Körper und deren zeitliche Ableitung)	40
10	Freiheitsgrade 1. Ordnung der regelungstechnischen Ersatzmodelle der Vorschubantriebe	10
		Summe = 98

*Tabelle 7.1: Freiheitsgrade des MKS-Modells*

Aufgrund der für Werkzeugmaschinen typischen Kopplung der Körpermassen über verhältnismäßig steife Federn sind die Eigenwerte des MKS-Modells in einem relativ großen Frequenzbereich (ca. 40-2500 Hz) verteilt. Die resultierende mathematische Modellbeschreibung ist daher als sogenanntes steifes Differentialgleichungssystem einzustufen. In Verbindung mit der Systemordnung und den Modellanteilen mit schaltender Charakteristik (Reibung, Regelung) folgen hieraus erhöhte Anforderungen an die Rechnerleistung, um bei einer Zeitbereichsintegration in der industriellen Praxis akzeptable Rechenzeiten zu erreichen.

### 7.3 Betrachteter Bewegungszyklus und Bewertungskriterien

#### Betrachteter Bewegungszyklus: 90°-Eckenfahrt

Ziel der MKS-Simulation des Bewegungsverhaltens des Fräsbearbeitungszentrums ist die Analyse und Bewertung des Maschinenverhaltens und der auftretenden Wechselwirkungen der Maschinenkomponenten. Daher wurde ein repräsentativer Bewegungszyklus definiert, bei dem die Maschine bekanntermaßen zu störenden, bewegungsinduzierten Schwingungerscheinungen angeregt wird und sich in dieser Hinsicht im regelungs- und fertigungstechnisch nutzbaren Grenzbereich befindet. Für diesen Zweck wird eine zweiachsige 90°-Eckenfahrt ohne Genauhalt mit horizontal geschwenkter Spindel betrachtet (Bild 7.3). Zusätzlich wird von einer HSC-Schlichtbearbeitung mit lediglich geringen Bearbeitungskräften ausgegangen, die daher für das Bewegungsverhalten der Maschine vernachlässigt werden können. Ein solcher Bewegungsfall tritt z. B. bei einer Horizontalbearbeitung einer senkrechten Flanschfläche oder beim Taschenfräsen auf.

In der Ausgangposition befindet sich der Ständer in Mittelstellung der horizontalen x-Achse. Der Vertikalschlitten befindet sich in einer Position nahe der oberen Endlage der vertikalen z-Achse, um als Worst-Case-Betrachtung möglichst den maximalen Einfluss der Ständerverformung zu erfassen. Die Eckenfahrt von 90 mm Kantenlänge erfolgt mit Vorgabe einer Bahngeschwindigkeit von  $v_f = 10 \text{ m/min}$ , was dem Stand der Technik beim HSC-Fräsen im Kleininformenbau entspricht [WIELAND 1999]. Dabei wird eine Bewegungsführung mit ruckbegrenzten Beschleunigungsprofilen mit Maximalbeschleunigung  $a_{max} = 1,25 \text{ m/s}^2$  und Maximalruck  $r_{max} = 18 \text{ m/s}^3$  zugrundegelegt.

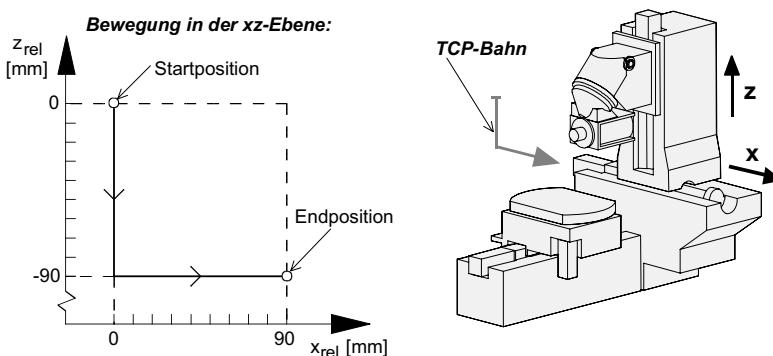


Bild 7.3: Darstellung der betrachteten Bewegung: 90°-Eckenfahrt in der xz-Ebene

Der gewählte zweiachsige Bewegungszyklus sollte anhand von dynamischen Messungen der Bahnbewegung mit einem optoelektronischen 2-Achs-Koordinatenmesssystem verifiziert werden [HEIDENHAIN 1999]. Die Bewegungsbahn muss dabei vollständig innerhalb des kreisförmigen Messbereichs mit Durchmesser 230 mm ablaufen. Unter diesen Randbedingungen konnte mit der Ruckbegrenzung von  $r_{max} = 18 \text{ m/s}^3$  daher nur der vergleichsweise niedrige Wert von  $a_{max} = 1,25 \text{ m/s}^2 = 0,13 \text{ g}$  für die nutzbare Maximalbeschleunigung realisiert werden, obwohl die projektierte Antriebsleistung weit höher liegt.

Bild 7.4 zeigt für beide Teilbewegungen die NC-interpolierten Zeitverläufe der kinematischen Bewegungsgrößen Ruck  $r(t)$ , Beschleunigung  $a(t)$ , Geschwindigkeit  $v(t)$  und Position  $s(t)$ . Im Ablauf der betrachteten Bewegungssequenz wird zunächst ab  $t = 0,01 \text{ s}$  der Vertikalschlitten in z-Richtung nach unten auf die vorgegebene Verfahrgeschwindigkeit beschleunigt, verfährt kurz mit konstanter Verfahrgeschwindigkeit und wird dann bis  $t = 0,74 \text{ s}$  auf die vertikale Endposition hin abgebremst. Sobald die z-Achse in das Positionsfenster um die Endposition eingefahren ist, erfolgt im Zeitraum  $t = 0,72 \text{ s}$  bis  $1,45 \text{ s}$  die anschließende Positionierbewegung der x-Achse in positiver Richtung.

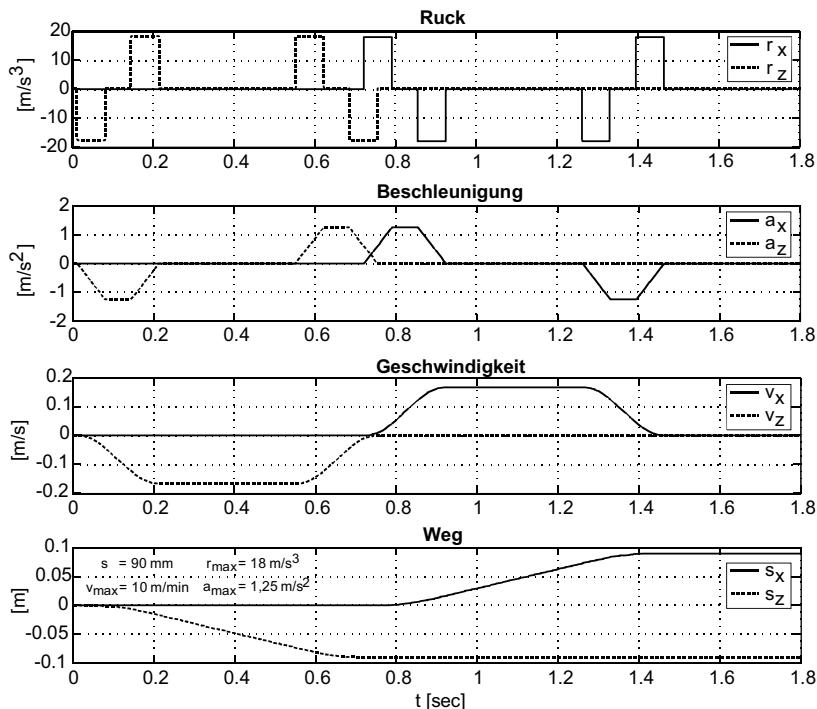


Bild 7.4: Vorgegebene Soll-Bewegungsprofile für x- und z-Achse

Zur Verdeutlichung zeigt Bild 7.5 eine Bildsequenz des simulierten Bewegungsablaufs. Die in den Animationsbildern dargestellten 3D-Pfeile repräsentieren Richtung und Betrag von x- bzw. z-Komponente der aufgeprägten Beschleunigung am TCP, wobei die Pfeillänge entsprechend dem aktuellen Beschleunigungswert skaliert wird. Um die Verformung der flexiblen Gestellkörper (Bett, Fahrständer, Vertikalschlitten) sichtbar zu machen, wird diese mit 20.000-facher Vergrößerung in Bezug auf das jeweilige, mitbewegte körperfeste Referenzsystem dargestellt.

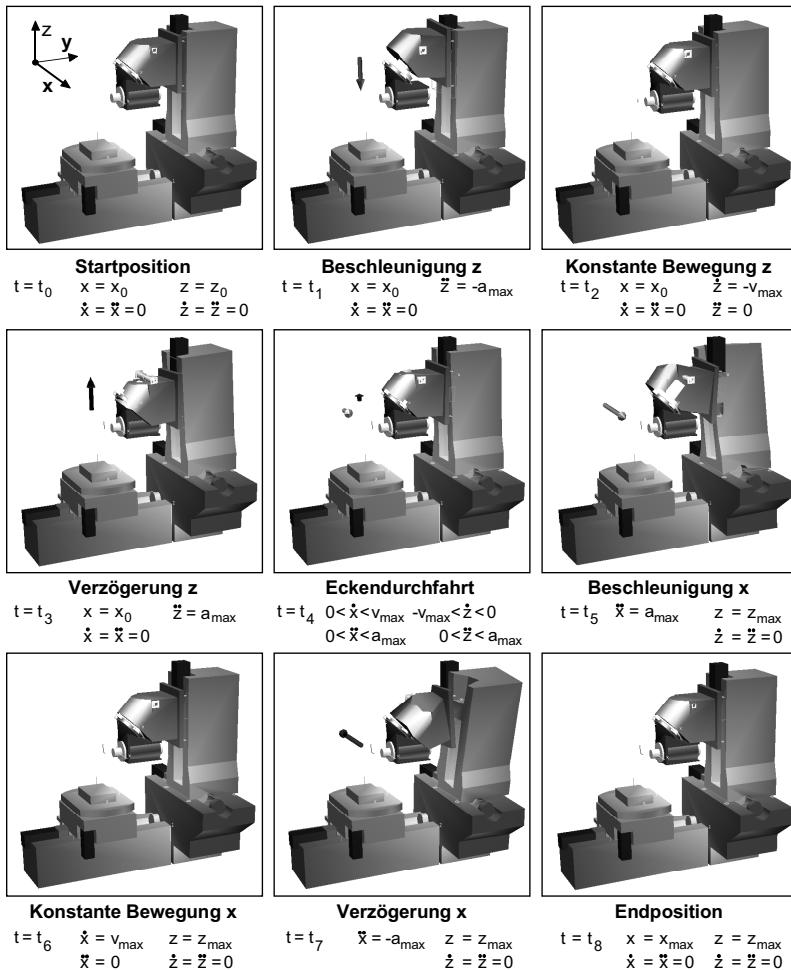


Bild 7.5: Animationssequenz der simulierten 90°-Eckenfahrt

### Bewertungskriterien

Im Zentrum des Interesses bei der Auswertung der Simulationsergebnisse für das räumliche MKS-Maschinenmodell steht die resultierende Bewegungsgenauigkeit zwischen Werkzeugbezugspunkt (TCP) und Maschinenspanntisch. Von besonderem Interesse sind weiterhin die auftretenden Wechselwirkungen zwischen Regelung, Antrieben und Maschinenstruktur. Zur Analyse des simulierten Bewegungsverhaltens der Fräsmaschine werden daher hauptsächlich folgende Verhaltenseigenschaften betrachtet:

- Regelabweichung auf Achsebene und am TCP.
- Verlagerung am TCP.
- Anteile der betrachteten mechanischen Komponenten der Maschinenstruktur an der TCP-Verlagerung.
- Schwingungsanregung durch die Bewegung.

Als Kriterien zur quantitativen Bewertung des Maschinenverhaltens sollen folgende Kenngrößen herangezogen werden:

- Maximale Regelabweichung der Maschinenachsen:  $\max \{ e_{Axis,i}(t) = s_{Axis,i}(t) - w_i(t) \}$ .
- Maximale Regelabweichung der räumlichen Relativposition zwischen Werkstücktisch und TCP:  $\max \{ e_{TCP,i}(t) = s_{TCP,i}(t) - w_i(t) \}, \text{ mit } i = x, y, z$ .
- Maxima der verformungsbedingten Verlagerung des TCP in Bewegungsrichtung:  $\max \{ \Delta r_{TCP,i}(t) = e_{Axis,i}(t) - e_{TCP,i}(t) \}$ .
- Resultierender Bahnfehler  $\max \{ e_r(t) \}$ , als maximaler Abstand zwischen Soll- und Ist-Bahn in radialer Richtung.
- Mögliche Steigerung des einsetzbaren  $k_v$ -Faktors und des zulässigen Ruckbegrenzungswertes  $r_{max}$ .

## 7.4 Verifizierung durch Vergleich von Simulation und Messung

Um die vorgestellte Simulationstechnik grundsätzlich zu verifizieren wurde ein Vergleich der MKS-Simulationsergebnisse mit messtechnischen Untersuchungen an einem realen Fräsbearbeitungszentrum durchgeführt. Damit wurde auch bezocheckt, das MKS-Modell für den späteren Einsatz zur Maschinenanalyse und zum Variantenvergleich zu validieren und durch einen Modellabgleich die Aussagegüte zu verbessern. Der vorliegende Abschnitt gibt eine kurze Übersicht der durchgeföhrten Vergleichsuntersuchungen und fasst die Ergebnisse zusammen. Für eine detaillierte Beschreibung sei auf Anhang B verwiesen.

#### 7.4.1 Durchgeführte Untersuchungen im Zeit- und Frequenzbereich

Zum Vergleich der Ergebnisse aus Messung und Simulation wurde das Maschinenverhaltens sowohl im Frequenz- als auch im Zeitbereich betrachtet. Hierfür wurden folgende Untersuchungen durchgeführt:

- Modalanalyse des Schwingungsverhaltens der Maschinenstruktur.
- Untersuchung des Zeitverhaltens der Achsantriebe sowie der
- dynamischen Bahnbewegung am TCP während der 90°-Eckenfahrt.

Der Vergleich der Ergebnisse einer experimentellen Modalanalyse des realen Fräsbearbeitungszentrums mit den für das MKS-Modell berechneten Eigenmoden hatte zum Ziel, die Abbildungsgüte des Eigenschwingungsverhaltens der Maschinenstruktur durch das MKS-Modell vor dem Durchführen von Zeitbereichssimulationen zu überprüfen (s. Anhang B.1).

Um die korrekte Erfassung der Systemdynamik der Maschine im geregelten Bahnbetrieb zu bewerten, wurde das Zeitbereichsverhalten während der zugrundgelegten 90°-Eckenfahrt sowohl auf Ebene der Achsantriebe als auch auf Ebene der Gesamtmaschine betrachtet (s. Anhang B.2). Für die Untersuchung der Einzelachs-dynamik wurden die simulierten Zeitverläufe der Motorströme und Regelabweichungen mit Messwerten verglichen, die als steuerungsinterne Signale an der realen Maschine aufgezeichnet wurden. Zur Be-trachtung des Gesamtmaschinenverhaltens wurde die Bahnbewegung am Werkzeugbe-zugspunkt experimentell gemessen und dem simulierten Bewegungsverhalten gegenübergestellt. In diesem Zusammenhang wurden zum einen mit Hilfe eines optoelektronischen Zwei-Koordinaten-Messgerätes dynamische Messungen der Bahnbewegung des TCP durchgeführt [HEIDENHAIN 1999]. Zum anderen wurde mit einem kapazitiven 3D-Be-schleunigungssensor die am TCP auftretende, inertielle Bahnbeschleunigung gemessen.

#### 7.4.2 Bewertung und Fazit der Verifizierung

In Zusammenfassung der durchgeführten Vergleichsbetrachtungen kann eine sehr gute Übereinstimmung der Messungen und MKS-Simulationsergebnisse für das betrachtete Fräsbearbeitungszentrum festgestellt werden. Dies betrifft sowohl das Eigenschwingungs-verhalten der Maschinenstruktur im Frequenzbereich als auch das Bewegungsverhalten im Zeitbereich. Somit kann das aufgebaute MKS-Maschinenmodell für die beabsichtigte Anwendung zur Verhaltensanalyse und zum Variantenvergleich im Rahmen einer ent-wicklungsprozessintegrierten Eigenschaftsoptimierung insbesondere in quantitativer Hin-sicht als verifiziert betrachtet werden. Außerdem ist als wichtiger Punkt festzuhalten, dass die in der MKS-Simulation ermittelten Verhaltenseigenschaften in Bezug auf statische

Nachgiebigkeit und Eigenschwingungsdynamik in Übereinstimmung stehen mit den Ergebnissen einer parallel durchgeführten FEM-Berechnung der Gestellstruktur.

Als Gründe für die auftretenden Abweichungen zwischen Simulation und Messung sind u. a. folgende im Modellbildungsprozess getroffene Vereinfachungen zu nennen:

- Vereinfachte Erfassung des Haft-/Gleit-/Rollreibungsverhaltens in Antriebsstrang und Führungssystemen.
- Keine Abbildung geometrischer Führungsfehler im Modell.
- Vereinfachte Modellierung des elektrodynamischen Motorverhaltens, der Leistungselektronik und der Spannungsversorgung.
- Abbildung der zeitdiskreten Sollwertvorgabe und des digitalen Regelungssystems mit unterschiedlich getakteten Regelkreisen durch eine kontinuierliche Modellabbildung (Geschwindigkeitssprünge im realen Sollwertsignal an den tangentialen Übergängen zwischen den Linearbewegungsabschnitten und der Eckenfahrt mit Kurvenradius werden im Modell vernachlässigt).

## 7.5 Analyse des Maschinenverhaltens und Ableitung von Verbesserungsmaßnahmen

Nach der Validierung des MKS-Modells der Ausgangsversion des Fräsbearbeitungszentrums wurden die MKS-Simulationsergebnisse des betrachteten Bewegungsfalles herangezogen, um die in Kapitel 7.3 als Basis zur Bewertung der Maschine definierten Kennwerte zu ermitteln.

### 7.5.1 Regelabweichung an Maschinenachsen und TCP

Bild 7.6 zeigt für die simulierte 90°-Eckenfahrt einen Vergleich der Regelabweichung an TCP und Maschinenachsen. Die Teildiagramme in der linken Bildhälfte zeigen deutlich die verformungsbedingte TCP-Verlagerung in Bewegungsrichtung. Die drei herausgezoomten Teildiagramme in der rechten Bildhälfte mit veränderter Achsenkalierung der Ordinate machen die bei der Bewegung auftretende Ablenkung des TCP senkrecht zur Bewegungsrichtung sichtbar. Die Regelabweichung am TCP bezieht sich dabei auf die Relativbewegung zwischen TCP und einem Bezugskoordinatensystem am Werkstückspanntisch.

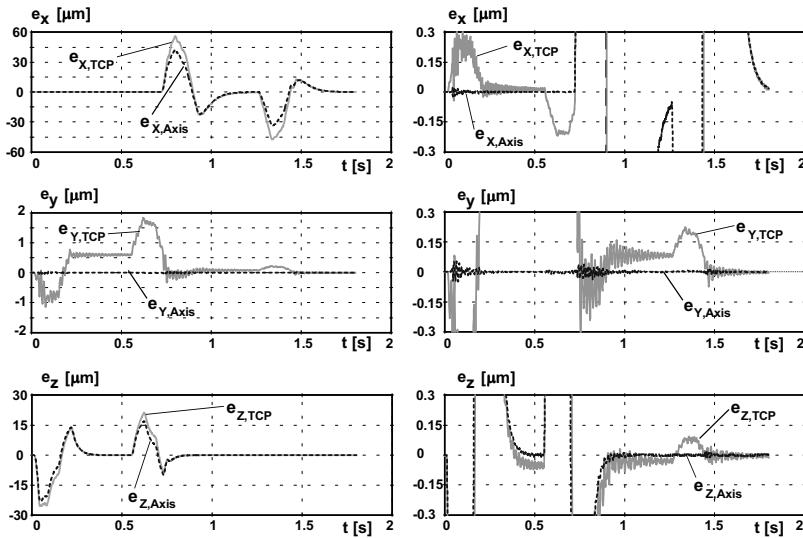


Bild 7.6: Simulierte zweiachsige 90°-Eckenfahrt: Vergleich der Regelabweichung an TCP und Maschinenachsen. Rechte Bildhälfte: 100-fach vergrößerte Darstellung des Bereichs um  $e_i = 0$ .

Durch Differenzbildung der zeitlichen Regelabweichung an TCP und Maschinenachsen lässt sich nach Gl. (7.1) der quantitative Anteil der Maschinenachsdynamik eliminieren, um so den verformungsbedingten Anteil an der Regelabweichung des TCP zu berechnen:

$$\begin{aligned}\Delta x &= e_{x, \text{Axis}} - e_{x, \text{TCP}} = w_x - x_{\text{Axis}} - (w_x - x_{\text{TCP}}) = x_{\text{TCP}} - x_{\text{Axis}} \\ \Delta z &= e_{z, \text{Axis}} - e_{z, \text{TCP}} = w_z - z_{\text{Axis}} - (w_z - z_{\text{TCP}}) = z_{\text{TCP}} - z_{\text{Axis}}\end{aligned}\quad (7.1)$$

Bild 7.7 zeigt die verformungsbedingte Verlagerung des TCP in x- und z-Richtung bei der 90°-Eckenfahrt. In den Zeitverläufen bilden sich die jeweils aufgeprägten Beschleunigungsprofile und die davon ausgelösten Schwingungen deutlich ab. Wie ersichtlich, treten maximale Gesamtverlagerungen von  $\Delta x = 14 \mu\text{m}$  bzw.  $\Delta z = 4,5 \mu\text{m}$  auf.

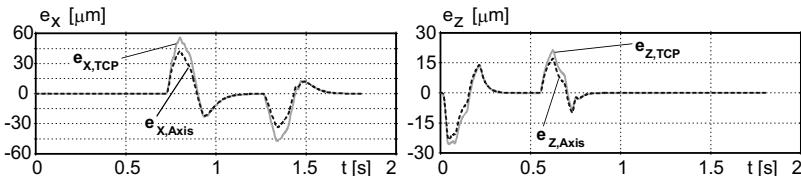
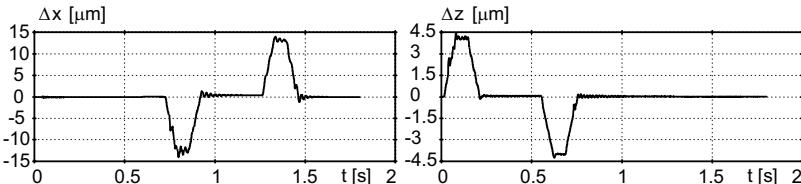
**Regelabweichung an TCP und Maschinenachse:**

**Verformungsbedingte Verlagerung zwischen TCP und Werkstücktisch:**


Bild 7.7: Verformungsbedingte Verlagerung zwischen TCP und Werkstücktisch

### 7.5.2 Wechselwirkung von Antrieben und Maschinenstruktur

Zur Analyse der Wechselwirkungen zwischen Maschinenstruktur, Antrieben und Regelung wurden die mit dem nichtlinearen MKS-Maschinenmodell simulierten Zeitverläufe der Inertialbeschleunigung des TCP (siehe Anhang B, Teildiagramme rechts in Bild B.6) einer FFT-Analyse unterzogen. Bild 7.8 zeigt das Ergebnis der FFT-Analyse der TCP-Beschleunigung. Zum Vergleich wurden die diskreten Eigenfrequenzen eingezeichnet, die mittels einer Eigenmodeanalyse des linearisierten Maschinenmodells mit horizontaler Spindelstellung berechnet wurden.

Die hohen Amplitudenanteile der x- und z-Beschleunigung bei niedrigen Frequenzen bis ca. 20 Hz stammen überwiegend aus dem trapezförmigen Verlauf der vorgegebenen Sollbeschleunigungen (vgl. Bild 7.4). Für die Amplitudenanteile bei höheren Frequenzen sind in hohem Maße die durch die Beschleunigungsvorgänge als freie Schwingungen angeregten Strukturschwingungen verantwortlich. Hier kann an den Amplitudenspitzen bei den Eigenfrequenzen sehr augenfällig die Anregung der untersten Eigenschwingungen von Maschinenstruktur und Antrieben erkannt werden. Dazu ist zu bemerken, dass sich bei einem Wechsel zwischen Horizontal- und Vertikalstellung des Spindelkopfes zwar einzelne Eigenfrequenzen verschieben, sich aber die Gestalt der Eigenschwingungsformen qualitativ kaum verändert. Die in Bild 7.8 markierten Eigenfrequenzen unterscheiden sich daher zum Teil von den in Tabelle B.1 angegebenen Eigenfrequenzen der Maschine mit vertikaler Stellung der Hauptspindel. Abgesehen davon können in der FFT-Analyse der mit dem nichtlinearen MKS-Modell der Maschine simulierten Bewegungsvorgänge die in der

Eigenmode-Analyse berechneten Eigenfrequenzen als wesentliche Frequenzinhalte wiedergefunden werden.

Somit unterstreichen die Ergebnisse der FFT-Analyse der inertialen TCP-Beschleunigung, dass die von den Beschleunigungs vorgängen angeregten Schwingungsscheinungen sehr stark von den vorhandenen Eigenfrequenzen einer Werkzeugmaschine dominiert werden. Dies bestätigt die bekannte Tatsache, dass für hochdynamische Bearbeitungsaufgaben vorgesehene Werkzeugmaschinen so zu gestalten sind, dass die niedrigsten Eigenformen der gesamten Maschinenstruktur bei möglichst hohen Frequenzwerten liegen. Ein wichtiges Ziel der Überarbeitung der Fräsmaschine muss es also sein, die untersten Eigenfrequenzen der Maschinenstruktur zu erhöhen und gleichzeitig die Nachgiebigkeitsamplituden zu reduzieren.

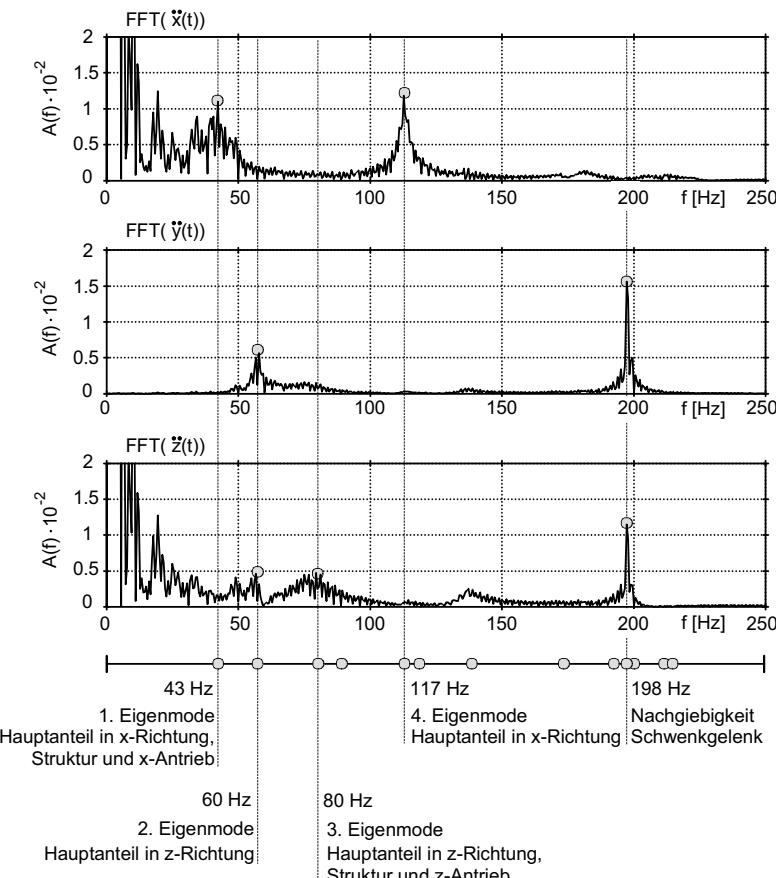


Bild 7.8: FFT-Analyse der simulierten Bahnbeschleunigung am TCP

### 7.5.3 Kinematische Analyse der Maschinenverformung bei dynamischer Verfahrbewegung

Um exakte Aussagen über das Nachgiebigkeitsverhalten der Maschinenstruktur und der einzelnen Strukturkomponenten tätigen zu können, wurde eine kinematische Analyse der Maschinenverformung durchgeführt, wie in Kapitel 5.4 beschrieben. Bild 7.9 zeigt für die betrachtete Eckenfahrt des Fräsbearbeitungszentrums die Zeitverläufe der Sensoren, die die komponentenbezogenen Beiträge zur TCP-Verlagerung  $\Delta \vec{r}_i(t)$  sowie die insgesamt auftretende Gesamtverlagerung  $\Delta \vec{r}_{MCP-TCP}(t)$  am TCP aufzeichnen.

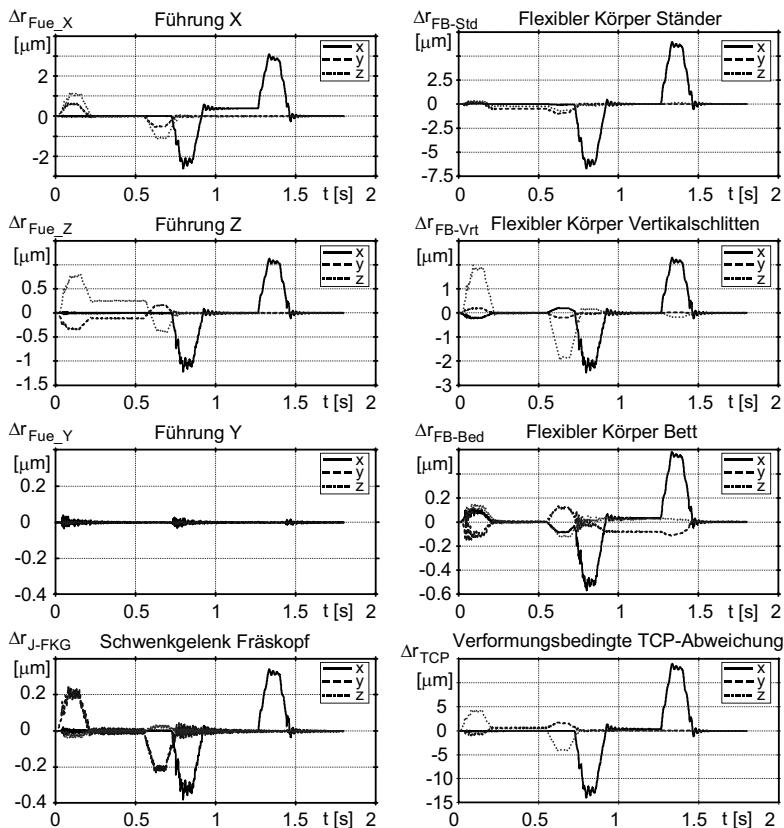


Bild 7.9: Verformungsbedingte TCP-Verlagerung bei 90°-Eckenfahrt: Zeitverlauf der Gesamtverlagerung und Komponentenbeiträge

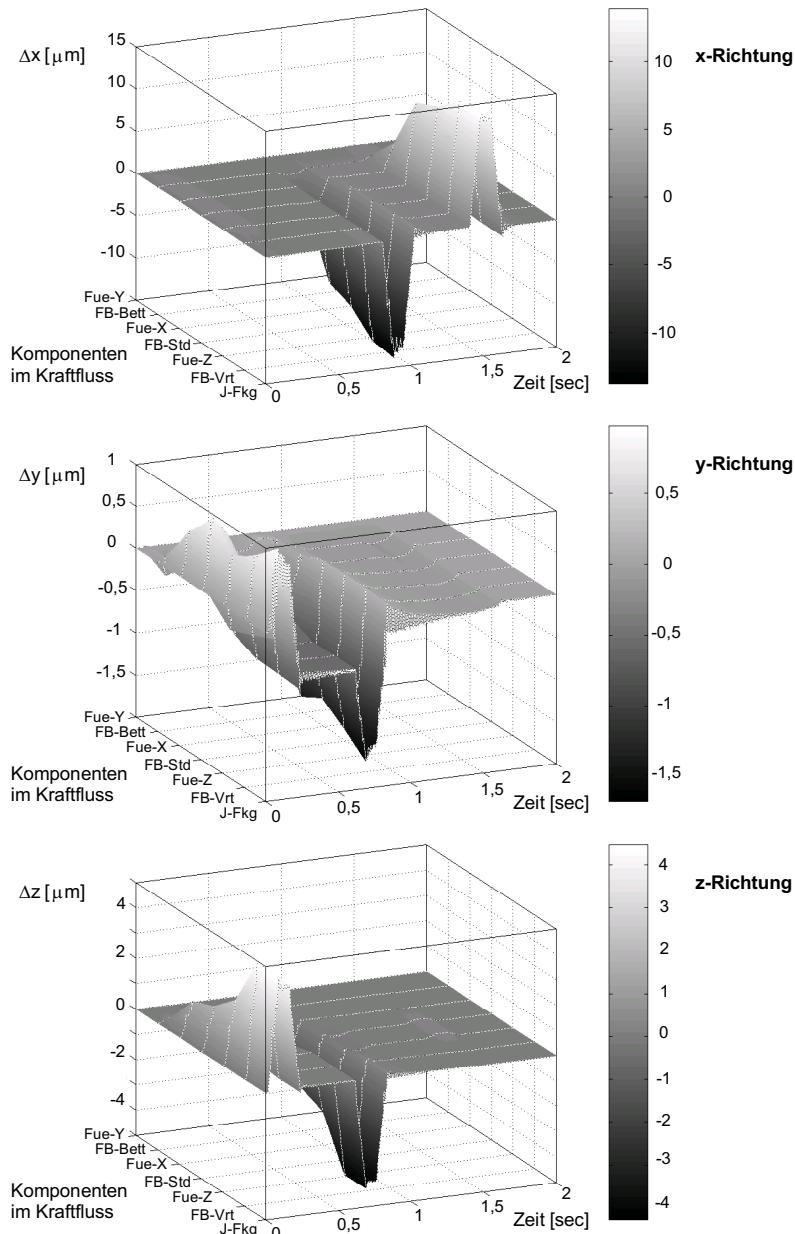


Bild 7.10: Verformungsbedingte TCP-Verlagerung bei 90°-Eckenfahrt: Kumulation der Komponentenbeiträge zur TCP-Verlagerung entlang des Kraftflusses

Das Ergebnis der nach Gl. (5.12) entlang des Kraftflusses kumulativ addierten Zeitverläufe der komponentenbezogenen Beiträge zur translatorischen TCP-Verlagerung zeigt Bild 7.10. Dabei sind die zeit- und ortsabhängigen Verformungskennlinien  $\Delta\vec{r}_{kum}(t, i)$  für jede Bezugsrichtung einzeln als räumliche Funktion der Zeit  $t$  und der Maschinenkomponenten  $i$  im Kraftfluss dargestellt.

Zur Analyse des Verformungsverhaltens der Ausgangsversion des Fräsbearbeitungszentrums wurden die in Bild 7.11 dargestellten kinematischen Verformungskennlinien herangezogen. Die Auswertezeitpunkte wurden dabei nach dem Merkmalkriterium der maximalen absoluten TCP-Gesamtverlagerung ausgewählt. Deutlich abzulesen sind die Verlagerungen durch Verkippen in den Führungen sowie durch Verformungen der flexiblen Gestellkomponenten. Bei der vertikalen Teilbewegung ( $t = t_1, t_3$ ) tritt wie bekannt die größte Abweichung mit einem Betrag von  $4,5 \mu\text{m}$  in z-Richtung auf, zu der der Vertikalschlitten mit ca. 30 % den größten Teilbeitrag liefert, während sich der Ständer nur gering verformt, aber in der x-Führung kippt. Bei der horizontalen Teilbewegung ( $t = t_4, t_6$ ) wird die maximale TCP-Verlagerung von  $14 \mu\text{m}$  in x-Richtung aufgrund des großen Hebelarmes zu 50 % von der strukturellen Deformation des Ständers und zu 20 % vom Kippen des Ständers in der x-Führung verursacht.

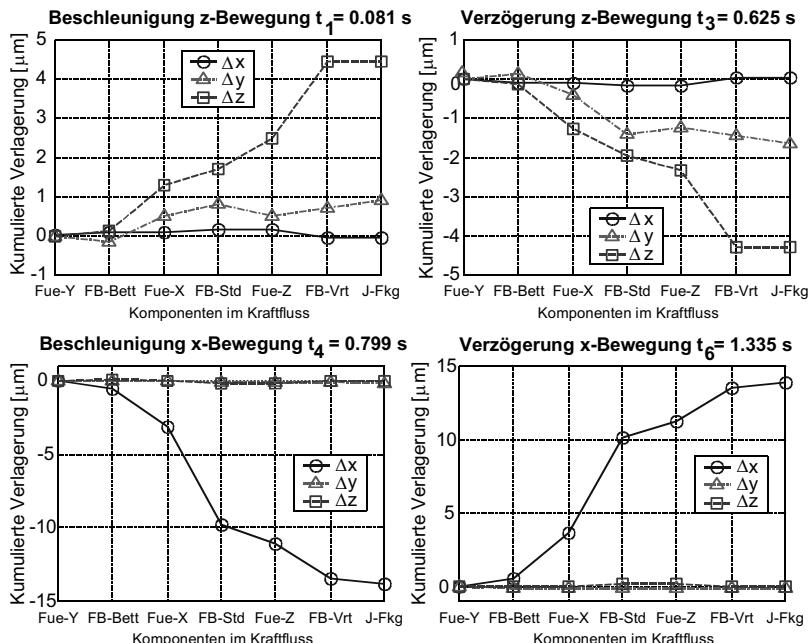


Bild 7.11: Kinematische Analyse der Komponentenbeiträge zur TCP-Verlagerung – Relevante Bewegungszeitpunkte während der 90°-Eckenfahrt

### 7.5.4 Bewertung und abgeleitete Maßnahmen

#### Bewertung

In Zusammenfassung der Analyse der MKS-Simulationsergebnisse können der untersuchten Fräsmaschine insgesamt ausgewogene Maschineneigenschaften attestiert werden. Die festgestellten globalen Schwingungsformen sind charakteristisch für dieses Maschinenkonzept mit auskragendem Vertikalschlitten am Fahrständer. Die auftretenden Steifigkeiten und Genauigkeiten liegen im typischen Bereich der für dieses Maschinenkonzept und den gegebenen baulichen Abmessungen üblicherweise erzielten Werte.

Die Ansatzpunkte zur weiteren Steigerung der dynamischen Maschineneigenschaften ergeben sich auch hier aus den bekannten Anforderungen an die Gestaltung hochdynamischer Maschinen (vgl. Kap. 2.2). Zum einen ist eine weitere Erhöhung der statischen und dynamischen Steifigkeit der Gestellstruktur anzustreben. Insbesondere ist eine Erhöhung der Frequenzen der unteren beiden Eigenformen zu realisieren, da diese sich auf das erzielbare Regelungsverhalten beschränkend auswirken. Zum anderen ist die Antriebsdynamik und die Regelungsgenauigkeit der Vorschubantriebe zu steigern.

#### Abgeleitete Maßnahmen

Um die Überarbeitung des Fräsbearbeitungszentrums möglichst effizient und zielgerichtet zu gestalten, wurden diejenigen Maßnahmen priorisiert, deren Aufwand/Nutzen-Verhältnis das höchste Potential zur Steigerung der Maschinendynamik bietet. Gestützt auf die MKS-Simulationsanalyse wurden daher folgende Maßnahmen ausgewählt und mit den jeweils dafür geeigneten, problemspezifischen Methoden umgesetzt:

- Zur Erhöhung der Gesamtsteifigkeit der Gestellstruktur wurde eine konstruktive Überarbeitung des Fahrständers durchgeführt, welcher aufgrund der kinematischen Hebelarmverhältnisse von elementarer Bedeutung für das Nachgiebigkeitsverhalten der Gestellstruktur ist. Bei der Überarbeitung des Fahrständers sollte insbesondere die Steifigkeit gegenüber Biege- und Torsionsbelastungen erhöht werden. Gleichzeitig wurde aus Gründen der Bewegungsdynamik eine Massenreduktion angestrebt.
- Zusätzlich wurden zur Steigerung von Antriebsdynamik und Regelungsverhalten die Vorschubantriebe im Rahmen der konstruktiven Randbedingungen des gegebenen Antriebskonzeptes überarbeitet. Dies zielt darauf ab, die Steifigkeit der rotatorischen Übertragungsmechanik zu erhöhen und das Beschleunigungsvermögen der Antriebe zu steigern. Zu diesem Zweck wurden u. a. drehmomentstärkere Servomotoren sowie Antriebsspindeln mit größerer Spindelsteigung und erhöhter Axialsteifigkeit des Spindelmuttersystems ausgewählt. Ferner wurden Spindellager mit erhöhter Steifigkeit eingesetzt.

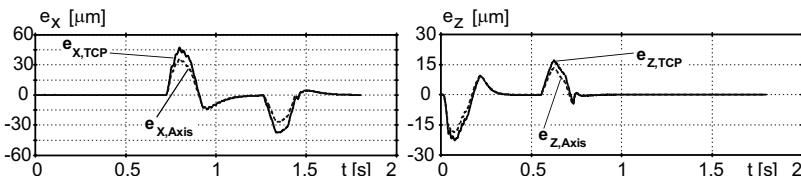
## 7.6 Evaluierung und Optimierung der modifizierten Maschine

Entsprechend dem vorgeschlagenen Vorgehen für eine am Gesamtsystem orientierte Maschinenerentwicklung (Kap. 3.1) wurde nach Fertigstellung der konstruktiven Überarbeitung von Antrieben und Gestellkomponenten eine erneute MKS-Simulation des Bewegungsverhaltens durchgeführt, um die erzielte Verbesserung zu überprüfen und zu bewerten. Der folgende Abschnitt stellt die abschließend erzielten Ergebnisse vor.

### 7.6.1 Regelabweichung an TCP und Maschinenachsen und kinematische Analyse

Bild 7.12 stellt die mit dem MKS-Modell der überarbeiteten Maschine bei der Referenzbewegung simulierten Regelabweichungen an Maschinenachsen und TCP sowie die verformungsbedingte Verlagerung am TCP dar. Der Verlauf der Regelabweichungen weist keinen qualitativen Unterschied zur Ausgangsvariante auf (vgl. Bild 7.6). Es können jedoch gegenüber der Ausgangsvariante deutlich reduzierte maximale Regelabweichungen festgestellt werden. Die erhöhte Steifigkeit des mechanischen Aufbaus wird aus der geringeren verformungsbedingten Relativverlagerung zwischen TCP und Maschinentisch deutlich. Im Vergleich zur Ausgangsvariante des Fräsbearbeitungszentrums tritt mit  $\Delta x = 11,3 \mu\text{m}$  bzw.  $\Delta z = 4,25 \mu\text{m}$  eine um 20 % bzw. um 6 % reduzierte Maximalverlagerung auf. Für die überarbeitete Maschinenversion wurde ebenfalls eine kinematische Analyse des Verformungsverhaltens durchgeführt, um die Auswirkungen der konstruktiven Maßnahmen auf die Einzelbeiträge der Maschinenkomponenten zur Relativverlagerung am TCP zu bewerten (s. Anhang C). Dabei konnte nachgewiesen werden, dass der Fahrständer nur noch mit einem Anteil von ca. 44 % zur Gesamtverlagerung beiträgt, anstelle einem Anteil von ca. 50 % bei der Ausgangsversion.

**Regelabweichung an TCP und Maschinenachsen:**



**Verformungsbedingte Verlagerung zwischen TCP und Werkstücktisch:**

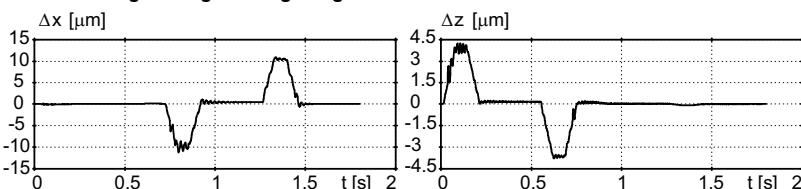


Bild 7.12: Verformungsbedingte Verlagerung zwischen TCP und Werkstücktisch

## 7.6.2 Erzielbare Regeldynamik und Anregung der Maschinenstruktur durch Antriebe und Führungsgrößen

Überaus wichtige Fragestellungen im Entwicklungsprozess einer hochdynamischen Werkzeugmaschine sind zuverlässige Aussagen über das im späteren Maschinenbetrieb erzielbare Regelungsverhalten der Gesamtmaschine hinsichtlich Bewegungsdynamik, dynamischer Bahngenaugkeit, Schwingungsanregung und Stabilität. Um diese Leistungseigenschaften einer Maschine vor der Fertigungsfreigabe entsprechend abzusichern, können weitere Simulationsuntersuchungen mit dem MKS-Maschinenmodell durchgeführt werden. Diese haben zum Ziel, die im Betrieb nutzbare Bewegungsdynamik und die realisierbare Regelungsgenaugigkeit der Maschine abzuschätzen.

### Parametersensitivitätsanalyse für $k_v$ -Faktor und Ruckbegrenzung

Zur Bewertung des erzielbaren Regelungsverhaltens der überarbeiteten Version der betrachteten Fräsmaschine wurde daher die x-Achse (Grundachse) betrachtet, die aufgrund der Struktureigenschaften und der hohen bewegten Masse die dynamisch schwächste Maschinenachse darstellt. Es wurde eine Parameterstudie durchgeführt, um quantitative Voraussagen über die real nutzbaren Werte für den Geschwindigkeitsverstärkungsfaktor und die Ruckbegrenzung abzuleiten. Dazu wurde mit dem MKS-Maschinenmodell der optimierten Version des Fräsbearbeitungszentrums ein Positionierungsvorgang der x-Achse simuliert, wobei die Parameterwerte des  $k_v$ -Faktors bzw. der Ruckbegrenzung  $a_{max}$  für jeden Simulationslauf in einem vorgegebenen Wertebereich variiert wurden. Die Steuerung der Simulationsläufe und die Auswertung der MKS-Simulationsergebnisse wurden vom Parametervariationsmodul des verwendeten MKS-Programms automatisch durchgeführt. Zur Sensitivitätsanalyse der Parametereinflüsse auf Regeldynamik und Schwingungsanregung wurden folgende Größen ausgewertet: Zum einen der Zeitverlauf  $e_x(t)$  und der Maximalbetrag  $\max(|e_x(t)|)$  der Regelabweichung der x-Achse. Zum anderen der Zeitverlauf der TCP-Beschleunigung, für den per FFT-Analyse das enthaltene Frequenzspektrum ermittelt wurde. Als Maß für die Schwingungsanregung dient hier die Schwingungsamplitude  $a_{x,osz}$ , als Differenz zwischen der Ist-Beschleunigung am TCP und der Soll-Beschleunigung, die über den Zeitverlauf der Führungsgrößen der Maschinenachse vorgegeben wird.

Bild 7.13 zeigt die Ergebnisse der Parametervariationsrechnung zur Erfassung des Einflusses der Lageregelkreisverstärkung auf die Regeldynamik der x-Antriebsachse und die Anregung der Maschine zu Strukturschwingungen. Als Bewegungsfall wurde jeweils dieselbe Positionierungsbewegung der x-Achse mit identischen ruckbegrenzten Beschleunigungsrammen betrachtet. Grundsätzlich kann mit höherem  $k_v$ -Faktor eine höhere Positionergenaugigkeit erreicht werden. Dieser prinzipielle Zusammenhang kann in den Teildiagrammen in Bild 7.13 erkannt werden. Allerdings nimmt mit steigendem  $k_v$ -Faktor auch die Schwingungsanregung zu. Diese Schwingungsanregung kann aus dem Zeitverlauf und

dem per FFT-Analyse ermittelten Frequenzinhalt der x-Beschleunigung am TCP bestimmt werden. Bei noch weiter erhöhtem  $k_v$ -Faktor tritt eine so starke Anregung der Eigenfrequenzen der Maschinenstruktur auf (s. wachsender Frequanzanteil bei 43 Hz), sodass infolge der Rückwirkung auf das Regelungsverhalten die maximale Regelabweichung wieder zunimmt bzw. Instabilität auftritt (hier ab  $k_v \geq 6 \text{ m/min/mm}$ , nicht mehr abgebildet). Der im Maschinenbetrieb sinnvoll einsetzbare  $k_v$ -Faktor von ca. 3-4 m/min/mm ergibt sich, wie in Bild 7.13 im Teildiagramm rechts unten veranschaulicht, als Kompromiss zwischen einer möglichst niedrigen Regelabweichung bei einem akzeptablen Niveau der angeregten Strukturschwingungen.

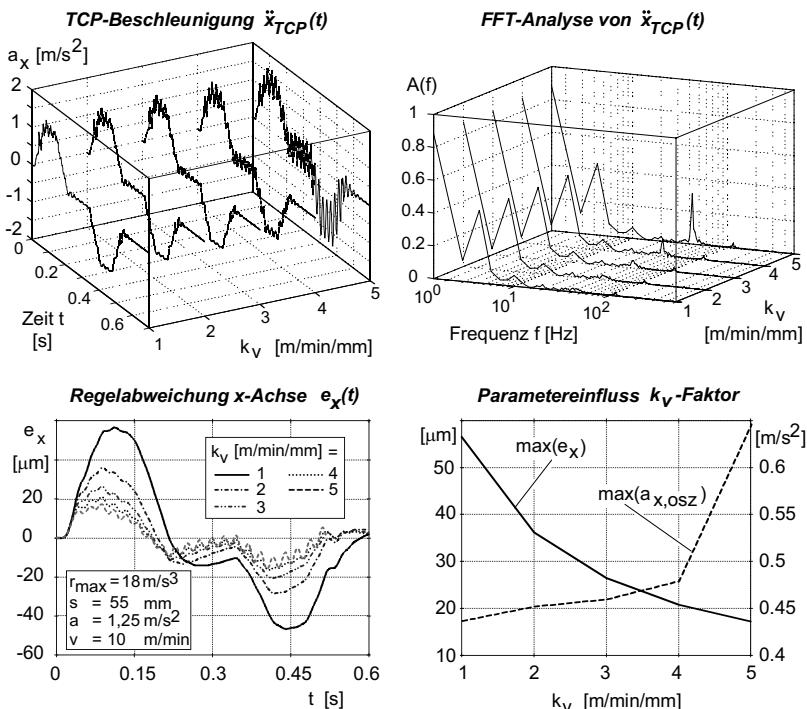


Bild 7.13: Einfluss der Lageregelkreisverstärkung ( $k_v$ -Faktor) auf die Regeldynamik der x-Achse und Anregung von Strukturschwingungen

Bild 7.14 zeigt die Ergebnisse der Parameteruntersuchung zum Einfluss der Ruckbegrenzung der Führungsgrößenerzeugung auf die Regeldynamik. Zum Verständnis ist an die Bedeutung des Ruckwertes für den Zeitverlauf des Bewegungsprofils zu erinnern. Je größer der Ruckwert ist, desto steiler steigt die Soll-Beschleunigungsrampe auf die Maximalbeschleunigung an. Damit steigen die Anforderungen an die Dynamik der Antriebe, die in

kleineren Zeiteinheiten die zur Beschleunigung notwendigen maximalen Antriebskräfte aufzubauen müssen. Dieser Zusammenhang findet sich in der Abhängigkeit von maximaler Regelabweichung und Ruckwert wieder. Mit höherem Ruckwert steigt bei konstantem  $k_v$ -Faktor die resultierende Regelabweichung an. Dabei wächst mit steigendem Ruckwert tendenziell auch die Anregung höherer Frequenzen. Ferner ist zu beachten, dass es abhängig von der spektralen Dichte der Führungsgrößen auch bei vergleichsweise moderaten Ruckwerten zur Resonanzanregung der Eigenfrequenzen kommen kann [FAUSER 1997]. Für die betrachtete Maschinenachse ist bezüglich der Schwingungsanregung der Maschinenstruktur im untersuchten Wertebereich ein näherungsweise proportionaler Zusammenhang zwischen dem aufgeprägten Ruckwert und der auftretenden Schwingungsamplitude festzustellen (Bild 7.14, Teildiagramm rechts unten). Der Ruckwert kann bei gegebenem und hinsichtlich Regelgenauigkeit optimiertem  $k_v$ -Faktor nur soweit gesteigert werden, wie die auftretenden Schwingungserscheinungen noch auf akzeptablem Niveau bleiben.

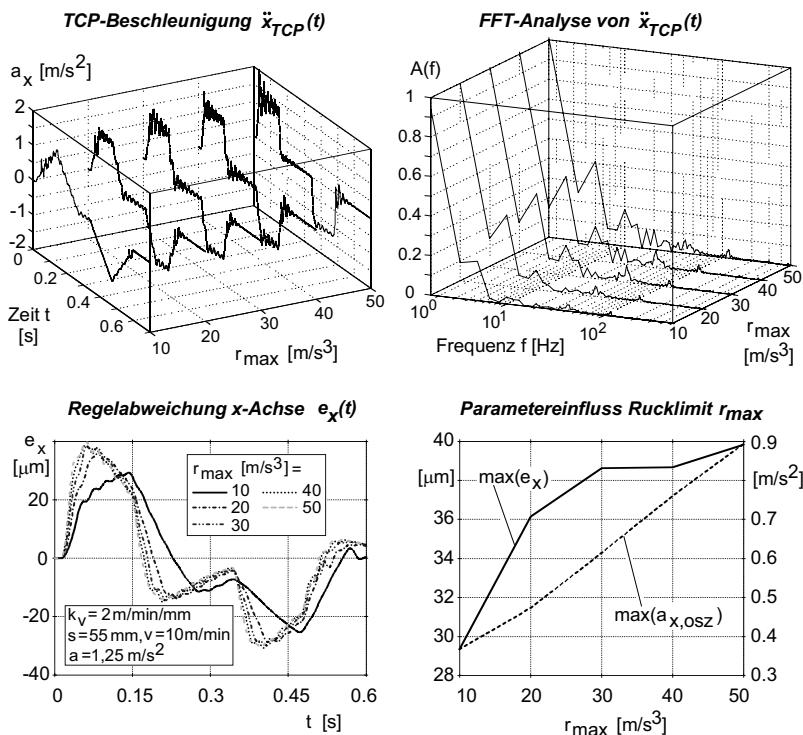


Bild 7.14: Einfluss der Ruckbegrenzung der NC-Steuerung ( $r_{max}$ ) auf die Regeldynamik der x-Achse und Anregung von Strukturschwingungen

Aus den Simulationsergebnissen des MKS-Modells können somit die allgemein gültigen Zusammenhänge zwischen  $k_v$ -Faktor, Ruckbegrenzung, dynamischer Bahngenaugkeit und Schwingungsanregung abgelesen werden, wie sie aus der Inbetriebnahmepraxis von Vorschubantrieben an Werkzeugmaschinen bekannt sind. Der Nutzen der Studien am Simulationsmodell für den Produktentstehungsprozess besteht darin, dass die Leistungseigenschaften des Maschinenentwurfs wesentlich früher abgesichert werden können. Wird dabei die Notwendigkeit für konstruktive Verbesserungsmaßnahmen erkannt, so können diese mit minimalen Kosten noch im regulären Ablauf der Entwicklungsphasen umgesetzt werden.

### 7.6.3 Resultierende Bahnkurve bei optimierter Reglereinstellung

Bild 7.15 zeigt eine Gegenüberstellung der simulierten Bahnkurven der Ausgangsviante und der konstruktiv wie regelungstechnisch optimierten Version des Fräsbearbeitungszentrums. Bei einer Eckenfahrt kann der Bahnfehler als radiale Differenz  $e_r$  von Ist- und Sollbahn bestimmt werden [PRITSCHOW 1996]. Der bei der betrachteten 90°-Eckenfahrt auftretende maximale Bahnfehler konnte mit Hilfe der durchgeföhrten konstruktiven Maßnahmen signifikant um 20 % von 5 µm auf 4 µm vermindert werden.

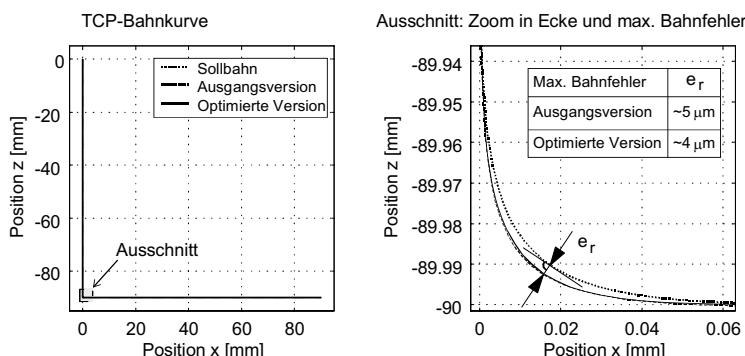


Bild 7.15: Vergleich von Bahnkurve und maximalem Bahnfehler für Ausgangsversion und optimierte Maschinenviante

## 7.7 Erzielte Leistungssteigerung

Abschließend soll eine Zusammenfassung und Ergebnisbewertung der bei der Überarbeitung des Fräsbearbeitungszentrums erzielten Verbesserungen des Maschinenvorhaltens gegeben werden. Dazu stellt Bild 7.16 die als Bewertungskriterien definierten Vergleichskennzahlen der Ausgangsviante und der optimierten Version für die simulierte 90°-Eckenfahrt gegenüber.

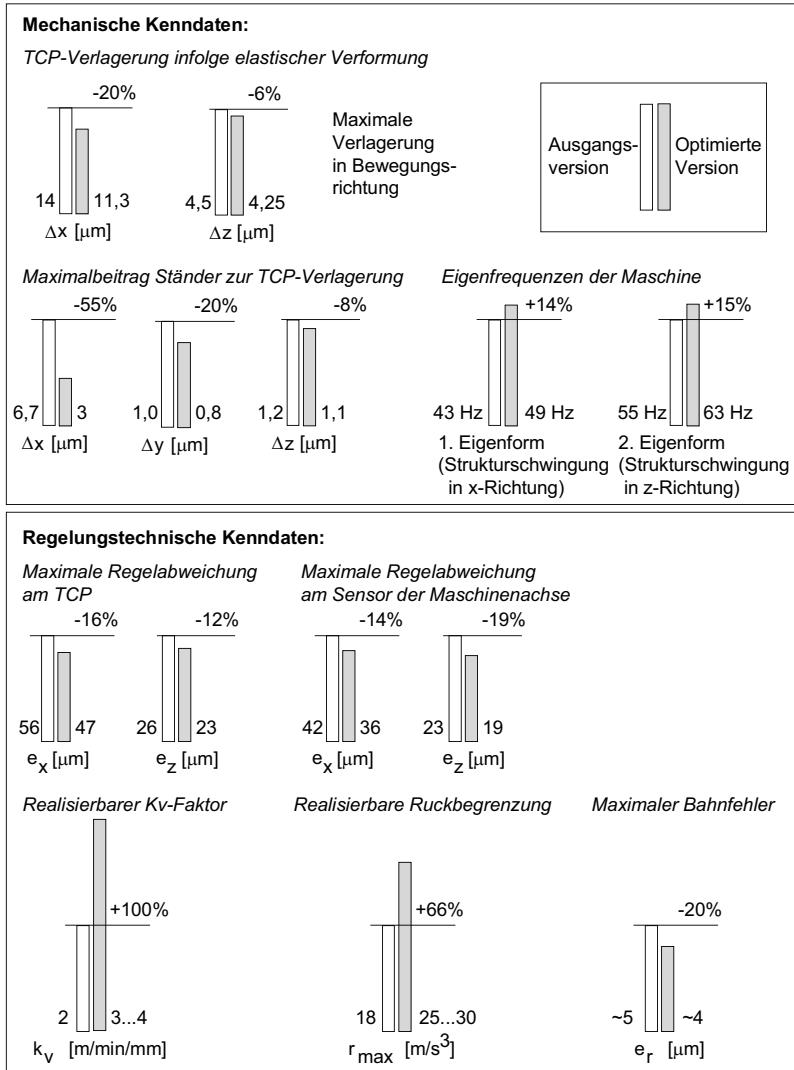


Bild 7.16: Ergebniszusammenfassung der Maschinenüberarbeitung

Die angegebenen mechanischen Kenndaten charakterisieren das statische und dynamische Verhalten der Maschinenstruktur. Mittels der durchgeföhrten konstruktiven Modifikation des Fahrständers konnte die Gesamtsteifigkeit der Maschinenstruktur für die relevanten Belastungsrichtungen entscheidend gesteigert werden. Die aus Gründen der Regelungstechnik wichtigen Werte der Eigenfrequenzen der relevanten untersten Eigenformen konnten ebenfalls, wie angestrebt, nachhaltig erhöht werden.

Die Regelungstechnischen Kenndaten beschreiben die erzielbare Bewegungsdynamik und Regelungsgenauigkeit. Aufbauend auf der erzielten Verbesserung der mechanischen Grunddaten konnten die Bewegungskennwerte ebenfalls deutlich gesteigert werden. So konnte die Lagereglerverstärkung verdoppelt und der Wert der Ruckbegrenzung um über 60 % angehoben werden. Dies liefert einerseits die Voraussetzung, um die nutzbare Bahnvorschubgeschwindigkeit bei gleicher dynamischer Bahngenauigkeit verdoppeln zu können. Zum anderen kann die Maximalbeschleunigung der Antriebsachsen auf wesentlich kleineren Verfahrweglängen als bisher produktiv umgesetzt werden.

Somit kann auf Grundlage der Simulationsuntersuchungen bereits frühzeitig im Entwicklungsprozess abgesichert werden, dass die als Entwicklungsziel vorgegebene Produktivitätssteigerung der Maschine realisiert werden kann. Die überarbeitete Maschinenversion weist deutlich verbesserte Steifigkeitseigenschaften und eine höhere nutzbare Bewegungsdynamik auf. Diese Prognose konnte bei der späteren Erprobung der realen Maschine bestätigt werden.

### 7.8 Bewertung technischer und wirtschaftlicher Aspekte

Als Voraussetzung für eine objektive Bewertung der vorgeschlagenen Vorgehensweise zur gesamtheitlichen Optimierung der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen im Entwicklungsprozess auf Basis der Mehrkörpersimulationsmethode ist neben der technischen Aussagefähigkeit auch das betriebswirtschaftliche Aufwand-/Nutzenverhältnis zu reflektieren.

#### Technische Aussagefähigkeit der Simulationsmethode

Als Grundlage einer Bewertung ist zunächst die Frage nach der prinzipiellen Aussagefähigkeit der vorgeschlagenen Simulationsuntersuchungen zu klären. In diesem Zusammenhang müssen selbstverständlich mögliche Fehler oder Unsicherheiten im Modellbildungsprozess berücksichtigt werden. Hierzu gehören systematische Modellfehler, etwa durch ungeeignete Wahl der Ansatzmoden der flexiblen Körper. Eine weitere Fehlerquelle sind unsichere Parameterwerte. Gerade Parameter zur Beschreibung des Dämpfungs- und Reibungsverhaltens sind aufgrund der Beeinflussung des Phasen- und Amplitudenganges von hoher Bedeutung für eine Dynamiksimulation im Zeitbereich. Die vorhandene Parametersensitivität ist bei der Bewertung der Ergebnisse entsprechend zu berücksichtigen. Es handelt sich hierbei allerdings um ein grundsätzliches Dilemma jeder Modellbildung und Simulation, das in gleicher Weise zu beachten ist, um z. B. die Ergebnisse einer FEM-Analyse auf Plausibilität zu hinterfragen.

Wie anhand der messtechnischen Untersuchungen des betrachteten Anwendungsbeispiels nachgewiesen werden konnte, eignet sich die auf Basis des MKS-Ansatzes entwickelte Simulationsmethodik sehr gut, um das räumliche Bewegungsverhalten einer Werkzeug-

maschine abzubilden. Insbesondere können die dynamischen Wechselwirkungen zwischen den Maschinenkomponenten des geregelten Systems geeignet erfasst werden. Bei adäquatem Modellaufbau kann eine hohe Übereinstimmung von Modell und Realität erreicht werden. Somit kann die Anwendung dieser Simulationsmethodik im Rahmen eines Entwicklungsprozesses auf einer validierten Basis erfolgen.

Vor diesem Hintergrund wird der entwickelten Methodik zur MKS-Simulation der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen eine hohe Aussagefähigkeit in Bezug auf relative Vergleichsaussagen zur Beurteilung konstruktiver Varianten zugesprochen. Dies wird durch die Tatsache unterstützt, dass sich sensible Parameter (z. B. Dämpfung) bei einem Variantenvergleich i. a. nur wenig ändern. Die physikalischen Realitäten werden in qualitativer Hinsicht hinreichend gut erfasst. Insofern ist im Grundsatz auch die absolute Aussagefähigkeit der entwickelten Simulationsmethodik zur exakten Ermittlung und Vorhersage bestimmter Maschineneigenschaften in quantitativer Hinsicht gegeben. Jedoch sind in diesem Zusammenhang die oben angesprochenen Einschränkungen zu beachten. Bei Einsatz des entsprechenden Aufwands zur Modellierung und zur Parameterbeschaffung, etwa durch Modelupdate anhand von Messungen am realen System, kann die quantitative Aussagefähigkeit signifikant verbessert werden.

Um das prinzipielle Potential der Vorgehensweise zur Steigerung der Produktqualität aufzuzeigen, sei an dieser Stelle auf die erzielten Ergebnissen im Rahmen des dargestellten Maschinenentwicklungsprojektes verwiesen (vgl. Bild 7.16).

### **Wirtschaftliche Bewertung**

Eine qualifizierte Bewertung der vorgeschlagenen Methodik zur Mehrkörpersimulation und Optimierung der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen im Entwicklungsprozess setzt eine Abwägung von Aufwand und Nutzen voraus. Da der für das Unternehmen resultierende Nutzen nur bedingt als monetäre Größe beziffert werden kann, wird die Bewertung einschränkend nur auf qualitativer Ebene vorgenommen. Bild 7.17 stellt wesentliche Argumente für einen Aufwand-/Nutzenvergleich gegenüber.

Die Durchführung einer entwicklungsintegrierten MKS-Simulation des Bewegungsverhaltens einer Produktionsmaschine nach dem beschriebenen Vorgehen verursacht beachtenswerte Kosten für Personal sowie für Hard- und Softwarenutzung. Die Höhe dieser Kostenaufwände hängt, abgesehen vom technischen Schwierigkeitsgrad der Entwicklungsaufgabe, vor allem von den unternehmensspezifischen Randbedingungen ab. Dazu zählen die Qualifikation der Mitarbeiter und die informationstechnische Infrastruktur. Diese Kostenfaktoren sollen im folgenden näher erläutert werden:

Eine wichtige Voraussetzung für die erfolgreiche Einbindung von Simulationsuntersuchungen der Bewegungsdynamik des mechatronischen Gesamtsystems in den Entwicklungsprozess einer Produktionsmaschine ist die entsprechende Kompetenz der ausführen-

den Bearbeiter. Neben dem fachlichen Hintergrund in den relevanten Teildisziplinen und dem Verständnis für deren dynamische Interaktion im Gesamtsystem umfasst dies vor allem auch Kenntnisse in der Anwendung von Simulationsprogrammen. Dies macht u.U. Qualifizierungsmaßnahmen wie Schulungen an den Programmsystemen notwendig.

Aufwand	Nutzen
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Zusatzkosten durch Aufbau und Betrieb einer leistungsfähigen IT-Infrastruktur (Hard- und Software)</li> <li>• Hoher Koordinationsaufwand zur Vernetzung der Entwicklungsbereiche</li> <li>• Bedarf an Mitarbeitern mit hoher, multidisziplinärer Kompetenz</li> <li>• Mehraufwand durch Personalqualifizierungsmaßnahmen</li> <li>• Aufwand für Aufbau und Analyse von Simulationsmodellen der Teilsysteme und des Gesamtsystems</li> <li>• Ggf. erforderlicher Beratungsaufwand (extern und intern)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Simulationsmodell als Experimentierplattform: kurze Optimierungsschleifen</li> <li>• Simulation als Voraussetzung zur Entwicklung komplexer mechatronischer Funktionsfeatures</li> <li>• Zielgerichtete Lösungsfindung durch Transparenz der Wirkzusammenhänge</li> <li>• Kompetenzsteigerung der Mitarbeiter</li> <li>• Absicherung der Entwicklungsziele</li> <li>• Geringere Fehler- und Fehlerfolgekosten durch Vermeidung zeit- und kostenintensiver Nachbesserungen am Hardwareprototyp</li> <li>• Minimierung des Abnahme- und Gewährleistungsriskos bei kurzer Time-to-Market</li> <li>• Unterstützung bei der Ursachen-eingrenzung bei Betriebsstörungen</li> <li>• Wettbewerbsvorteile durch verbesserte Produktqualität und -zuverlässigkeit</li> </ul>

Bild 7.17: Gegenüberstellung von Aufwand und Nutzen von Simulationsuntersuchungen der Bewegungsdynamik bei einer Produktionsmaschinen-Entwicklung (in Anlehnung an [SCHNEIDER 2000])

Die Entwicklung einer Produktionsmaschine erfolgt in der Regel durch ein organisatorisch definiertes Entwicklungsteam, dessen Mitglieder mit ihrem Wissensspektrum alle bzw. möglichst viele der relevanten Teilespekte abdecken. Hierzu zählen u. a. Konzeption, mechanische Konstruktion, Antriebsprojektierung, Steuerungsentwicklung sowie fertigungstechnische Planung und Kostenüberwachung. Die Simulationsuntersuchungen des Bewegungsverhaltens sind dabei als Teilprozess in das Termin- und Ressourcenmanagement des gesamten Entwicklungsprozesses einzubinden. Neben dem eigentlichen Personalaufwand zur Durchführung der Simulationsuntersuchungen ist zusätzlich ein nicht zu unterschätzender Koordinationsaufwand zur Abstimmung mit den anderen Entwicklungsbereichen zu veranschlagen.

Die in diesem Bericht beschriebene Prozesskette setzt eine informationstechnische Infrastruktur voraus, die den Einsatz der benötigten hochentwickelten CA-Systeme (3D-CAD, FEM, MKS, ...) auf leistungsfähigen Rechnersystemen ermöglicht. Die Bereitstellung bedeutet für das entwickelnde Unternehmen ein hohes finanzielles Engagement für Anschaffungs- und laufende Nutzungskosten für Hard- und Software. Falls diese Kosten im Vergleich zum Bedarf bzw. zur Auslastung ungerechtfertigt erscheinen, ist der Zugriff auf externe Dienstleistungen in Betracht zu ziehen.

Um im produktiven, industriellen Einsatz akzeptable Durchlaufzeiten für Modellerstellung, Berechnung und Postprocessing zu gewährleisten, ist der Zugriff auf leistungsfähige Rechnersysteme notwendig. Neben hinreichender 3D-Grafik- und Numerikperformance sind vor allem auch ausreichende Speicherkapazitäten für Modell- und Ergebnisdaten zu berücksichtigen. So wurde für die MKS-Simulation der betrachteten 90°-Eckenfahrt des Fräsbearbeitungszentrums mit einer Realzeitdauer von 1,8 s auf einer leistungsfähigen UNIX-Workstation (Silicon Graphics Octane, MIPS RISC R12000-CPU, 300 MHz, 2 GB RAM) eine Berechnungszeit von 600 sec benötigt. Zu dieser reinen Berechnungszeit sind allerdings noch vergleichbare Zeittanteile für die Modellanpassung für den Simulationslauf und das Postprocessing hinzuzurechnen (vgl. auch [REINHART & FELDMANN 1997]).

Zum Aufbau des mechatronischen Gesamtmodells der Maschine werden Informationen bzw. Modellbeschreibungen der relevanten Teilsysteme der Maschine benötigt. Der hierzu notwendige Zusatzaufwand kann deutlich reduziert werden, wenn soweit wie möglich auf Simulationsmodelle zurückgegriffen werden kann, die ohnehin in vorhergehenden Arbeitsschritten bei der Gestaltung der Teilsysteme erstellt wurden. Allerdings ist in Bezug auf den Modelldatenaustausch zwischen CAE-Applikationsprogrammen auf den bislang unzureichenden Leistungsstand der verfügbaren Schnittstellenstandards bzw. Interfaces hinzuweisen. Dies macht nach wie vor einen unbefriedigend hohen Zeitaufwand für diese Schritte erforderlich. Eine eigenständige Problematik stellt in diesem Zusammenhang die Integration von Berechnungsfunktionalitäten in 3D-CAD-Systeme dar, die derzeit noch nicht alle Anforderungen zufriedenstellend abdecken.

Den genannten Aufwandsfaktoren steht ein umfangreiches Nutzenpotential gegenüber, das aktiviert werden kann, um Ergebnis und Effizienz des Entwicklungsprozesses nachhaltig zu verbessern (vgl. Bild 7.17). Der Einsatz von Simulationsmethoden im Entwicklungsprozess ermöglicht es grundsätzlich, die Produkteigenschaften frühzeitig an einem virtuellen Prototypen zu überprüfen und in kurzen Iterationsschleifen zu optimieren. Dies erlaubt es, das Entwicklungsrisiko zu vermindern und damit auch mögliche Fehler- und Fehlerfolgekosten zu vermeiden. Insgesamt trägt dies dazu bei, die Produktentstehungszeiten zu verringern, wodurch das entwickelnde Unternehmen befähigt wird, mit kurzen Innovationszyklen flexibel am Markt zu agieren.

---

## **8 Zusammenfassung und Ausblick**

### **Zusammenfassung**

NC-Werkzeugmaschinen stellen einen entscheidenden Schlüsselfaktor der Produktionstechnik dar. Sie sind charakteristische Beispiele technologisch komplexer Produktsysteme, deren Entwicklung unter enormem Innovations-, Zeit- und Kostendruck stattfindet. Sich verschärfende Kundenanforderungen nach gesteigerter Maschinenproduktivität verlangen die Erhöhung der Maschinendynamik bei gleichzeitiger Steigerung der Bewegungspräzision. Aus Gründen der Physik nimmt dabei der Einfluss der Bewegungsdynamik und der dynamischen Wechselwirkungen zwischen den Maschinenkomponenten, der Steuerung und dem Bearbeitungsprozess auf die erzielbare Bearbeitungsleistung und -qualität erheblich zu. Ferner muss Beachtung finden, dass moderne NC-Werkzeugmaschinen infolge der technologischen Entwicklung als typische Vertreter mechatronischer Systeme zu charakterisieren sind, deren Gesamtfunktion aus dem intensiven Zusammenwirken von Funktionselementen aus Mechanik, Elektrotechnik/Elektronik und Informationstechnik resultiert. Um die Leistungsfähigkeit zukünftiger Maschinengenerationen entsprechend den wachsenden Anforderungen des Marktes steigern zu können, ist daher eine integrative Betrachtung von Werkzeugmaschinen als Gesamtsysteme notwendig. Somit stellen sich neue Herausforderungen an die Produktentwicklung hochdynamischer Maschinenentwürfe, die in zukünftigen Entwicklungsprozessen zielführend und effizient umzusetzen sind.

Ziel dieser Arbeit ist daher die Entwicklung von Vorgehensmethoden und Werkzeugen, zur zielgerichteten Unterstützung der Analyse und Optimierung des systemdynamischen Bewegungsverhaltens von NC-Werkzeugmaschinen im rechnergestützten Entwicklungsprozess. Die Darstellung der erarbeiteten Ergebnisse erfolgt am Beispiel spanender Werkzeugmaschinen für Fräsbearbeitungen, wobei konventionelle Maschinenkinematiken mit orthogonalen Linearachsen betrachtet werden. Die vorgestellten Ansätze können jedoch sinngemäß auf ähnlich gelagerte Anwendungsbereiche übertragen werden.

Zur Umsetzung der übergeordneten Zielsetzung werden zwei Teilziele verfolgt:

Als erstes Teilziel der Arbeit werden Ansätze und Methoden zum Aufbau dynamischer Simulationsmodelle des Maschinenverhaltens bei großräumigen Verfahrbewegungen auf Basis der Mehrkörpersystem-Simulation (MKS) entwickelt. Die konzipierte Modellstruktur berücksichtigt die räumliche Trägheit, Elastizität und Dämpfung der mechanischen Gestellkomponenten und Führungssysteme, die Dynamik der Vorschubantriebe, die NC-Bewegungssteuerung, die Lageregelkreise sowie spanende Bearbeitungsprozesse. Zur Abbildung des strukturdynamischen Verformungsverhaltens der Gestellkomponenten werden diese im MKS-Modell durch Einbindung von Finite-Elemente-Daten (FEM) als flexible

Körper abgebildet. Auf diese Weise können das systemdynamische Verhalten und die interessierenden Wechselwirkungen und Nichtlinearitäten der Maschinenkomponenten geeignet erfasst werden.

Zur Einordnung der Simulations- und Optimierungsschritte des Maschinenverhaltens in einen übergeordneten, mechatronikgerechten Entwicklungsprozess wird ein grundsätzliches Vorgehenskonzept formuliert, dessen grundlegenden Ausgangspunkt die Betrachtung einer Werkzeugmaschine als mechatronisches Gesamtsystem bildet.

Ferner wurden Methoden und Rechnerwerkzeuge entwickelt, um die Ergebnisdaten der MKS-Simulation aufzubereiten und daraus für das Entwicklungsteam verwertbare Kenngrößen abzuleiten. Die Simulationsanalyse des Maschinengesamtverhaltens erlaubt somit eine nutzbringende Erweiterung und sinnvolle Ergänzung der bestehenden Möglichkeiten zur Bewertung und gesamtheitlichen Optimierung eines Maschinenentwurfs im Entwicklungsprozess. Entscheidungen über Ansatzpunkte, Umfang und Zielrichtung für optimierende Modifikationen können wesentlich fundierter getroffen werden, als dies bei ausschließlicher Verwendung konventioneller Methoden möglich ist. Dies betrifft sowohl die konstruktive Ausführung des mechanischen Gestellaufbaus und der Antriebe als auch die maschinennahe Informationstechnik in Gestalt von NC-Bewegungsführung und Achsregelung.

Als zweites Teilziel der vorliegenden Arbeit werden Lösungswege aufgezeigt, um die Arbeitsschritte zur Modellbildung und Simulation der Bewegungsdynamik mit hoher Effizienz und Durchgängigkeit in einen rechnergestützten Entwicklungsprozess einer Werkzeugmaschine einzubinden. Dazu werden problemangepasste Methoden zum Aufbau des mechatronischen Maschinenmodells unter Einsatz kommerziell verfügbarer CAx-Systeme in einer 3D-CAD-basierten Prozesskette beschrieben. Zu deren Umsetzung wird die Verfügbarkeit einer vernetzten Produktentwicklungsumgebung vorausgesetzt, innerhalb der die benötigten CAD/CAE-Systeme bereitgestellt werden. Als Basis der Produktmodellierung dient ein parametrisches, featurebasiertes 3D-CAD-System. Die benötigten MKS- und FEM-Modelle von Maschine und flexiblen Körpern werden weitgehend konsistent aus der CAD-Datenbasis heraus abgeleitet. Als wichtiger Aspekt werden daher die Möglichkeiten und Restriktionen der Vernetzung der geometrischen Gestaltung im 3D-CAD-System mit der Erstellung der funktionsorientierten MKS- und FEM-Berechnungsmodelle untersucht.

Anhand eines Praxisbeispiels wird eine Evaluierung und Verifizierung der entwickelten Methoden vorgenommen. Dazu werden deren Anwendung zur Steigerung der dynamischen Leistungseigenschaften eines Fräsbearbeitungszentrums und die erzielten Resultate dargestellt. In einer abschließenden Bewertung werden Aufwand und Nutzen der entwickelten Methoden gegeneinander abgewogen.

---

Dabei konnte nachgewiesen werden, dass die Einbindung von Simulationsuntersuchungen der Bewegungsdynamik des Gesamtsystems in die rechnergestützte Entwicklung einer Werkzeugmaschine wertvolle Nutzenpotentiale offeriert. Neben der Leistungssteigerung des dynamischen Maschinenverhaltens wird gleichzeitig die Absicherung der Entwicklungsziele verbessert. Allerdings ist die Durchführung entsprechender Simulations- und Optimierungsschritte mit einem zusätzlichen wirtschaftlichen Aufwand verbunden, der die kalkulierbaren Kosten einer Maschinenentwicklung zunächst erhöht. Dieser Zusatzaufwand im Entwicklungsprozess rechnet sich dann, wenn entweder Folgeaufwendungen in späteren Phasen der Produktentstehung vermieden werden, oder dadurch der Zeitraum der Produktentstehung insgesamt verkürzt werden kann, oder wenn aus den gesteigerten Leistungseigenschaften Wettbewerbsvorteile erzielbar sind, die einen höheren Produkterfolg ermöglichen.

## Ausblick

Für zukünftige Generationen leistungsgesteigerter Produktionsmaschinen mit hoher Bearbeitungsgenauigkeit und Dynamik kann als Folge der technischen Entwicklung eine weitere Erhöhung des mechatronischen Integrationsgrades erwartet werden. Damit lässt sich für den Entwicklungsprozess eine wachsende Bedeutung von Simulationsanalysen des geregelten Bewegungsverhaltens der Gesamtmaschine prognostizieren. Entsprechende Untersuchungen sind immer dann angezeigt, wenn bisherige geometrisch-physikalische Dimensionsbereiche und Maschinenkonzepte verlassen werden. Das trifft also nicht nur für eine noch weitergehende Steigerung der Bewegungsdynamik oder den Einsatz innovativer Kinematiken zu, sondern auch bei Entwicklungsvorhaben im Bereich der Mikrobearbeitungsmaschinen.

Die Beherrschung entsprechender Technologien zur simulationsgestützten Optimierung der Maschineneigenschaften in unterschiedlichen Verhaltenbereichen kann somit als eine wettbewerbsentscheidende Voraussetzung für die Entwicklung von Hochleistungs-Werkzeugmaschinen der nächsten Generation angesehen werden. Dies wird heute schon augenfällig bei der Situation im Bereich der Parallelkinematiken, kann aber genauso auf Maschinen mit konventioneller kartesischer Kinematik übertragen werden. Auch bei diesen Maschinen wird der nächste Entwicklungsschritt zur weiteren Steigerung der Bearbeitungsgenauigkeit bei hochdynamischen Bewegungskennwerten den Einsatz komplexer, achsübergreifender Steuerungs- und Regelungskonzepte erfordern.

---

## 9 Literaturverzeichnis

[ADOLF U. A. 1999]

Adolf, H.; Dammer, M.; Jungnickel, G.; Weißenberger, M.: *Integration von Gestaltung und Berechnung bei der Produktionsmaschinen-Entwicklung*. Konstruktion 51 (1999) 10, S. 19-26.

[ALBERTZ 1995]

Albertz, F.: *Dynamikgerechter Entwurf von Werkzeugmaschinen-Gestellstrukturen*. iwb-Forschungsberichte, Bd. 93. Berlin: Springer, 1995.

[ANDERL 1992]

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

[ANDERL U. A. 1998]

Anderl, R.; Encarnaçao, J. L.; Rix, J. (Hrsg.): *Tele-CAD: Produktentwicklung in Netzwerken*. Tagungsband GI-Fachtagung CAD '98, Darmstadt: 1998.

[ANGERBAUER U. A. 1996]

Angerbauer, R.; Gronbach, H.; Hohenadel, J.: *Schneller zur betriebsbereiten Maschine*. wt-Produktion und Management 86 (1996), S. 32-36.

[ANYSIM 1998]

AnySIM Simulationssysteme GmbH: *AnySIM-NC Handbuch*. Aschheim/München, 1998.

[ASHLEY 1997]

Ashley, S.: *Getting a hold on mechatronics*. Mechanical Engineering Magazin, May 1997. ASME International, 1997.

[BATHE 1990]

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

[BEITZ 1990]

Beitz, W.: *Konstruktionsleitsystem als Integrationshilfe*. VDI-Berichte 812, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1990.

[BENDER 1998]

Bender, K.: *Software – Technologietreiber für den Maschinenbau*. Maschinenbau-Nachrichten, Nr. 09/1998. Frankfurt/Main: VDMA, 1998.

[BEUTNER U. A. 1998]

Beutner, E.; Liebermann, H.; Neukirchner, H.; Waubke, S.: *Modellierung und Simulation – Ihre Rolle im Prozess der virtuellen Produktentwicklung*. VDI Berichte Nr. 1411, S. 405-435. Düsseldorf: Springer-VDI-Verlag, 1998.

[BERKEMER 1997]

Berkemer, J.: *Simulation von Werkzeugmaschinen unter Berücksichtigung der Antriebsregelung*. In: Tagungsband zum XXIV. FEM-Kongress Baden-Baden 17.-18.11.1997, S. 171-184.

[BIANCHI U. A. 1996]

Bianchi, G.; Paolucci, F.; Van den Braembussche, P.; Van Brussel, H.: *Toward virtual engineering in machine-tool design*. Annals of the CIRP Vol. 45 (1996) 1, p. 381-384.

[BOER U. A. 1997]

Boer, C. R.; Bianchi, G.; Molinari-Tosatti, L.; Jovane, F.: *An integrated methodology for the design of parallel kinematic machines (PKM)*. Annals of the CIRP Vol. 46 (1997) 2, p. 341-345.

- 
- [BRANDENBERGER 1996]  
Brandenberger, U.: *Simulation von elastischen Mehrkörpersystemen durch Kopplung des MKS-Programmes ADAMS mit dem FEA-Programm ANSYS*. VDI Berichte Nr. 1285, S. 473-493. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1996.
- [BREMER 1988]  
Bremer, H.: *Dynamik und Regelung mechanischer Systeme*. Stuttgart: Teubner, 1988.
- [BREMER & PFEIFFER 1992]  
Bremer, H.; Pfeiffer, F.: *Elastische Mehrkörpersysteme*. Stuttgart: Teubner, 1992.
- [BUGERT U.A. 1998]  
Bugert, T. u. a.: *Parametrik im Produktentstehungsprozess*. CAD-CAM Report Nr. 10 (1998), S. 86-91.
- [BULLINGER & WARSCHAT 1996]  
Bullinger, H.-J.; Warschat, J.: *Concurrent Simultaneous Engineering Systems*. Berlin: Springer, 1996.
- [BÜHRLE 1996]  
Bürkle, P.: *Zur dynamischen Simulation motorgetriebener Mehrkörpersysteme*. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 20, Nr. 231. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1996.
- [CADSI 1995]  
CADSI Inc.: *DADS/Pro Usersguide Rev. 3.0.*, Coralville, IA/USA: 1995.
- [CADSI 1996]  
CADSI Inc.: *DADS/Flex Manual Rev. 8.5*, Coralville, IA/USA: 1996.
- [CERETTI U. A. 1995]  
Ceretti, E.; Maccarini, G.; Cotta-Ramusino, F.; Milani, L.: *Mit FEM Schwingungsstabilität neu bestimmen*. Werkstatt und Betrieb Bd. 128 (1995) 5, S. 356-360.
- [DABERKOW 1993]  
Daberkow, A.: *Zur CAD-gestützten Modellierung von Mehrkörpersystemen*. Fortschrittberichte VDI, Reihe 20, Nr. 80. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1993.
- [DABERKOW 1997]  
Daberkow, A.: *Featurebasierte Modellierung zur CAD-integrierten Bewegungssimulation mechanischer Systeme*. VDI-Berichte 1315, 1997, S. 257-278.
- [DAI & REINDL 1996]  
Dai F., Reindl P.: *Enabling Digital Mock-Up with Virtual Reality Techniques - Vision, Concept, and Demonstrator*. ASME Design for Manufacturing Conferences, August 18-22, 1996, Irvine, CA, USA.
- [DIETZ 1999]  
Dietz, S.: *Vibration and Fatigue Analysis of Vehicle Systems Using Component Modes*. Diss. TU Berlin, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 401 (1999).
- [DIN 636]  
DIN 636: *Linear-Wälzlager: Dynamische und statische Tragzahlen*. Berlin: Beuth, 1993.
- [DIN 6580]  
DIN 6580: *Begriffe der Zerspantechnik: Bewegungen und Geometrie des Zerspanvorganges*. Berlin: Beuth, 1985.
- [DIN 66025]  
DIN 66025: *Programmaufbau für numerisch gesteuerte Arbeitsmaschinen*. Teil 1 bis 3. Berlin: Beuth, 1983.

[DIN 66215]

*DIN 66215: CLDATA-Programmierung numerisch gesteuerter Arbeitsmaschinen.* Berlin: Beuth, 1974.

[DORN U. A. 1996]

Dorn, R.; Pretscher, A.; Schulze, K.-P.: *Ein Beitrag zur Modellierung und Simulation mechatronischer Systeme.* VDI-Berichte 1282, S. 345-355. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1996.

[DÜRR U. A. 1995]

Dürr, R.; Neerpasch, U.; Schiehlen, W. O.; Witte, L.: *Mechatronik und STEP – Standardisierung eines neutralen Datenformats in STEP für die Simulation mechatronischer Systeme.* In: *Produktdaten Journal*, Nr. 2. Darmstadt: ProSTEP GmbH, 1995.

[EICH-SOELLNER & FÜHRER 1998]

Eich-Soellner, E.; Führer, C.: *Numerical Methods in Multibody Dynamics.* Stuttgart: Teubner, 1998.

[EISELE 1931]

Eisele, F.: *Dynamische Untersuchungen des Fräsvorgangs.* Berlin: VDI-Verlag, Bericht über betriebswiss. Arbeiten, Bd. 7, (Dissertation TH Stuttgart), 1931.

[EHRLENSPIEL & WOLFRAM 1993]

Ehrlenspiel, K.; Wolfram, M.: *Design Concurrent Calculation in CAD-System Enviroment.* In: Guichelaar, P. (Ed.): Proc. of the 1993 ASME National Engineering Conference, Chicago (USA), 9./10.3.1993; 1993, S. 63-67. (DE-Vol. 52).

[EHRLENSPIEL 1995]

Ehrlenspiel, K.: *Integrierte Produktentwicklung.* München: Hanser, 1995.

[ERKORKMAZ & ALTINTAS 1998]

Erkorkmaz, K.; Altintas, Y.: *High Speed Contouring Control Algorithm for CNC Machine Tools.* MED-Vol. 8, Proceedings of the ASME Manufacturing Science and Engineering Division, 1998, p. 463-469.

[EUBERT 1992]

Eubert, P.: *Digitale Zustandsregelung elektrischer Vorschubantriebe.* iwb-Forschungsberichte, Bd. 51. Berlin: Springer, 1992.

[EVERSHEIM U. A. 1998]

Eversheim, W.; Schernikau, J.; Niemayer, R.: *Mechatronik – Konsequenzen einer Technologieintegration.* VDI-Z 140 (1998) Nr. 11/12, S. 24-26.

[EVERSHEIM & SCHENKE 1999]

Eversheim, W.; Schenke, F.-B.: *Das Virtuelle Produkt – Hilfsmittel zur effizienten Produktgestaltung.* wt Werkstattstechnik 89 (1999) H. 3, S. 73-77.

[FAUSER 1997]

Fauser, M.: *Steuerungstechnische Maßnahmen für die Hochgeschwindigkeits-Bearbeitung – Geometriedatenverarbeitung auf der Basis von Splines und bandbegrenzende Führungsgrößen-Erzeugung.* Aachen: Shaker, 1997. Zugl.: Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 1997.

[FEINAUER 1998]

Feinauer, A.: *Dynamische Maschineneinflüsse auf die Werkstückqualität beim Hochgeschwindigkeitsfräsen.* Dissertation Univ. Stuttgart, 1998.

[FINKE 1977]

Finke, R.: *Berechnung des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen.* Dissertation RWTH Aachen 1997.

- 
- [HABERFELLNER U. A. 1997]  
Haberfellner, R.; u. a.: *Systems Engineering – Methode und Praxis*. 9. Aufl. Zürich: Verlag Industrielle Organisation 1997.
- [GAO 2000]  
Gao, H.: *Erhöhung der dynamischen Bahngenaugigkeit durch ganzheitliche Optimierung am Beispiel einer Linearmotorfräsmaschine*. Aachen: Shaker, 2000. Zugl.: Darmstadt: Techn. Univ., Diss., 1999.
- [GAUSEMEIER U. A. 1996]  
Gausemeier, J.; Hahn, M.; Schneider, W.: *Kooperatives Modellieren auf Basis transienter Objekte*. Tagungsband CAD'96, DFKI Kaiserslautern, 7.-8. März 1996.
- [GAUSEMEIER U. A. 1999]  
Gausemeier, J.; Grasmann, M.; Kespoli, H.D.: *Verfahren zur Integration von Gestaltungs- und Berechnungssystemen*. VDI-Berichte 1487, 1999, S. 71-87.
- [GOLDSTEIN 1999]  
Goldstein, B.: *Modellgestützte Geschäftsprozessgestaltung in der Produktentwicklung*. iwb Forschungsberichte Bd. 123, München: Utz-Verlag Wissenschaft, 1999.
- [GRABOWSKI & RUDE 1990]  
Grabowski, H.; Rude, S.: *Methodisches Entwerfen auf Basis zukünftiger CAD-Systeme*. VDI-Berichte 812. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1990.
- [GRABOWSKI U. A. 1993]  
Grabowski, H.; Anderl, R.; Polly, A.: *Integriertes Produktmodell*. Berlin: Beuth, 1993.
- [GRABOWSKI U. A. 2000]  
Grabowski, H.; Lossak, R.-S.; Huang, M.: *Integrierte Konstruktionsumgebung für mechatronische Produkte*. Industrie Management 16 (2000) 1, S. 39-42.
- [GROß 1981]  
Groß, H.: *Elektrische Vorschubantriebe für Werkzeugmaschinen*. Siemens AG: Berlin, 1981.
- [GROßMANN 1991]  
Großmann, K.: *Dynamische Verhaltensanalyse an spanenden Werkzeugmaschinen*. TU Dresden: Habilitation, 1991.
- [GROßMANN U. A. 1995]  
Großmann, K.; Schindler, J.; Schreiber, U.: *Simulation geregelter Werkzeugmaschinenantriebe*. VDI-Berichte 1220, 1995.
- [GROßMANN & JAEGER 1998]  
Großmann, K.; Jaeger, R.: *Die thermische Bewertung des Maschinenentwurfs in der Konzeptphase*. Konstruktion 50 (1998) 6, S. 32-34.
- [GUNDEL U. A. 1996]  
Grundel, Ch.; Iberle, F.; Schelberg, H.-J.; Schreiner, P.: *Parallele Projektierung von Werkzeugmaschinenkomponenten*. wt-Produktion und Management 86 (1996), S. 37-40.
- [HAHN U. A. 1997]  
Hahn, M.; Lückel, J.; Wittler, G.: *Eine Entwurfsmethodik für mechatronische Systeme*. Magdeburger Maschinenbau - Entwicklungsmethoden und Entwicklungsprozesse im Maschinenbau, 10.-12.9.1997.
- [HARASHIMA U. A. 1995]  
Harashima, F.; Tomizuka, M.; Fukuda, T.: *Mechatronics – What is it, why and how? An editorial*. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics 1 (1995) 1, S. 1-4.

[HEIDENHAIN 1999]

Dr. Johannes Heidenhain AG: *Kreuzgitter-Messgeräte KGM 181, KGM 182 - Technisches Handbuch*. Traunreut, 1999.

[HEINEMANN & PAPIERNIK 1998]

Heinemann, G.; Papiernik, W.: *Hochdynamische Vorschubantriebe mit Linearmotoren*. VDI-Z Special Antriebstechnik April'98 (1998), S. 26-33.

[HEISEL U. A. 1996]

Heisel, U.; Gringel, M.; Maier, V.; Schott, S.; Ziegler, F.: *Methoden zur Leistungssteigerung in der HSC-Technik*. Maschinenmarkt 102 (1996) 23, S. 58-63.

[HERGET 1995]

Herget, T.: *Simulation und Messung des zeitlichen Verlaufs von Zerspankraftkomponenten beim Hochgeschwindigkeitsfräsen*. Dissertation, TH Darmstadt. München: Hanser, 1995.

[HÖHNE U. A. 1996]

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

[INA 1999]

INA Lineartechnik oHG: *Linearführungen*. Homburg/Saar: 1999.

[INTEC 1999A]

Intec GmbH: *SIMPACK - Benutzerhandbuch*. Weßling/Oberpfaffenhofen: 1999.

[INTEC 1999B]:

Intec GmbH: *ProSIM-Schnittstelle zwischen dem CAD-Programm Pro/ENGINEER und dem Simulationsprogramm SIMPACK*. Weßling/Oberpfaffenhofen: 1999.

[ISERMANN 1996]

Isermann, R.: *Mechatronische Systeme – Eine Einführung*. VDI-Berichte 1282, S. 301-315. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1996.

[ISERMANN 1998]

Isermann, R.: *Mechatronik-Entwicklungen für Maschinen und Geräte*. atp – Automatisierungstechnische Praxis 40 (1998) 6, S. 40-49.

[ISO 10303]

*ISO DIS 10303: Industrial Automation Systems, Produkt Data Representation and Exchange*. Genf: International Organization for Standardization, 1992ff.

[ISPAYLAR 1996]

Ispaylar, M. H.: *Betriebseigenschaften von Profilschienen-Wälzführungen*. RWTH Aachen: Dissertation, 1996.

[KALLENBACH U. A. 1997]

Kallenbach, E.; Birli, O.; Saffert, E.; Schäffel, Chr.: *Zur Gestaltung integrierter mechatronischer Produkte*. VDI Berichte Nr. 1315, S. 1-14. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1997.

[KAISER 1998]

Kaiser, A.: *STEP, IGES und VDAFS im Vergleich*. CAD-CAM-Report Nr. 10 (1998), S. 34-44.

[KAISER 1997]

Kaiser, J.: *Vernetztes Gestalten von Produkt und Produktionsprozeß mit Produktmodellen*. iwb-Fortschrittberichte Bd. 111, München: Utz, 1997, (zugl. TU München, Diss. 1996).

[KAISER 2000]

Kaiser, J.: *Arbeitsteilung zwischen CAD-, PDM-, und PPS-Systemen*. CAD-CAM-Report Nr. 3 (2000), S. 80-86.

- 
- [KAUFELD 1996]  
Kaufeld, M.: *Maschinenkonzepte zum Hochgeschwindigkeits-Fräsen*. Werkstatt und Betrieb 129 (1996) 1-2, S. 55-60.
- [KIENZLE & VICTOR 1952]  
Kienzle, O.; Victor, H.: *Die Bestimmung von Kräften und Leistungen an spanenden Werkzeugen und Werkzeugmaschinen*. VDI-Z 94 (1952) 11-12, S. 299-305.
- [KLENK 1997]  
Klenk, R.: *Rechnerwerkzeuge im Entwicklungs- und Applikationsprozess der Werkzeugmaschinen*. In: Milberg, J.; Reinhart, G. (Hrsg.): *Mit Schwung zum Aufschwung*. Landsberg/Lech: mi-Verlag Moderne Industrie, 1997. S. 155-171.
- [KLOSE U. A. 1997]  
Klose, J.; Römer, S.; Steger, W.; Zetsche, T.: *Methode zur Integration von Berechnungsverfahren in Konstruktionssysteme*. In: *Neue Generation von CAD/CAM-Systemen*, VDI-Berichte Bd. 1357. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1997.
- [KNOLL U. A. 1992]  
Knoll, G. u. a.: *Simulation der Dynamik elastischer Kurbelwellen unter Berücksichtigung der Grundlagersteifigkeit sowie der hydrodynamischen Schmierfilmreaktion*. VDI Berichte Nr. 1007, S. 137-162. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1992.
- [KOLEV & ZIMMERMANN 1999]  
Kolev, E.; Zimmermann, K.: *Optimierung schwingungsfähiger Systeme in der Entwurfsphase – Integration von Gestaltung und Berechnung*. Konstruktion 51 (1999) H1/2. S.33-35.
- [KONSTRUKTION U. ENGINEERING 1998]  
N.N.: *Wieviel Luft steckt noch im Engineering?* Konstruktion und Engineering (1998) H. 3, S. 3.
- [KÖNIG U. A 1982]  
König, W.; Essel, K.; Witte, L.: *Spezifische Schnittkraftwerte für die Zerspanung metallischer Werkstoffe*. Düsseldorf: Stahleisen, 1982.
- [KORTÜM & SHARP 1993]  
Kortüm, W.; Sharp, R.S. (Ed.): *Multibody Computer Codes in Vehicle System Dynamics*. Supplement to Vehicle System Dynamics, Vol. 22. Amsterdam: Swets & Zeitlinger, 1993.
- [KORTÜM & LUGNER 1994]  
Kortüm, W.; Lugner, P.: *Systemdynamik und Regelung von Fahrzeugen*. 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.
- [KRAUSE 1997]  
Krause, F.-L.: *Auf dem Weg zur virtuellen Produktentwicklung*. VDI-Berichte Nr. 1357, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1997, S. 17-33.
- [KREIDLER 1996]  
Kreidler, V.: *Integrierte CAD-CAM-CNC-Technologie zur Regelung konstanter Zerspanungsbedingungen bei der Hochgeschwindigkeits-Fräsbearbeitung*. In: Schulz, H. (Hrsg.): *Präzise bearbeiten mit hohen Geschwindigkeiten*. TH Darmstadt, 1996.
- [KREUZER U. A. 1994]  
Kreuzer, E.J.; Lugtenburg, J.-B.; Meißner, H.-G.; Truckenbrodt, A.: *Industrieroboter*. Berlin: Springer, 1994.

[LENSSEN & SARFERT 1994]

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

[LEWIS 1995]

Lewis, H. W.: *Höhere Produktivität und Genauigkeit durch Hochgeschwindigkeitsbearbeitung*. Werkstatt und Betrieb 128 (1995) 5, S. 369-375.

[LI 1992]

Li, H.: *Analytische und experimentelle Untersuchungen des dynamischen Stirnplanfräsprozesses mit Hilfe der Rechnersimulation im Zeitbereich*. Reihe: Produktionstechnik – Berlin, Bd. 114, München: Hanser, 1992.

[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. VDI-Berichte 1357, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1997, S. 227-241.

[LIU 1998]

Liu, Z.: *Bildung und Korrektur eines schwingungstechnischen Modells von Werkzeugmaschinen*. Fortschritt.-Ber. VDI Reihe 1 Nr. 300, Düsseldorf: VDI Verlag, 1998.

[LUKAS U. A. 1998]

Lukas, U. v.; Krautstein, T.; Schultz, R.; Stork, A.; Widmer, H.J.: *Einführung von Telekooperationstechniken in der Produktentwicklung*. In: Anderl, R.; Encarnaçao, J. L.; Rix, J. (Hrsg.): Proc. GI-Fachtagung CAD'98 "Tele-CAD - Produktentwicklung in Netzwerken", Darmstadt. Berlin: ProduServ GmbH Verlagsservice, 1998. S. 306-315.

[LUTZ & SPERLING 1997]

Lutz, P.; Sperling, W.: *OSACA - the Vendor Neutral Control Architecture*. In: Fichtner, D. (Hrsg.): Facilitating Deployment of Information and Communications Technologies. Proc. of the Conference on Integration in Manufacturing. Dresden, Sept. 24-26, 1997, pp. 247-256.

[LÜCKEL & WALLASCHEK 1997]

Lückel, J.; Wallaschek, J.: *Functional Modelling and Simulation in Mechanical Design and Mechatronics*. 2<sup>nd</sup> MATHMOD, Technical University of Vienna, Feb. 5-7, 1997.

[MAKAROV 1998]

Makarov, A.: *Regelungstechnik und Simulation*. Braunschweig: Vieweg, 1998.

[MAKKONEN 1999]

Makkonen, P.: *Framework for Modular Multi Body Systems Model for Kinematic and Elastic Dynamic Simulation of Parallel Robots*. ICED'99, Aug. 24-26, 1999, Munich, Vol. 3, p. 1877.

[MDI 1995A]

*Mechanism/Pro Usersguide*. MDI Inc.: Ann Arbor MI/USA. 1995.

[MDI 1995B]

*ADAMS/FEA Reference Manual*. MDI Inc.: Ann Arbor MI/USA. 1997.

[MEERKAMM & WEBER 1991]

Meerkamm, H.; Weber, A.: *Konstruktionssystem mfk - Integration von Bauteilsynthese und Analyse*. VDI-Berichte 903. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1991.

[MEIER & KREUSCH 1998]

Meier, H.; Kreusch, K.: *CNC-Test an virtuellen Werkzeugmaschinen*. ZWF 93 (1998) 9, S. 415-417.

- 
- [MEITINGER 1997]  
Meitinger, T.: *Dynamik automatisierter Montageprozesse*. Diss., TU München, 1997.
- [MERTENS 1998]  
Mertens, H.: *Aussagegüte und Zeitaufwand - Kriterien zur Auswahl von Berechnungsmethoden im Konstruktionsprozess*. VDI-Berichte 1442. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998.
- [MERTENS 1999]  
Mertens, H.: *DFG-Schwerpunktprogramm „Innovative rechnerunterstützte Konstruktionsprozesse – Integration von Gestaltung und Berechnung“*. VDI-Berichte 1487, S. 13-30. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1991.
- [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.
- [MIU 1993]  
Miu, D.K.: *Mechatronics*. Berlin: Springer, 1993.
- [MUTH U. A. 1998]  
Muth, M.; Vajna, S.; Sander, R.; Obinger, F.: *Einsatz der Parametrik in der Produktentwicklung*. VDI-Z 140 (1998) Special C-Techniken März 1998, S. 38-41.
- [MYONG-WOONG U. A. 1999]  
Myong-Woong; Cha, J.H.; Park, J.-H.; Kang, M.: *Development of an Intelligent Design System for Embodiment Design of Machine Tools*. Annals of the CIRP Vol. 48 (1999) 1, p. 329-332.
- [NEBELING 1999]  
Nebeling, P.H.: *Abgleich der dynamischen Eigenschaften numerischer Modelle mit realen mechanischen Strukturen*. Aachen: Shaker 1999 (Zugl. Aachen, Techn. Hochsch., Dissertation, 1998).
- [PAHL & BEITZ 1993]  
Pahl, G.; Beitz, W.: *Konstruktionslehre – Methoden und Anwendung*. Berlin: Springer, 1993.
- [PASEK & SZUBA 1998]  
Pasek, Z. J.; Szuba, P.: *Intelligent Agile Boring Station*. ASME Dynamic Systems and Control Division, DSC-Vol. 64, 1998, p. 439-446.
- [PFEIFFER 1996]  
Pfeiffer, F.: *Robotics in Theory and Practice*. In: ICIAM 95 Proceedings of the Invited Lectures. Mathematical Research. Berlin: Akademie Verlag, 1996, S. 317-400.
- [PRITSCHOW & GRONBACH 1993]  
Pritschow, G.; Gronbach, H.: *Simulation of the Dynamic Behaviour of Complex Multiaxial Systems with Controlled Driving Axes*. In: W. Schielen (ed.), *Advanced Multibody Systems Dynamics*. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1993, p. 391-396.
- [PRITSCHOW 1996]  
Pritschow, G.: *On the Influence of the Velocity Gain Factor on the Path Deviation*. Annals of CIRP Vol. 45 (1996) 1, p. 367-371.
- [PRITSCHOW U. A. 1999]  
Pritschow, G.; Schmid, J.; McCormac, S.: *Ein integriertes Simulationssystem für Werkzeugmaschinen und Roboter*. ZWF 94 (1999) 9, S. 546-549.

- [RANDOW 1998]  
von Randow, G.: *Ohne Werkzeugmaschinen läuft in vielen Branchen gar nichts. Die Technik steht vor einem entscheidenden Sprung.* Die Zeit Nr. 3 , 1998.
- [REDEKER 1979]  
Redeker, W.: *Systematische Konstruktion spanender Werkzeugmaschinen.* Dissertation TU Braunschweig, 1979.
- [REINHART 1999]  
Reinhart, G.: *Werkzeugmaschinen.* Skriptum zur Vorlesung. TU München: 1999.
- [REINHART & FELDMANN 1997]  
Reinhart, G.; Feldmann, K.: *Simulation - Schlüsseltechnologie der Zukunft?.* München: Herbert Utz Verlag, 1997.
- [REINHART & KRESS 1996]  
Reinhart, G.; Kress, M.: *Verteilte Constraint-basierte Produktentwicklung mit flexiblen Modellbausteinen.* In: VDI-Bericht 1289 Effiziente Anwendung und Weiterentwicklung von CAD/CAM Technologien, Düsseldorf: VDI-Verlag 1996, S. 221-237.
- [REINHART & SPRENZEL 1995]  
Reinhart, G; Sprenzel, A.: *Werkzeugmaschinen optimieren an rechnergestützten Konstruktionsarbeitsplätzen.* MM-Maschinenmarkt 41 (1995), S. 66-71.
- [REINHART & WEIßENBERGER 1998]  
Reinhart, G.; Weißenberger, M.: *Simulation der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen von Antrieben und Maschinenstruktur.* VDI Berichte Nr. 1416, S. 91-104. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998.
- [REINHART & WEIßENBERGER 1999]  
Reinhart, G.; Weißenberger, M.: *Multibody Simulation of Machine Tools as Mechatronic Systems for Optimization of Motion Dynamics in the Design Process.* Proc. of the 1999 IEEE/ASME Int. Conf. on Advanced Intelligent Mechatronics AIM'99, Sept. 19-23, 1999. Atlanta, USA. p. 605-610.
- [REINHART U. A. 1994]  
Reinhart, G; Decker, F.; Eich, B.; Engel, A.; Huber, A.; Koch, M.R.: *Wettbewerbsfähige Produktionstechnik - Voraussetzung für eine strategische Entscheidung.* Tagungsband Münchener Kolloquium 1994, S. 189-211. Landsberg: mi-Verlag, 1994.
- [REINHART U. A. 1997]  
Reinhart, G; Linner, S.; Meinlschmidt, J.; Sprenzel, A.; Weißenberger, M.: *Innovative Entwicklung von Werkzeugmaschinen - Methoden und Entwicklungswerzeuge.* In: Synergy of Culture and Produktion Vol.1 - Machine Tool Technologies and Culture in Germany and Japan. Ito, Y.; Moritz, E.F. (Hrsg.). Sottrum: Artefact Verlag, 1997.
- [REINHART U. A. 1998]  
Reinhart, G.; Schneider, Ch.; Weißenberger, M.; Sprenzel, A.; Meinlschmidt, J.: *Kooperative Entwicklung technologisch komplexer Produkte – Potentiale für den Werkzeugmaschinenbau.* Konstruktion 50 (1998) H.9, S. 15-22.
- [REINHART U. A. 1999A]  
Reinhart, G.; Bauer, L.; Meier, H.; Wagner, P.; Weißenberger, M.: *Vernetzte Entwicklung komplexer mechatronischer Produkte.* ZWF 94 (1999) 4, S. 191-194.
- [REINHART U. A. 1999B]  
Reinhart, G., Cuiper, R., Roßgoderer, U.: *Concurrent Design of Assembly Systems Within a Shared Virtual Environment.* Automotive Mechatronics and Design Engineering. Proceedings of 32nd ISATA. June 14-18 1999, Wien. Croydon: ISATA 1999, p. 173-180.

- 
- [REPETZKI 1997]  
Repetzki, S.: *Entwicklungsschritte zum ingenieurgerechten Konstruktionsarbeitsplatz*. Aachen: Shaker. (Berichte aus der Produktionstechnik; Bd. 97,24) 1997. Zugl.: Aachen Techn. Hochsch., Dissertation, 1997.
- [ROMANOV 1995]  
Romanov, P.: *Konstruktionsbegleitende Kalkulation von Werkzeugmaschinen*. iwb-Forschungsberichte, Bd. 81. Berlin: Springer, 1995.
- [ROSE 1996]  
Rose, B.: *Prozesssteuerung und Workflow im Engineering: Jenseits der klassischen EDM-Systeme*. Industrie Management 12 (1996) 5, S. E49-E51.
- [SACHAU 1996]  
Sachau, D.: *Berücksichtigung von flexiblen Körpern und Fügestellen im Mehrkörpersystem zur Simulation aktiver Raumfahrtstrukturen*. Universität Stuttgart: Dissertation 1996.
- [SANFT 1995]  
Sanft, Ch.: *Entwicklung von Werkzeugmaschinen auf der Basis eines integrierten Produktmodells*. Produktionstechnik - Berlin, Bd. 165, München: Hanser, 1995.
- [SCHAUPP 1997]  
Schaupp, J.: *Wechselwirkungen zwischen der Maschinen- und Hauptspindelantriebsdynamik und dem Zerspanprozeß beim Fräsen*. Forschungsberichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebstechnik der Universität Karlsruhe, Bd. 73, 1997.
- [SCHEER & JOST 1996]  
Scheer, A.-W.; Jost, W.: *Geschäftsprozessmodellierung innerhalb einer Unternehmensarchitektur*. In: Vossen, G.; Becker, J. (Hrsg.): *Geschäftsprozessmodellierung und Workflow-Management*. Bonn, Albany: International Thompson Publications 1996, S. 29-46.
- [SCHELLEKENS 1998]  
Schellekens, P.; Rosielle, N.; Vermeulen, H.; Vermeulen, M.; Weitzels, S.; Pril, W.: *Design for Precision: Current Status and Trends*. Annals of CIRP 1998, Vol. 47 (1998) 2, pp. 557-586.
- [SCHNEEBERGER 1997]  
W. Schneeberger Maschinenfabrik AG: *Monorail Linearführungssysteme*. CH-Roggwil, 1997.
- [SCHNEIDER 2000]  
Schneider, C.: *Strukturmechanische Berechnungen in der Werkzeugmaschinenkonstruktion – Ein Vorgehensmodell*. Technische Universität München, Dissertation, 2000.
- [SCHRÜFER 1992]  
Schrüfer, N.: *Erstellung eines 3D-Simulationssystems zur Reduzierung von Rüstzeiten bei der NC-Bearbeitung*. iwb-Fortschrittsberichte, Bd. 48. Berlin: Springer, 1992.
- [SCHULZ 1996A]  
Schulz, H. (Hrsg.): *Hochgeschwindigkeitsbearbeitung - High-Speed Machining*. München: Hanser, 1996.
- [SCHULZ 1996B]  
Schulz, A.: *Systeme zur Rechnerunterstützung des funktionsorientierten Grobentwurfs*. Dissertation TU Braunschweig, Berichte des Instituts für Konstruktionslehre, Maschinen- und Feinwerkelemente, Bd. 49, 1996.
- [SCHWEIGER & LÖFFEL 1997]  
Schweiger, W.; Löffel, Ch.: *Computational methods in design - an ordering scheme*. Proc. ICED 1997, Tampere, Vol. 3; S. 91-96.

- [SCHWERTASSEK & WALLRAPP 1999]  
Schwertassek, R.; Wallrapp, O.: *Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme*. Braunschweig: Vieweg, 1999.
- [SHABANA 1996]  
Shabana, A.A.: *An Absolute Nodal Coordinate Formulation for the Large Rotation and Deformation Analysis of Flexible Bodies*. Technical Review MBS96-1-IIC, Department of Mechanical Engineering, University of Illinois at Chicago, March 1996.
- [SIEGLER 1998]  
Sieglar, R.: *Mechatronischer Entwicklungsprozess am Beispiel Werkzeugmaschine*. In: Mechatronische Maschinen effizient entwickeln. Seminarberichte iwb, Bd. 41. München: Utz, 1998.
- [SPRENZEL & MEINLSCHMIDT 1997]  
Sprenzel, A.; Meinschmidt, J.: *Schneller zum Endprodukt - Integrierte Entwicklung am Beispiel von Werkzeugmaschinen*. Schweizer Maschinenmarkt 10 (1997) S. 40-42.
- [SPUR 1972]  
Spur, G.: *Optimierung des Fertigungssystems Werkzeugmaschine*. München: Hanser, 1972.
- [SPUR 1996]  
Spur, G.: *Die Genauigkeit von Maschinen - Eine Konstruktionslehre*. München: Hanser, 1996.
- [STEINBRINK U. A. 1999]  
Steinbrink, O.; Kuhn, G.; Wartzak, S.; Schweiger, H.; Meerkamm, H.: *Rechnerunterstützung im Wechselsefeld zwischen Konstruktion und Berechnung*. Konstruktion 51 (1999) H. 3, S. 13-19.
- [STOF 1977]  
Stof, P.: *Untersuchung von Möglichkeiten zur Reduzierung dynamischer Bahnabweichungen bei numerisch gesteuerten Werkzeugmaschinen*. Dissertation, Universität Stuttgart, 1977.
- [STORR 1994]  
Storr, A.; Brandel, T.; Lutz, R.; Reichenbacher, J. Schneider, J.: *Simultan zur SPS-Software. Neue Ansätze zur effizienteren SPS-Programmierung*. Elektronik (1994) 23, S. 124-136.
- [TANAKA U. A. 1998]  
Tanaka, H.; Obata, F.; Ikua, B. W.; Ashimori, M.; Shirikawa, T.: *Prediction of Cutting Forces in Ball End Milling of Inclined Surfaces*. Proceedings of 14<sup>th</sup> Int. Conf. on Computer-Aided Production Engineering, Tokyo, Sep. 8-10, 1998, p. 229-234.
- [THE MATH WORKS 1996]  
The Math Works Inc.: *MATLAB – The Language of Technical Computing*, MATLAB User-Manual Version 5. USA-Natick: 1996.
- [THK 1997]  
THK Co. Ltd.: *Linearführungssysteme*. Tokyo: 1997.
- [TIKAL 1978]  
Tikal, F.: *Beitrag zur Ermittlung der dynamischen Schnittsteifigkeitskoeffizienten*. Dissertation, Institut für Werkzeugmaschinen, TU München, 1978.
- [TÖNSHOFF 1995]  
Tönshoff, H. K.: *Spanen – Grundlagen*. Berlin: Springer, 1995
- [TÖNSHOFF & BÖGER 1996]  
Tönshoff, H. K.; Böger, F.: *Kundenspezifische Konfiguration modularer Werkzeugmaschinen*. ZWF 91 (1996) 9, S. 433-436.

- 
- [TÖNSHOFF U. A. 1998]  
Tönshoff, H. K.; Lapp, C.; Kaak, R.: *Control of Linear Direct Drives and new Demands on Machine Tools Structures*. Annals of the WGP, Vol. V/2 (1998), S. 51-56.
- [TRAUTENBERG 1997]  
Trautenberg, W.: *Integration der Bewegungssimulation in den Konstruktionsprozess*. In: Tagungsband Parametrische Produktmodellierung, TU Berlin, 1997.
- [TROIDL & KAMMERHOFER 1998]  
Troidl, H.; Kammerhofer, G.: *Simulation und Optimierung des Fahrkomforts von Hochgeschwindigkeitszügen am Beispiel ICE3*. VDI Berichte Nr. 1411, 1998, S. 311-326.
- [VAJNA 1997]  
Vajna, S.: *Zukunftsperspektiven für CAx-Technologien*. CAD-CAM-Report, Nr. 6 (1997), S. 70-78.
- [VDI 2211]  
*VDI Richtlinie 2211 Blatt 2: DV-Berechnungen in der Konstruktion*. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1999.
- [VDI 2212]  
*VDI Richtlinie 2212: Systematisches Suchen und Optimieren konstruktiver Lösungen*. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1981.
- [VDI 2221]  
*VDI Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1986.
- [VDI 2222]  
*VDI Richtlinie 2222, Blatt 1: Konstruktionsmethodik – Konzipieren technischer Produkte*. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1977.
- [VDI 3633]  
*VDI Richtlinie 3633, Blatt 1: Simulation von Logistik-, Materialfluss- und Produktionsystemen*. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1993.
- [VON PRAUN 1998]  
von Praun, S.: *Integration of Manufacturing System and Product Design with DMU*. 3rd IEEE/IFIP International Conference on Information Technology for Balanced Automation Systems in Manufacturing. Prague: August 26-28 1998.
- [WALLRAPP 1993]  
Wallrapp, O.: *Standard Input Data of Flexible Members in Multibody Systems*. In: Schiehlen, W. (Ed.): Advanced Multibody System Dynamics. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1993.
- [WAGENER & FREIHERR 1998]  
Wagener, H.-W.; Freiherr, T.: *Numerische Simulation des Genauigkeitsverhaltens einer Exzenterpresse*. Werkstattstechnik 88 (1998) H. 5, S. 231-234.
- [WEBER U. A. 1999]  
Weber, C.; Muth, M.; Bär, T.; Werner, H.: *Intelligente Kopplung von Gestaltung und Berechnung*. VDI Berichte Nr. 1487, S. 47-69. Düsseldorf: Springer-VDI-Verlag, 1999.
- [WECK & BRECHER 1997]  
Weck, M.; Brecher, Ch.: *Vergleich und Optimierung mechanisch-elektrischer Vorschubantriebe*. VDI-Berichte 1346, S. 299-318. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1997.

- [WECK 1995]  
Weck, M.: *Werkzeugmaschinen-Fertigungssysteme Bd. 3.1, Automatisierung und Steuerungstechnik 1.* Düsseldorf: Springer-VDI-Verlag, 1995.
- [WECK 1997]  
Weck, M.: *Werkzeugmaschinen-Fertigungssysteme, Bd. 2 Konstruktion und Berechnung.* Düsseldorf: Springer-VDI-Verlag, 1997.
- [WECK 1999]  
Weck, M.: *Werkzeugmaschinen-Fertigungssysteme, Bd. 4 Messtechnische Untersuchung und Beurteilung.* Düsseldorf: Springer-VDI-Verlag, 1999.
- [WECK & DAMMER 1997]  
Weck, M.; Dammer, M.: *Die virtuelle Werkzeugmaschine - Simulation als Hilfsmittel zur effizienten Produktgestaltung.* Konstruktion, 3, S. 21-25, 1997.
- [WECK & SCHUMACHER 1997]  
Weck, M.; Schumacher, A.: *Derzeitiger Stand der Hochgeschwindigkeitsbearbeitung - ein Überblick.* wt Werkstatttechnik 87, S. 409-414. Düsseldorf: Springer-VDI-Verlag, 1997.
- [WECK & DAMMER 1998]  
Weck, M.; Dammer, M.: *Design, Calculation and Control of Machine Tools Based on Parallel Kinematics.* MED-Vol. 8, Proceedings of the ASME Manufacturing Science and Engineering Division, 1998, p. 715-721.
- [WECK & QUEINS 2000]  
Weck, M.; Queins, M.: *Virtuelle Modalanalyse von Werkzeugmaschine mit Hilfe der Mehrkörpersimulation.* In: Großmann, K.; Wiemer, H. (Hrsg.): *Simulation im Maschinenbau SIM 2000*, Dresden, 24./25.2.2000, S. 747-762.
- [WEI 1992]  
Wei, H.: *Dynamische Simulation hybrider Mehrkörpersysteme mit beliebiger Systemstruktur.* Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 18, Nr. 108, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1992.
- [WEICKERT & KNAPP 2000]  
Weickert, S.; Knapp, W.: *Anwendung integrierter Methoden zur Beurteilung von Maschinenkonfigurationen für die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung.* In: Großmann, K.; Wiemer, H. (Hrsg.): *Simulation im Maschinenbau SIM 2000*, Dresden, 24./25.2.2000, S. 763-774.
- [WEID & BÖHNER 1998]  
Weid, D.; Böhner, R.: *Mehrkörpersysteme mit elastischen Strukturen in der Komfort-Analyse.* VDI Berichte Nr. 1411, 1998, S. 719-731.
- [WIELAND 1999]  
Wieland, F.: *Entwicklungsplattform für Parallelkinematiken und Prototyp einer Werkzeugmaschine.* Zwickau: Verlag Wissenschaftliche Scripten, 1999.
- [WITTENBURG 1977]  
Wittenburg, J.: *Dynamics of Systems of Rigid Bodies.* Stuttgart: Teubner, 1977.
- [ZELLER 1997]  
Zeller, W.: *Ganzheitliche Optimierung lagegeregelter Vorschubantriebe.* In: VDI-Z Spezial Antriebstechnik. Düsseldorf: Springer-VDI-Verlag, 1997, S. 52-56.
- [ZIMMERMANN U. A. 1999]  
Zimmermann, A.; Hofbauer, A.; Kress, M.: *Parametrisch-assoziative Flächenkonstruktion im Entwicklungsprozeß der Karosserie-Außenhaut.* VDI-Z Spezial C-Techniken 141 (1999) 1, S. 24-27.

---

## **Anhang**

### **A Anmerkungen zur 3D-CAD-integrierten MKS-Modellierung**

Generell betrachtet weisen die aktuell verfügbaren CAD-integrierten MKS-Programm-Module vergleichbare Leistungseigenschaften auf. Dennoch werden teilweise unterschiedliche Ansätze verfolgt, um die benötigten Informationen zum Aufbau der topologischen Struktur des MKS-Partialmodells und die körperbezogenen Daten aus dem CAD-Baugruppenmodell zu extrahieren. Der Einsatz dieser Systeme erfordert daher vom Benutzer die Einhaltung gewisser z. T. produktspezifischer Konventionen sowohl bei der Mehrkörpermodellierung als auch bei der Erstellung der CAD-Daten. In diesem Abschnitt sollen nun einige Aspekte angesprochen werden, die für die Interaktion von 3D-CAD-System und MKS-Programmmodul auf der Basis des gemeinsam genutzten CAD-Datenmodells wichtig sein können.

#### **Referenzierung von CAD-Konstruktionsfeatures und MKS-Modellelementen**

Den Ausgangspunkt für die CAD-integrierte MKS-Modellierung bildet ein Baugruppen-Zusammenbaumodell des zu untersuchenden Mechanismus. Bei Einsatz eines 3D-CAD-integrierten MKS-Moduls erfolgt die Erstellung des Mehrkörpermodells, indem die MKS-Modellelemente, wie etwa Körper, Gelenke und Kraftelemente, durch assoziative Zuordnung und Referenzierung auf Konstruktionselemente (Features) des CAD-Datenmodells definiert werden. Die Verknüpfung von MKS-Modellelementen mit dem CAD-Modell wird in Abhängigkeit von der herstellerspezifischen Implementierung entweder vollständig durch die Bedienoperationen des Benutzers oder teilweise durch systemabhängige Automatismen ausgeführt. Werden im CAD-Geometriemodell Veränderungen vorgenommen, so aktualisiert sich das MKS-Simulationsmodell selbsttätig. Allerdings ist nur im Falle von rein parametrischen Modifikationen des CAD-Modells (z. B. Änderung der Längenabmessungen eines Körpers) ein automatischer Abgleich der Modellparameter des MKS-Modells möglich. Bei Änderungen der Struktur des CAD-Modells, die eine Elimination eines referenzierten Konstruktionselementes beinhalten, werden die damit assoziierten MKS-Elemente ebenfalls gelöscht. Dies macht eine manuelle Anpassung bzw. Neudefinition der MKS-Modellelemente notwendig.

#### **Inertiales Bezugssystem**

Für den Aufbau der Modellbeschreibung eines Mehrkörpersystems wird ein globales Bezugssystem benötigt, das als Referenz für den Aufbau der Modellbeschreibung dient. Dieser Modellierungsanforderung kommt entgegen, dass 3D-CAD-Systeme die räumliche Geometriebeschreibung eines CAD-Zusammenbaumodells bzw. eines Bauteils üblicherweise ausgehend von einem Baugruppen- bzw. einem Bauteilgeometrierefenzsystem aufbauen, das zumindest implizit im CAD-Datenmodell repräsentiert ist. Für die

Zuordnung eines dieser Geometrierefenzkoordinatensysteme zum globalen Bezugssystem des Mehrkörpermodells können unterschiedliche Ansätze verfolgt werden.

Einige Anwendungssysteme schreiben als Konvention vor, ein Bauteil (Körper) der CAD-Baugruppe als inertial fest zu deklarieren, woraufhin das Geometrierefenzsystem dieses Bauteils automatisch als globales Bezugssystem des MKS-Modells ausgewertet wird. Optional wird angeboten, anstelle des Baugruppenrefenzsystems ein beliebiges Koordinatensystem des CAD-Modells als globales, inertial festes Bezugssystem anzuwählen. Andere CAD-MKS-Integrationsmodule nehmen stattdessen eine automatische Interpretation der Baugruppenstruktur vor und weisen dem Geometrierefenzsystem des CAD-Baugruppenmodells die Funktion des inertial festen Bezugsystems zu.

## Körper

Der Datensatz zur physikalischen Beschreibung eines MKS-Körpers wird ebenfalls ausgehend von einem körperfesten Referenzkoordinatensystem aufgebaut. Alle auf dem Körper platzierten Koordinatensysteme sind in Bezug auf das körperfeste Referenzsystem anzugeben. Dies gilt entsprechend für die Lage und Orientierung der Koordinatensysteme zur Festlegung der Angriffspunkte und der Wirkungsrichtung von Gelenk- oder Kraftelementen. Zur Definition der massengeometrischen Eigenschaften eines Starrkörpers werden die skalare Masse, der Vektor zum Massenmittelpunkt und der räumliche Trägheitstensor, dessen Komponenten in Bezug auf ein körperfeste Koordinatensystem darzustellen sind, benötigt. Die Lage des Körpers im Raum kann durch den Ortsvektor vom globalen zum körperfesten Bezugssystem und durch die Winkelverdrehung zwischen beiden Koordinatensystemen ausgedrückt werden.

Die angeführten Informationen zum Aufbau der Starrkörperbeschreibung, wie Referenzsystem und massengeometrische Daten, können vom MKS-Programm-Modul vollständig aus den Datenstrukturen des 3D-CAD-Modells abgeleitet werden (vgl. [HOLLAR & ROSENTHAL 1991]). Für die Berechnung der massengeometrischen Größen aus dem Bauteilvolumen und der als Materialparameter hinterlegten Dichte wird gewöhnlich eine Standardfunktionsroutine des 3D-CAD-Systems aufgerufen. Die Raumlage des Körpers in der Modellausgangsstellung kann entweder direkt aus der Platzierung im CAD-Zusammenbau-Modell entnommen werden oder sie kann durch Auswertung der definierten MKS-Modelltopologie neu berechnet werden. Zur graphischen Visualisierung des Körpers kann auf das 3D-Geometriemodell der zum Körper gehörenden CAD-Objekte zurückgegriffen werden.

Für die Definition von Körpern des MKS-Modells werden in verschiedenen CAD-MKS-Integrationsmodulen systemabhängig teilweise sehr unterschiedliche Modellierungsfunktionalitäten zur Verfügung gestellt. Dieser Umstand ist insbesondere dann von Bedeutung, wenn das Mehrkörpermodell auf Basis einer detaillierten CAD-Baugruppe mit einer höheren, nichttrivialen Anzahl von CAD-Bauteilen erstellt werden soll. Bild A.1 stellt die Vor- und Nachteile unterschiedlicher Vorgehensweisen zur Körpermodellierung gegenüber.

CAD-System		Körperdefinition im MKS-Modul	
CAD-Ausgangsmodell	berechnungsorientierte Überarbeitung		
	keine		<p>Jedes CAD-Bauteil wird als separater MKS-Körper deklariert, manuelle Definition verbindender Gelenke</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- aufwendigere MKS-Modellierung</li> <li>+ kein Anpassungsaufwand am CAD-Modell</li> </ul>
	Verschmelzen zu einem CAD-Bauteil		<p>Verschmolzenes CAD-Bauteil ergibt einen MKS-Körper</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Anpassungsaufwand am CAD-Modell</li> <li>+ vereinfachte Topologie des MKS-Modells</li> </ul>
	keine		<p>Automatisches Zusammenfassen selektierter Bauteile zu einem MKS-Körper</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>+ kein Anpassungsaufwand im CAD-System</li> <li>+ einfache MKS-Definition</li> <li>+ hohe Änderungstoleranz von CAD- und MKS-Modell</li> </ul>

Bild A.1: Methoden zur Deklaration eines MKS-Körpers

Im einfachsten und grundlegenden Fall der CAD-integrierten Mehrkörpermodellierung wird ein einzelnes CAD-Bauteil gesondert als ein MKS-Körper abgebildet. Als körperfestes Referenzsystem wird hierbei meist automatisch das in der Datenstruktur des CAD-Bauteils vorhandene Geometrierefenzsystem herangezogen, das dort als einheitlicher Bezug für die Darstellung aller Elemente der Bauteilgeometrie dient, analog zum globalen Geometrierefenzsystem auf der Ebene des Baugruppen-Zusammenbaumodells. Die überwiegende Anzahl der MKS-Programmmoduln ermöglicht es dem Benutzer, beliebige CAD-Bauteile aus der Baugruppe auszuwählen und als MKS-Körper zu deklarieren. Nicht explizit als MKS-Körper definierte CAD-Bauteile werden nicht in die Datenstruktur des MKS-Modells übernommen und bleiben ohne Belange für das Berechnungsmodell.

(z. B. [MDI 1995A]). Andere CAD-MKS-Integrationslösungen führen dagegen beim Laden eines Zusammenbaumodells eine interne Interpretation der Baugruppenstruktur durch und initialisieren automatisch jedes vorhandene CAD-Bauteil als eigenständigen MKS-Körper, der zwingend über Gelenke in den Mechanismus einzubauen ist (z. B. [INTEC 1999B]).

Während in der Konzeptphase das CAD-Modell in der Regel nur aus wenigen Komponenten besteht, weist ein in der Entwurfsphase eingesetztes CAD-Modell normalerweise eine höhere Anzahl von Bauteilen und Baugruppen auf. Um auch unter diesen Umständen den Modellierungsaufwand im tragbaren Rahmen zu halten und um das MKS-Modell unter Berechnungsgesichtspunkten geeignet zu strukturieren, erlauben es einige Systeme, auch mehrere CAD-Bauteile oder eine komplette Unterbaugruppe auszuwählen und automatisch zu einem gemeinsamen MKS-Körper zusammenfassen zu lassen. Dies erfolgt durch komfortables Selektieren der gewünschten CAD-Bauteile auf der Ebene der MKS-Modellierung, wobei vom CAD-MKS-Integrationsmodul automatisch die aggregierten Massendaten und Trägheitstensoren der angewählten Bauteile berechnet werden. Bei MKS-Formalismen, die die Bewegungsgleichungen in Absolutkoordinaten aufstellen, ist eine verringerte Körperanzahl aufgrund der damit verbundenen geringeren Anzahl der Systemfreiheitsgrade zudem von Vorteil für die Simulationsperformance.

Falls das CAD-MKS-Integrationsmodul keine derartigen Methoden zur Körperdefinition bereitstellt, kann Abhilfe geschaffen werden, indem vorab ein strukturell modifiziertes Baugruppenmodell aus simulationsgerecht zusammengefassten CAD-Bauteilmustern aufgebaut wird. Die dazu notwendigen Arbeitsschritte im CAD-System stellen allerdings einen zusätzlichen Mehraufwand im Entwicklungsprozess dar. Grundsätzlich gesehen sind zunächst diejenigen CAD-Bauteile, die im MKS-Modell als zu einem Starrkörper gehörig erfasst werden sollen, durch entsprechende Modellierungsmaßnahmen zu einem neuen CAD-Bauteilmuster zusammenzufassen. Die gängigen, volumenorientierten 3D-CAD-Systeme bieten für diese Zwecke entsprechende Bool'sche Verschmelzungsoptionen an. Anschließend wird aus den zusammengefassten Bauteilmustern eine neue, simulationsgerecht strukturierte Baugruppe zusammengebaut.

### **Referenzelemente zur Definition von Gelenken und Kraftelementen**

Auf der Ebene der Modellbeschreibung des MKS-Formalismus werden die Angriffspunkte und Wirkungsrichtungen von Gelenken und Kraftelementen durch körperfeste Koordinatensysteme festgelegt. Die Extraktion der benötigten körperfesten Koordinatensysteme aus dem CAD-Baugruppenmodell kann auf zwei Wegen erfolgen: Zum einen können diese auf Koordinatensysteme referenziert werden, die vom Konstrukteur explizit als Konstruktionselemente des CAD-Datenmodells eines Körpers erzeugt wurden. Zum anderen unterstützen einige CAD-MKS-Integrationen auch die Möglichkeit, die Kopplungs-Koordinatensysteme erst während der Definition eines Gelenks oder Kraftelements implizit zu generieren. Hierbei referenziert der Benutzer interaktiv auf vorhandene konstruktive

Elemente des CAD-Modells, aus denen dann systemintern die Lagedaten der Kopplungs-Koordinatensysteme abgeleitet werden. Diese stellen keine Entität des CAD-Modells dar und werden nur im MKS-Metamodell gespeichert (z. B. [MDI 1995A], [CADSI 1995]).

Bild A.2 veranschaulicht dies am Beispiel der impliziten Definition des Gelenkpunktes eines Drehgelenkes (hier der Motorwelle im Motorgehäuse). Dieser wird mittels der Referenzierung auf den Mittelpunkt einer Kreisfläche sowie durch Zuweisung einer Geometrikante für die Bestimmung der Richtung der Rotationsachse definiert. Aus diesen Angaben kann systemintern und automatisch die Position und Orientierung des körperfesten Gelenkkoordinatensystems abgeleitet werden, z. B. indem dessen Ursprung im Mittelpunkt der Kreisfläche plaziert wird und eine Koordinatensystemachse parallel zur markierten Geometrikante ausgerichtet wird.

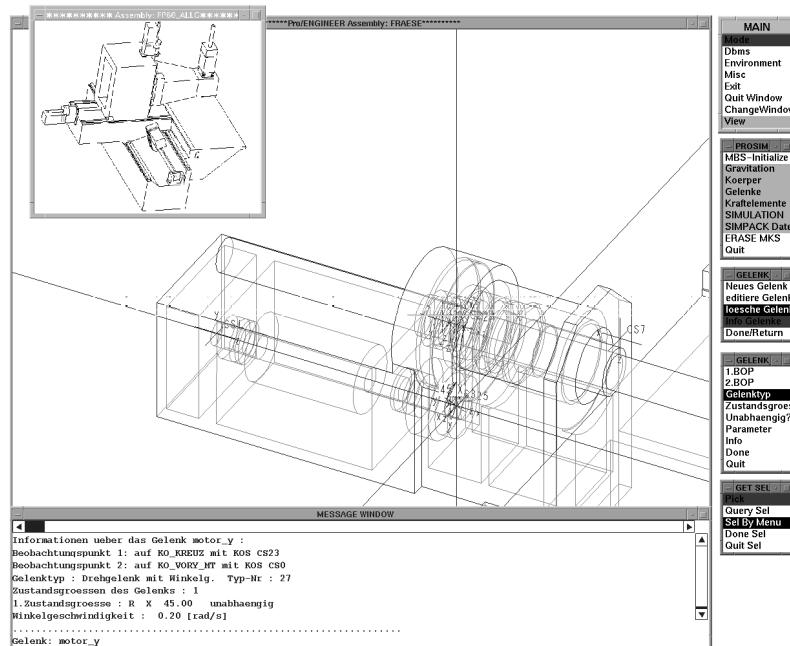


Bild A.2: Gelenkdefinition durch Referenzierung auf konstruktive Elemente des CAD-Modells

## Zusammenfassung wichtiger Funktionsanforderungen

Als Ergebnis der durchgeföhrten Untersuchungen mit 3D-CAD-integrierten MKS-Berechnungsfunktionalitäten lassen sich folgende Kriterien für die Systemauswahl bzw. Anregungen zur Verbesserung und Weiterentwicklung formulieren:

- Keine Einschränkung der nutzbaren Funktionen des CAD-Systems für Geometriemodellierung und Baugruppenstrukturierung.
- Kein bzw. nur minimaler Aufwand zur Vorbereitung des CAD-Datenmodells auf die vorgesehene MKS-Modellierung.
- Höhere Leistungsfähigkeit der Integrationsmodule, nicht nur eine reduzierte MKS-Basisfunktionalität.
- Modellierungsmethoden zum automatischen Zusammenfassen von mehreren, beliebig selektierbaren CAD-Bauteilen zu einem einzelnen MKS-Körper.
- Mechanismen zum Datenhandling mehrfach in der Baugruppe verbauter Komponenten selben Namens (mehrreiche Instanzierungen von Komponenten in der Baugruppenstruktur).
- Unterstützung beliebiger Einheitensysteme bzw. Mechanismen zur Erkennung und automatischen Konvertierung konstruktionsbezogener Einheitensysteme des CAD-Modells in die üblichen Einheiten des Berechnungsmodells.
- Rückübertragbarkeit berechneter Parameterwerte vom MKS-Modell zum CAD-Modell (z. B. parametrisierte Bauteilposition, Geometrieparameter).
- Bereitstellung von Mechanismen zur automatisierten Erstellung einer MKS-gerecht vereinfachten Darstellungsgeometrie, um auch bei hochdetaillierten Geometriemodellen eine akzeptable Animationsperformance zu gewährleisten.
- Weitergehende Vereinfachung der Bedienung durch verbesserte Benutzerunterstützung und kontextbezogene Hilfesysteme.

Die Verbesserungsmöglichkeiten zur Integration von 3D-CAD-Konstruktion und Mehrkörperdynamik-Simulation werden bei den aktuell verfügbaren kommerziellen Systemen durch die gängige Realisierung als Kopplung zwischen zwei proprietären Programmsystemen eingeschränkt. Als konsequente Alternative ist daher eine vollständige Integration auf system- und modelltechnischer Ebene anzustreben, indem MKS- und CAD-Funktionalität als gleichberechtigte Methoden *eines gemeinsamen objekt- und methodenorientierten Operationssystems* realisiert werden. Ansätze zur Realisierung eines derartigen objektorientierten Methodenbaukastens werden z. B. von [MEERKAMM & WEBER 1991] und [DABERKOW 1993] vorgestellt.

## B Detaillierter Vergleich von Simulation und Messung für das Anwendungsbeispiel

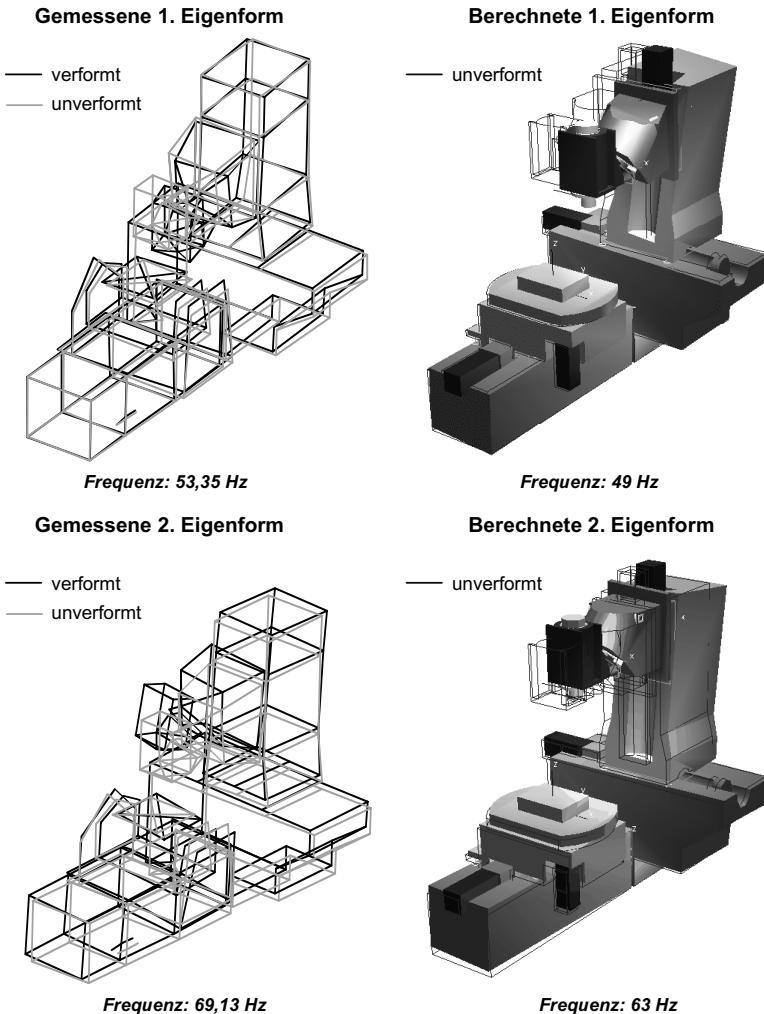
### Experimentelle Verifizierung der Simulationsmethodik

Um die entwickelte Simulationsmethodik zu validieren, wurde für die als Anwendungsbeispiel betrachtete Fräsmaschine (s. Kapitel 7) ein Vergleich der Simulationsergebnisse des MKS-Modells mit messtechnischen Untersuchungen an realen Maschinenprototypen durchgeführt. Damit wurden zwei Zielrichtungen verfolgt. Einerseits sollte das MKS-Modell für den späteren Einsatz zur Maschinenanalyse und zum Variantenvergleich verifiziert werden. Zum anderen sollte ein Modellabgleich durchgeführt werden, um die quantitative Aussagegüte der Simulation zu verbessern. Da im zeitlichen Ablauf der Maschinenentwicklung physische Prototypen der Ausgangs- und der optimierten Maschinenversion zur Verfügung standen, konnten an beiden Versionen Messungen durchgeführt werden. Die nachfolgenden Abschnitte geben eine detaillierte Beschreibung der durchgeführten Vergleichsuntersuchungen.

### B.1 Vergleich von experimenteller Modalanalyse und Eigenmodeberechnung am MKS-Maschinenmodell

Um vor dem Durchführen von Zeitbereichssimulationen die Abbildungsgüte des Eigenschwingungsverhaltens der Maschinenstruktur durch das MKS-Modell zu überprüfen, wurden die für das MKS-Modell berechneten Eigenmoden mit den Ergebnissen einer experimentellen Modalanalyse des realen Fräsbearbeitungszentrums verglichen. Dabei wurde jeweils die optimierte Maschinenversion betrachtet.

Bild B.1 zeigt eine Gegenüberstellung der gemessenen und der berechneten ersten bzw. zweiten Eigenform. Hierbei ist anzumerken, dass sich die gemessene und die berechnete Maschine in ihrer Konfiguration unterscheiden. So wurde im MKS-Modell eine Maschine mit Rundtisch abgebildet, während die für die Messungen verfügbare Maschine mit einem Schwenkrundtisch ausgerüstet war. Diese beiden Tischvarianten unterscheiden sich in der Anzahl der Bewegungssachsen (Fügestellendämpfung!), geringfügig in der Masse, wie auch in der Lage des Schwerpunktes. Deshalb kann bei diesen Komponenten von leicht unterschiedlichem dynamischem Verhalten ausgegangen werden. Der davon verursachte Fehler der Eigenfrequenzen und -formen wird auf maximal ca. 5 % abgeschätzt. Dies liefert in Verbindung mit der grundsätzlichen Modellierungsproblematik komplexer Schwingungssysteme mit unbekannter Dämpfung einen Beitrag zur Erklärung der Abweichung zwischen gemessenen und berechneten Eigenmoden.



*Bild B.1: Vergleich der ermittelten 1. und 2. Eigenformen aus experimenteller Modalanalyse und Eigenmodeberechnung des MKS-Maschinenmodells*

Tabelle B.1 zeigt einen quantitativen Vergleich der bei der experimentellen Modalanalyse der realen Maschine ermittelten, relevanten ersten sechs Eigenformen und der im Frequenzbereich bis 200 Hz berechneten Eigenfrequenzen des MKS-Maschinenmodells. Bei der experimentellen Modalanalyse wurden nur diejenigen Frequenzen ermittelt, die im Bereich von 0 bis 200 Hz einen relevanten Beitrag zur Relativnachgiebigkeit an der Zerspanstelle liefern. Als Messergebnis können daher nur die sechs aufgelisteten

Eigenformen angegeben werden. Die bei der Eigenmodeanalyse des MKS-Modells ermittelten neun Eigenschwingungen unterhalb von 200 Hz wurden unter dem Gesichtspunkt der größten Übereinstimmung der Schwingungsform den gemessenen sechs Eigenformen zugeordnet. Dabei stimmen die Schwingungsformen qualitativ sehr gut überein. Den berechneten Eigenfrequenzen bei 94 Hz, 123 Hz und 175 Hz kann aufgrund der geringeren Anzahl keine experimentell ermittelte Eigenform als Gegenstück zugeordnet werden.

Experimentelle Modalanalyse an realer Maschine		Eigenmode-Berechnung MKS-Modell	Frequenzdifferenz Messung / Modell [%]
Eigenform-Nr.	Eigenfrequenz [Hz]	Eigenfrequenz [Hz]	
1	53,35	49	-8
2	69,13	63	-9
3	84,21	78	-7
	-	94	-
4	91,69	114	+ 19
	-	123	-
5	142,96	143	0
	-	175	-
6	186,83	198	6

Tabelle B.1: Vergleich der Eigenfrequenzen aus experimenteller Modalanalyse und Eigenmodeanalyse des MKS-Modells

### Bewertung des Eigenmodevergleichs

Da für das Bewegungsverhalten der Maschine in Regelungstechnischer Hinsicht vor allem die untersten Eigenfrequenzen der Maschinenstruktur von hoher Bedeutung sind, konzentriert sich die Bewertung der Vergleichsbetrachtung auf die 1. und 2. Eigenform. Für diese Eigenformen der Gesamtmaschine wird eine hohe Übereinstimmung der sich ausbildenden Schwingungsformen festgestellt. Die vorhandene Differenz der Frequenzwerte von 8 % bzw. 9 % wird als ausreichend gering eingestuft, um das MKS-Modell im Rahmen eines Entwicklungsprozesses für Variantenvergleiche und erste Prognoseaussagen einsetzen zu können. Bei den höheren Eigenwerten treten mit Ausnahme der Zuordnung der 4. Eigenform überwiegend geringere prozentuale Differenzen der Eigenfrequenzen auf.

Als Ergebnis kann eine insgesamt gute Abbildung des Maschinenverhaltens im Frequenzbereich festgestellt werden. Das MKS-Modell wird somit in Bezug auf das globale dynamische Schwingungsverhalten der Maschinenstruktur als hinreichend validiert betrachtet.

## B.2 Vergleich von Messung und Simulation des Bewegungsverhaltens

Gegenstand dieses Abschnittes ist eine Zusammenfassung des Vergleichs von gemessenem und simuliertem Zeitverhalten bei der betrachteten 90°-Eckenfahrt. Aus Gründen der Vergleichbarkeit wurden Messung und Simulation mit deaktivierter Beschleunigungsvorsteuerung und ohne Reibungskompensation durchgeführt. Die nachfolgend beschriebenen Untersuchungen wurden am Beispiel der Ausgangsviariante der Fräsmaschine durchgeführt.

### Einzelachsodynamik

Bild B.2 zeigt im Vergleich die gemessenen und simulierten Motorströme von x- und z-Antrieb bei der Eckenfahrt, aus deren Zeitverlauf deutlich die Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge abgelesen werden können. Der stationäre Haltestrom des z-Antriebs ist darin begründet, dass an der vertikalen z-Achse zur Kompensation des Eigengewichts des z-Schlittens ein ständiges Haltemoment aufgebracht werden muss. Bei der Messung wurden die Motorströme als steuerungsinterne Signale der Strangströme aufgezeichnet und zur Vergleichbarkeit mit dem Faktor  $1/\sqrt{2}$  in einen Effektivstrom  $i_{\text{eff}}$  umgerechnet. Während für die x-Achse eine gute Übereinstimmung von Messung und Simulation erreicht werden konnte, tritt in den Stromverläufen der z-Achse eine deutlichere Differenz auf. Die Unterschiede zwischen Simulation und Messung sind vermutlich durch die vereinfachte Abbildung des Haft-Gleitreibungsverhaltens im MKS-Modell bedingt. Dieses wird als geschwindigkeitsproportionale Dämpfung mit geschwindigkeitsabhängiger Dämpfungskennlinie angenähert, wobei allerdings beim Nulldurchgang der Geschwindigkeit auch keine Reibkraft auftritt.

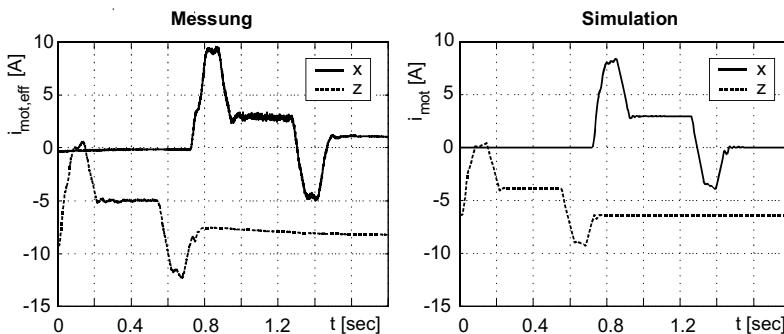
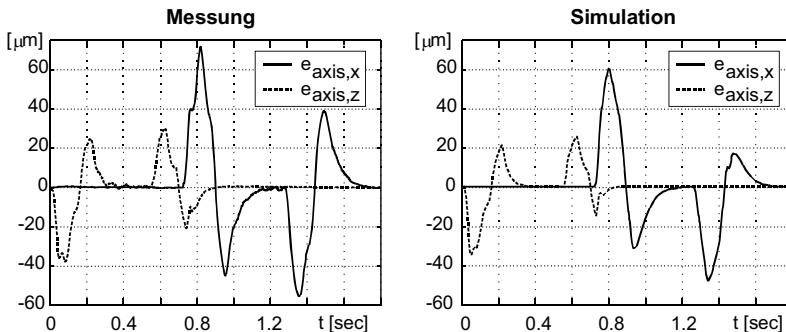


Bild B.2: Motorströme: Vergleich Messung – Simulation

Der Zeitverlauf der Regelabweichungen der Maschinenachspositionen von der vorgegebenen Sollposition ist in Bild B.3 dargestellt. Die vorhandenen Unterschiede treten überwiegend in Zeitabschnitten niedriger Verfahrgeschwindigkeiten der Maschinenachsen auf

und werden daher auch in diesem Fall hauptsächlich dem im MKS-Modell vereinfacht dargestellten Haft-/Gleitreibungsverhalten zugeordnet.



*Bild B.3: Regelabweichung der Lageregelungen der Maschinenachse: Vergleich Messung – Simulation*

### Bahnbewegung am Tool Center Point

Zur Erfassung der Ist-Bewegung am TCP an der realen Maschine wurden mit Hilfe eines optoelektronischen Zwei-Koordinaten-Messgerätes dynamische Messungen der Bahnbewegung durchgeführt. Die Diagramme in Bild B.4 zeigen im Vergleich die Sollbahn sowie die gemessenen und MKS-simulierten Verläufe der Bahnbewegung des TCP in der x-z-Ebene.

Das rechte obere Teildiagramm in Bild B.4 zeigt einen Zoom der Bahnkurve in die Ecke hinein. Die Abweichung zwischen Messung und Simulation wird im wesentlichen auf folgende Ursachen zurückgeführt: Zum einen treten in der Messung die durch Fertigungs- und Montagetoleranzen bedingten geometrischen Fehler der Maschine zutage, welche für eine statische Abweichung von ca. 5 µm auf 100 mm Verfahrweg verantwortlich sind. Diese geometrischen Abweichungen wurden bei der MKS-Modellierung nicht abgebildet; sie werden folglich in der Simulation nicht reproduziert. Zum anderen tritt an der realen Maschine eine signifikante Haftreibung auf, die wegen der deaktivierten Reibungskompensation der Lageregelung eine bleibende Regelabweichung bewirkt. Dieser Effekt wird vor allem in der deutlichen Abweichung der gemessenen Endstellung der z-Achse von der Sollposition ( $z = -90$  mm) sichtbar. Die Achse bleibt buchstäblich in der Haftreibung "hängen".

In den Zoom-Darstellungen der Bahnkurve  $z(x)$  in den Teildiagrammen links unten bzw. rechts unten in Bild B.4 wird speziell die Abweichung des TCP senkrecht zur Verfahrbewegung in z- bzw. in x-Richtung vergrößert dargestellt. Wie bei der gemessenen

Bahnkurve wird auch hier die geometrische Abweichung deutlich. Dem überlagert kann jedoch in der gemessenen wie auch in der simulierten Bahnkurve eine echte dynamische, bewegungsinduzierte Abweichung der TCP-Bewegung von der Sollbahnkurve festgestellt werden.

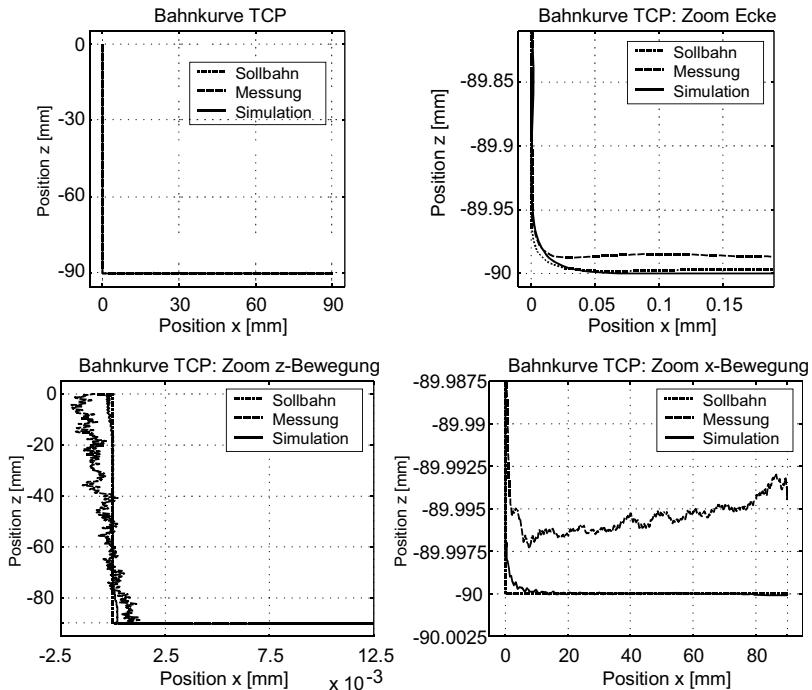


Bild B.4: Bahnkurve  $z(x)$  am TCP: Vergleich Messung – Simulation

Bild B.5 zeigt für die Eckenfahrt den Zeitverlauf  $x(t)$  und  $z(t)$  der TCP-Position. Beim vorgegebenen kartesischen Achsaufbau der Fräsmaschine wären die Bewegungssachsen im Prinzip voneinander unabhängig. Infolge der Strukturelastizität des Maschinenaufbaus entsteht jedoch eine schwache, bewegungsabhängige Kopplungswirkung zwischen den Maschinenachsen. Zur Verdeutlichung zeigen die beiden unteren Teildiagramme in Bild B.5 einen vergrößerten Ausschnitt des Zeitverlaufs der TCP-Koordinate  $x(t)$  während der Verfahrbewegung der anderen Positionscoordinate  $z(t)$  bzw. umgekehrt. In diesen Zoomdarstellungen können ebenfalls deutlich die von den Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen verursachten, verformungsbedingten Verlagerungen des TCP festgestellt werden.

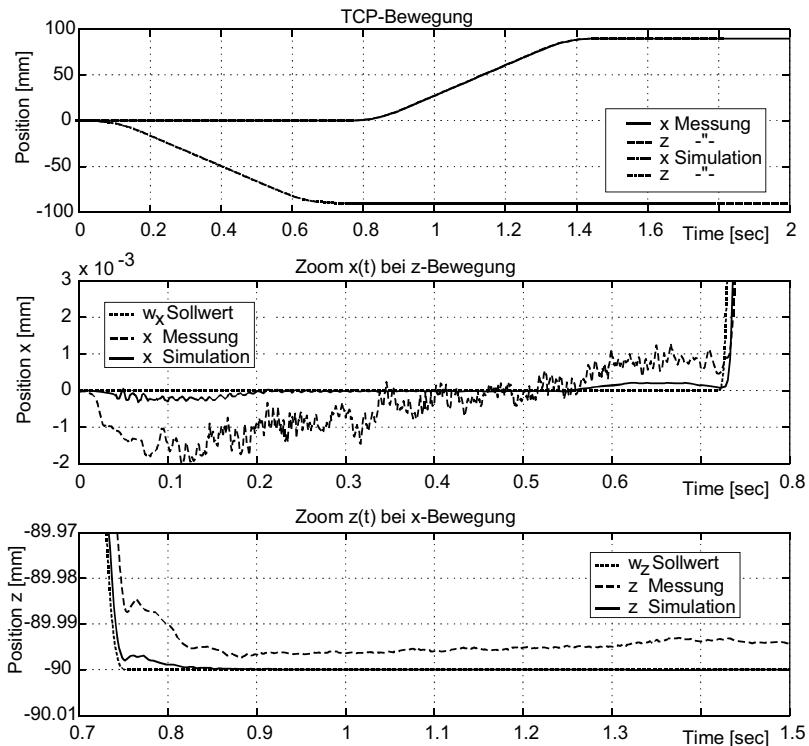


Bild B.5: Zeitverlauf  $x(t)$  und  $z(t)$  der TCP-Position: Vergleich Messung – Simulation

Der Vertikalschlitten besitzt aufgrund seiner funktionell bedingten geometrischen Gestalt leicht unsymmetrische Steifigkeitseigenschaften, die durch eine Verdrehung der Achsen der größten Biegewiderstandsmomente gegenüber den Bewegungsrichtungen der Maschinenachsen gekennzeichnet sind. Dies hat zur Folge, dass es bei entsprechender Belastung durch Trägheits- oder Bearbeitungskräfte in Richtung einer Maschinenachse zur typischen Ausbildung einer schiefen Biegung kommt. Das heißt, der Vertikalschlitten verformt sich nicht nur in Richtung der angreifenden Lastkraft, sondern es tritt auch ein, allerdings wesentlich geringerer, Verlagerungsanteil normal zur Belastungsrichtung auf. Dieser Effekt wirkt sich in der Einbausituation des Vertikalschlittens in der Maschine - zwar geringfügig, aber messbar - auf die resultierende Gesamtverlagerung am TCP aus. Da dieser Effekt um mehr als eine Größenordnung kleiner ist als die Nachgiebigkeit in Belastungsrichtung, wird der Nachweis als Beleg für die Abbildungsgüte der MKS-Simulation gewertet. Bei der konstruktiven Überarbeitung der Maschine wird er jedoch als untergeordnet vernachlässigt.

### TCP-Bahnbeschleunigung

Zum weiteren Abgleich von realer Maschine und virtuellem MKS-Maschinenmodell wurde mit einem kapazitiven 3D-Beschleunigungssensor die am TCP auftretende, inertiale Bahnbeschleunigung bei der 90°-Eckenfahrt gemessen. Bild B.6 zeigt im Vergleich die Ergebnisverläufe der Messdaten und der MKS-simulierten Werte der Beschleunigung am TCP.

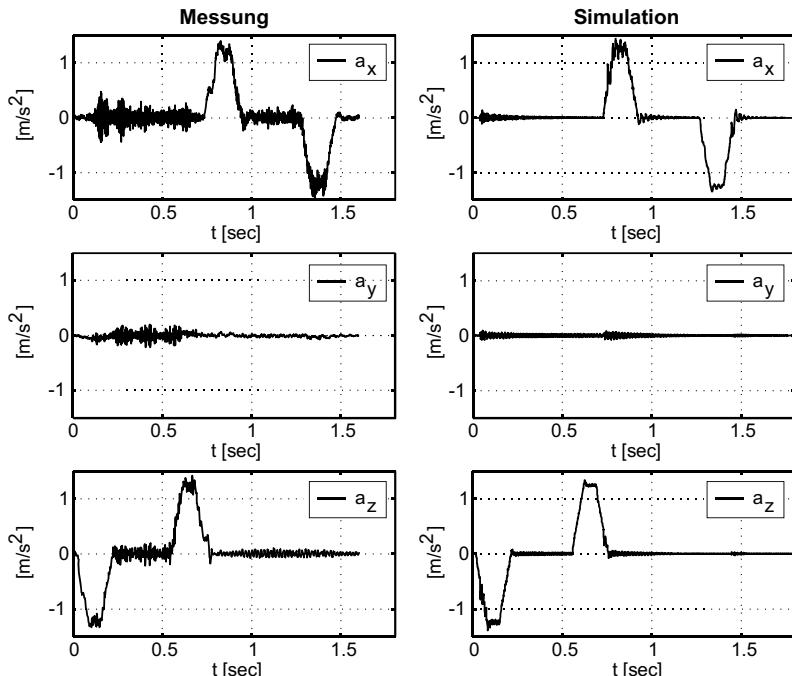


Bild B.6: Beschleunigung TCP: Vergleich Messung – Simulation

Wiederum treten aufgrund der vereinfachten Modellabbildung des Haft-/Gleit-Reibungsverhaltens in Antrieben und Führung in den Zeitabschnitten sehr kleiner Bewegungsgeschwindigkeiten Unterschiede im Zeitverlauf von  $a_x(t)$  und  $a_z(t)$  auf. Im gemessenen Beschleunigungssignal können höherfrequente Schwingungen ausgemacht werden, die vermutlich von Kontaktvorgängen der Wälzkörper in Führungen und Antrieb verursacht werden. Die gemessenen Beschleunigungssignale sind zudem von einem leichten Messrauschen überlagert. Ansonsten kann eine sehr gute Übereinstimmung im Groß- und Kleinsignalbereich festgestellt werden.

## C Analyse der optimierten Maschinenversion

### Beitrag der Maschinenkomponenten zur Positionsabweichung am TCP

Die kinematische Analyse des Verformungsverhaltens der überarbeiteten Version des Fräsbearbeitungszentrums wurde anhand der in Bild C.1 abgebildeten Verformungskennlinien durchgeführt. Auch in diesem Fall wurden die Auswertezeitpunkte nach dem Merkmalskriterium der maximalen absoluten TCP-Gesamtverlagerung ausgewählt. Wie bereits in Abschnitt 7.6.1 angesprochen, resultiert aus der Versteifung des Fahrständers eine um 20 % bzw. um 6 % reduzierte maximale Gesamtverlagerung des TCP von  $\Delta x = 11,3 \mu m$  bzw.  $\Delta z = 4,25 \mu m$ . Da die absoluten Beiträge der anderen Strukturkomponenten nahezu keine Veränderung erfahren, macht der Anteil des Fahrständers nur noch ca. 44 % der Gesamtverlagerung aus (bei der Ausgangsversion beträgt der Anteil ca. 50 %).

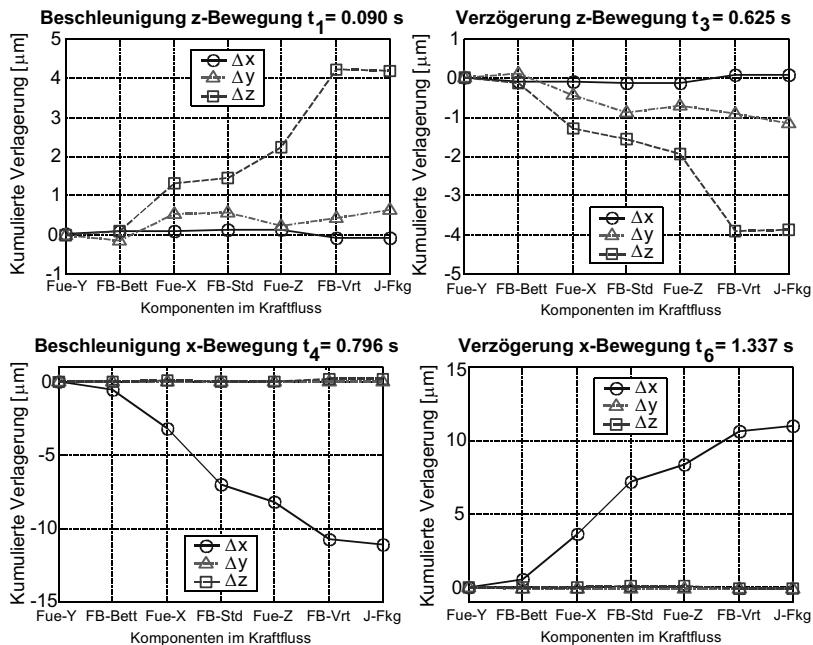


Bild C.1: Kinematische Analyse der Komponentenanteile zur TCP-Verlagerung an relevanten Zeitpunkten

Die Versteifung des Fahrständers bewirkt ferner eine leichte Erhöhung der Eigenfrequenzen der Maschine. Infolge des dadurch veränderten Schwingungsverhaltens treten die Maxima der TCP-Gesamtverlagerung bei der optimierten Maschine zu anderen Zeitpunkten als an der Ausgangsversion auf.



# iwb Forschungsberichte Band 1–121

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

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

- 1 *Streifinger, E.*  
Beitrag zur Sicherung der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit moderner Fertigungsmittel  
1986 · 72 Abb. · 167 Seiten · ISBN 3-540-16391-3
- 2 *Fuchsberger, A.*  
Untersuchung der spanenden Bearbeitung von Knochen  
1986 · 90 Abb. · 175 Seiten · ISBN 3-540-16392-1
- 3 *Meier, C.*  
Montageautomatisierung am Beispiel des Schraubens mit Industrierobotern  
1986 · 77 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-16393-X
- 4 *Summer, H.*  
Modell zur Berechnung verzweigter Antriebsstrukturen  
1986 · 74 Abb. · 197 Seiten · ISBN 3-540-16394-8
- 5 *Simon, W.*  
Elektrische Vorschubantriebe an NC-Systemen  
1986 · 141 Abb. · 198 Seiten · ISBN 3-540-16693-9
- 6 *Büchs, S.*  
Analytische Untersuchungen zur Technologie der Kugelbearbeitung  
1986 · 74 Abb. · 173 Seiten · ISBN 3-540-16694-7
- 7 *Hunzinger, I.*  
Schneideroderte Oberflächen  
1986 · 79 Abb. · 162 Seiten · ISBN 3-540-16695-5
- 8 *Pilland, U.*  
Echtzeit-Kollisionsschutz an NC-Drehmaschinen  
1986 · 54 Abb. · 127 Seiten · ISBN 3-540-17274-2
- 9 *Barthelmeß, P.*  
Montagegerechtes Konstruieren durch die Integration von Produkt- und Montageprozeßgestaltung  
1987 · 70 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-18120-2
- 10 *Reithofer, N.*  
Nutzungssicherung von flexibel automatisierten Produktionsanlagen  
1987 · 84 Abb. · 176 Seiten · ISBN 3-540-18440-6
- 11 *Dress, H.*  
Rechnerunterstützte Entwicklung flexibel automatisierter Montageprozesse  
1988 · 56 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-18799-5
- 12 *Reinhart, G.*  
Flexible Automatisierung der Konstruktion und Fertigung elektrischer Leistungssätze  
1988 · 112 Abb. · 197 Seiten · ISBN 3-540-19003-1
- 13 *Bürstner, H.*  
Investitionsentscheidung in der rechnerintegrierten Produktion  
1988 · 74 Abb. · 190 Seiten · ISBN 3-540-19099-6
- 14 *Grohla, A.*  
Universelles Zellenrechnerkonzept für flexible Fertigungssysteme  
1988 · 74 Abb. · 153 Seiten · ISBN 3-540-19182-8
- 15 *Riese, K.*  
Klippsmontage mit Industrierobotern  
1988 · 92 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-19183-6
- 16 *Lutz, P.*  
Leitsysteme für rechnerintegrierte Auftragsabwicklung  
1988 · 44 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-19260-3
- 17 *Klippel, C.*  
Mobilier Roboter im Materialfluß eines flexiblen Fertigungssystems  
1988 · 86 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-50468-0
- 18 *Rascher, R.*  
Experimentelle Untersuchungen zur Technologie der Kugelherstellung  
1989 · 110 Abb. · 200 Seiten · ISBN 3-540-51301-9
- 19 *Heuser, H.-J.*  
Rechnerunterstützte Planung flexibler Montagesysteme  
1989 · 43 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-51723-5
- 20 *Kirchknopf, P.*  
Ermittlung modaler Parameter aus Übertragungsfrequenzgängen  
1989 · 57 Abb. · 157 Seiten · ISBN 3-540-51724-3
- 21 *Sauerer, Ch.*  
Beitrag für ein Zerspanprozeßmodell Metallbandsägen  
1990 · 89 Abb. · 166 Seiten · ISBN 3-540-51868-1
- 22 *Karstedt, K.*  
Positionsbestimmung von Objekten in der Montage- und Fertigungssymbolisierung  
1990 · 92 Abb. · 157 Seiten · ISBN 3-540-51879-7
- 23 *Peiker, St.*  
Entwicklung eines integrierten NC-Planungssystems  
1990 · 66 Abb. · 180 Seiten · ISBN 3-540-51880-0
- 24 *Schugmann, R.*  
Nachgiebige Werkzeugaufhängungen für die automatische Montage  
1990 · 71 Abb. · 155 Seiten · ISBN 3-540-52138-0
- 25 *Wrbá, P.*  
Simulation als Werkzeug in der Handhabungstechnik  
1990 · 125 Abb. · 178 Seiten · ISBN 3-540-52231-X
- 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 Pfraun, W.  
Rechnergestützte und graphische Planung manueller und teilautomatisierter Arbeitsplätze  
1990 · 59 Abb. · 153 Seiten · ISBN 3-540-52829-6
- 30 Tauber, A.  
Modellierung 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 Tuzcek, H.  
Inspektion von Karosserierechteilen auf Risse und Einschnürungen 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 Kupec, Th.  
Wissensbasiertes Leitsystem zur Steuerung flexibler Fertigungsanlagen  
1991 · 68 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-54260-4
- 38 Maulhardt, U.  
Dynamisches Verhalten von Kreissägen  
1991 · 109 Abb. · 159 Seiten · ISBN 3-540-54365-1
- 39 Götz, R.  
Strukturierte Planung flexibel automatisierter Montagesysteme für flächige Bauteile  
1991 · 86 Abb. · 201 Seiten · ISBN 3-540-54401-1
- 40 Keeper, 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 Hößmann, J.  
Methodik zur Planung der automatischen Montage von nicht formstabilen Bauteilen  
1992 · 73 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-5520-0
- 44 Petry, M.  
Systematik zur Entwicklung eines modularen Programmabaukastens für robotergeführte Klebefprozesse  
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 rationellen Automatisierung der Montage von Schnellbefestigungselementen  
1992 · 77 Abb. · 176 Seiten · ISBN 3-540-55512-9
- 50 Garnich, F.  
Laserbearbeitung mit Robotern  
1992 · 110 Abb. · 184 Seiten · ISBN 3-540-55513-7
- 51 Eubert, P.  
Digitale Zustandessregelung elektrischer Vorschubantriebe  
1992 · 89 Abb. · 159 Seiten · ISBN 3-540-44441-2
- 52 Glas, W.  
Rechnerintegrierte Kabelfertigung  
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 Bomm, H.  
Ein Ziel- und Kennzahlensystem zum Investitionscontrolling komplexer Produktionssysteme  
1992 · 87 Abb. · 195 Seiten · ISBN 3-540-55984-7
- 57 Wendt, A.  
Qualitätssicherung in flexibel automatisierten Montagesystemen  
1992 · 74 Abb. · 179 Seiten · ISBN 3-540-56044-0
- 58 Hansmaier, H.  
Rechnergestütztes Verfahren zur Geräuschminderung  
1993 · 67 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-56053-2
- 59 Dilling, U.  
Planung von Fertigungssystemen unterstützt durch Wirtschaftssimulationen  
1993 · 72 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-56307-5

- 60 *Strahmayer, 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 *Kummelsteiner, 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 · 96 Abb. · 148 Seiten · ISBN 3-540-57577-4
- 69 *Viethen, U.*  
Systematik zum Prüfen in flexiblen Fertigungssystemen  
1994 · 70 Abb. · 142 Seiten · ISBN 3-540-57794-7
- 70 *Seehuber, M.*  
Automatische Inbetriebnahme geschwindigkeitsadaptiver Zustandsregler  
1994 · 72 Abb. · 155 Seiten · ISBN 3-540-57896-X
- 71 *Amann, W.*  
Eine Simulationsumgebung für Planung und Betrieb von Produktionsystemen  
1994 · 71 Abb. · 129 Seiten · ISBN 3-540-57924-9
- 72 *Schöpf, M.*  
Rechnergestütztes Projektinformations- und Koordinationssystem für das Fertigungsvorfeld  
1997 · 63 Abb. · 130 Seiten · ISBN 3-540-58052-2
- 73 *Wellig, 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 · 65 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.*  
Arbeitsfolgeplanung 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 Materialflussteuerungen  
1995 · 94 Abb. · 188 Seiten · ISBN 3-540-58953-8
- 87 *Rockland, M.*  
Flexibilisierung der automatischen Teilebereitstellung in Montageanlagen  
1995 · 83 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-58999-6
- 88 *Linner, St.*  
Konzept einer integrierten Produktentwicklung  
1995 · 67 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-59016-1
- 89 *Eder, Th.*  
Integrierte Planung von Informationssystemen für rechnergestützte Produktionssysteme  
1995 · 62 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-59084-6
- 90 *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 *Fichtmöller, N.*  
Rationalisierung durch flexible, hybride Montagesysteme  
1996 · 83 Abb. · 145 Seiten · ISBN 3-540-60960-1
- 96 *Trucks, V.*  
Rechnergestützte Beurteilung von Getriebestructuren in Werkzeugmaschinen  
1996 · 64 Abb. · 141 Seiten · ISBN 3-540-60599-8
- 97 *Schäffer, G.*  
Systematische Integration adaptiver Produktionssysteme  
1995 · 71 Abb. · 170 Seiten · ISBN 3-540-60958-X
- 98 *Koch, M. R.*  
Autonome Fertigungszeilen - Gestaltung, Steuerung und integrierte Störungsbehandlung  
1996 · 67 Abb. · 138 Seiten · ISBN 3-540-61104-5
- 99 *Motezuma 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 · 98 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 Ähnlichkeitssuche 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 Produktdaten  
1997 · 67 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-63999-3
- 112 *Geyer, M.*  
Flexibles Planungssystem zur Berücksichtigung ergonomischer Aspekte bei der Produkt- und Arbeitssystemgestaltung  
1997 · 85 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-64195-5
- 113 *Martin, C.*  
Produktionsregelung - ein modularer, modellbasierter Ansatz  
1998 · 73 Abb. · 162 Seiten · ISBN 3-540-64401-6
- 114 *Löffler, Th.*  
Akustische Überwachung automatisierter Fügeprozesse  
1998 · 85 Abb. · 136 Seiten · ISBN 3-540-64511-X
- 115 *Lindmaier, R.*  
Qualitätsorientierte Entwicklung von Montagesystemen  
1998 · 84 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-64686-8
- 116 *Koehler, J.*  
Prozeßorientierte Teamstrukturen in Betrieben mit Großserienfertigung  
1998 · 75 Abb. · 185 Seiten · ISBN 3-540-65037-7
- 117 *Schuler, R. W.*  
Leitfaden zum automatisierten Auftrag von hochviskosen Dichtmassen  
1999 · 76 Abb. · 162 Seiten · ISBN 3-540-65320-1
- 118 *Debuschewitz, M.*  
Integrierte Methodik und Werkzeuge zur herstellungsorientierten Produktentwicklung  
1999 · 104 Abb. · 169 Seiten · ISBN 3-540-65350-3
- 119 *Bauer, L.*  
Strategien zur rechnergestützten Offline-Programmierung von 3D-Laseranlagen  
1999 · 98 Abb. · 145 Seiten · ISBN 3-540-65382-1
- 120 *Pfob, E.*  
Modellgestützte Arbeitsplanung bei Fertigungsmaschinen  
1999 · 69 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-65525-5
- 121 *Spitznagel, J.*  
Erfahrungsgeleitete Planung von Laseranlagen  
1999 · 63 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-65896-3

# Seminarberichte iwb

herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart und Prof. Dr.-Ing. Michael Zäh,  
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, info@utz.de

- 1 Innovative Montagesysteme - Anlagengestaltung, -bewertung und -überwachung  
115 Seiten · ISBN 3-931327-01-9
- 2 Integriertes Produktmodell - Von der Idee zum fertigen Produkt  
82 Seiten · ISBN 3-931327-02-7
- 3 Konstruktion von Werkzeugmaschinen - Berechnung, Simulation und Optimierung  
110 Seiten · ISBN 3-931327-03-5
- 4 Simulation - Einsatzmöglichkeiten und Erfahrungsberichte  
134 Seiten · ISBN 3-931327-04-3
- 5 Optimierung der Kooperation in der Produktentwicklung  
95 Seiten · ISBN 3-931327-05-1
- 6 Materialbearbeitung mit Laser - von der Planung zur Anwendung  
86 Seiten · ISBN 3-931327-76-0
- 7 Dynamisches Verhalten von Werkzeugmaschinen  
80 Seiten · ISBN 3-931327-77-9
- 8 Qualitätsmanagement - der Weg ist das Ziel  
130 Seiten · ISBN 3-931327-78-7
- 9 Installationstechnik an Werkzeugmaschinen - Analysen und Konzepte  
120 Seiten · ISBN 3-931327-79-5
- 10 3D-Simulation - Schneller, sicherer und kostengünstiger zum Ziel  
90 Seiten · ISBN 3-931327-10-8
- 11 Unternehmensorganisation - Schlüssel für eine effiziente Produktion  
110 Seiten · ISBN 3-931327-11-6
- 12 Autonome Produktionsysteme  
100 Seiten · ISBN 3-931327-12-4
- 13 Planung von Montageanlagen  
130 Seiten · ISBN 3-931327-13-2
- 14 Nicht erschienen - wird nicht erscheinen
- 15 Flexible fluide Kleb/Dichtstoffe - Dosierung und Prozeßgestaltung  
80 Seiten · ISBN 3-931327-15-9
- 16 Time to Market - Von der Idee zum Produktionsstart  
80 Seiten · ISBN 3-931327-16-7
- 17 Industriekeramik in Forschung und Praxis - Probleme, Analysen und Lösungen  
80 Seiten · ISBN 3-931327-17-5
- 18 Das Unternehmen im Internet - Chancen für produzierende Unternehmen  
165 Seiten · ISBN 3-931327-18-3
- 19 Leittechnik und Informationslogistik - mehr Transparenz in der Fertigung  
85 Seiten · ISBN 3-931327-19-1
- 20 Dezentrale Steuerungen in Produktionsanlagen - Plug & Play - Vereinfachung von Entwicklung und Inbetriebnahme  
105 Seiten · ISBN 3-931327-20-5
- 21 Rapid Prototyping - Rapid Tooling - Schnell zu funktionalen Prototypen  
95 Seiten · ISBN 3-931327-21-3
- 22 Mikrotechnik für die Produktion - Greifbare Produkte und Anwendungspotentiale  
95 Seiten · ISBN 3-931327-22-1
- 23 EDM Engineering Data Management  
195 Seiten · ISBN 3-931327-24-8
- 25 Rationelle Nutzung der Simulationstechnik - Entwicklungstrends und Praxisbeispiele  
152 Seiten · ISBN 3-931327-25-6
- 26 Alternative Dichtungssysteme - Konzepte zur Dichtungsmontage und zum Dichtmittelauftrag  
110 Seiten · ISBN 3-931327-26-4
- 27 Rapid Prototyping - Mit neuen Technologien schnell vom Entwurf zum Serienprodukt  
111 Seiten · ISBN 3-931327-27-2
- 28 Rapid Tooling - Mit neuen Technologien schnell vom Entwurf zum Serienprodukt  
154 Seiten · ISBN 3-931327-28-0
- 29 Installationstechnik an Werkzeugmaschinen - Abschlußseminar  
156 Seiten · ISBN 3-931327-29-9
- 30 Nicht erschienen - wird nicht erscheinen
- 31 Engineering Data Management (EDM) - Erfahrungsberichte und Trends  
183 Seiten · ISBN 3-931327-31-0
- 32 Nicht erschienen - wird nicht erscheinen
- 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 Modern 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 Mikrobauteilen  
125 Seiten · ISBN 3-89675-044-5
- 45 Produzieren in Netzwerken - Lösungsansätze, Methoden, Praxisbeispiele  
173 Seiten · ISBN 3-89675-045-3
- 46 Virtuelle Produktion - Ablaufsimulation  
108 Seiten · ISBN 3-89675-046-1

- 47 **Virtuelle Produktion · Prozeß- und Produktsimulation**  
131 Seiten · ISBN 3-89675-047-X
- 48 **Sicherheitstechnik an Werkzeugmaschinen**  
106 Seiten · ISBN 3-89675-048-8
- 49 **Rapid Prototyping · Methoden für die reaktionsfähige Produktentwicklung**  
150 Seiten · ISBN 3-89675-049-6
- 50 **Rapid Manufacturing · Methoden für die reaktionsfähige Produktion**  
121 Seiten · ISBN 3-89675-050-X
- 51 **Flexibles Kleben und Dichten · Produkt- & Prozeßgestaltung, Mischverbindungen, Qualitätskontrolle**  
137 Seiten · ISBN 3-89675-051-8
- 52 **Rapid Manufacturing · Schnelle Herstellung von Klein- und Prototypserien**  
124 Seiten · ISBN 3-89675-052-6
- 53 **Mischverbindungen · Werkstoffauswahl, Verfahrensauswahl, Umsetzung**  
107 Seiten · ISBN 3-89675-054-2
- 54 **Virtuelle Produktion · Integrierte Prozess- und Produktsimulation**  
133 Seiten · ISBN 3-89675-054-2
- 55 **e-Business in der Produktion · Organisationskonzepte, IT-Lösungen, Praxisbeispiele**  
150 Seiten · ISBN 3-89675-055-0
- 56 **Virtuelle Produktion · Ablaufsimulation als planungsbegleitendes Werkzeug**  
150 Seiten · ISBN 3-89675-056-9
- 57 **Virtuelle Produktion · Datenintegration und Benutzerschnittstellen**  
150 Seiten · ISBN 3-89675-057-7
- 58 **Rapid Manufacturing · Schnelle Herstellung qualitativ hochwertiger Bauteile oder Kleinserien**  
169 Seiten · ISBN 3-89675-058-7
- 59 **Automatisierte Mikromontage · Werkzeuge und Fügetechnologien für die Mikrosystemtechnik**  
114 Seiten · ISBN 3-89675-059-3
- 60 **Mechatronische Produktionssysteme · Genauigkeit gezielt entwickeln**  
131 Seiten · ISBN 3-89675-060-7
- 61 **Nicht erschienen – wird nicht erscheinen**
- 62 **Rapid Technologien · Anspruch – Realität – Technologien**  
100 Seiten · ISBN 3-89675-062-3
- 63 **Fabrikplanung 2002 · Visionen – Umsetzung – Werkzeuge**  
124 Seiten · ISBN 3-89675-063-1
- 64 **Mischverbindungen · Einsatz und Innovationspotenzial**  
143 Seiten · ISBN 3-89675-064-X
- 65 **Fabrikplanung 2003 · Basis für Wachstum · Erfahrungen Werkzeuge Visionen**  
136 Seiten · ISBN 3-89675-065-8
- 66 **Mit Rapid Technologien zum Aufschwung · Neue Rapid Technologien und Verfahren, Neue Qualitäten, Neue Möglichkeiten, Neue Anwendungsfelder**  
185 Seiten · ISBN 3-89675-066-6
- 67 **Mechatronische Produktionssysteme · Die Virtuelle Werkzeugmaschine: Mechatronisches Entwicklungsvorgehen, Integrierte Modellbildung, Applikationsfelder**  
148 Seiten · ISBN 3-89675-067-4
- 68 **Virtuelle Produktion · Nutzenpotenziale im Lebenszyklus der Fabrik**  
139 Seiten · ISBN 3-89675-068-2
- 69 **Kooperationsmanagement in der Produktion · Visionen und Methoden zur Kooperation – Geschäftsmodelle und Rechtsformen für die Kooperation – Kooperation entlang der Wert schöpfungskette**  
134 Seiten · ISBN 3-98675-069-0
- 70 **Mechatronik · Strukturdynamik von Werkzeugmaschinen**  
161 Seiten · ISBN 3-89675-070-4
- 71 **Klebetechnik · Zerstörungsfreie Qualitätssicherung beim flexibel automatisierten Kleben und Dichten**  
ISBN 3-89675-071-2 · vergriffen
- 72 **Fabrikplanung 2004 · Erfolgsfaktor im Wettbewerb · Erfahrungen – Werkzeuge – Visionen**  
ISBN 3-89675-072-0 · vergriffen
- 73 **Rapid Manufacturing Vom Prototyp zur Produktion · Erwartungen – Erfahrungen – Entwicklungen**  
179 Seiten · ISBN 3-89675-073-9
- 74 **Virtuelle Produktionssystemplanung · Virtuelle Inbetriebnahme und Digitale Fabrik**  
133 Seiten · ISBN 3-89675-074-7
- 75 **Nicht erschienen – wird nicht erscheinen**
- 76 **Berührungslos Handhabung · Vom Wafer zur Glaslinse, von der Kap sel zur aseptischen Ampulle**  
95 Seiten · ISBN 3-89675-076-3
- 77 **ERP-Systeme · Einführung in die betriebliche Praxis · Erfahrungen, Best Practices, Visionen**  
153 Seiten · ISBN 3-89675-077-7
- 78 **Mechatronik · Trends in der interdisziplinären Entwicklung von Werkzeugmaschinen**  
155 Seiten · ISBN 3-89675-078-X
- 79 **Produktionsmanagement**  
267 Seiten · ISBN 3-89675-079-8
- 80 **Rapid Manufacturing · Fertigungsverfahren für alle Ansprüche**  
154 Seiten · ISBN 3-89675-080-1
- 81 **Rapid Manufacturing · Heutige Trends – Zukünftige Anwendungsfelder**  
172 Seiten · ISBN 3-89675-081-X
- 82 **Produktionsmanagement · Herausforderung Variantenmanagement**  
100 Seiten · ISBN 3-89675-082-8
- 83 **Mechatronik · Optimierungspotenzial der Werkzeugmaschine nutzen**  
160 Seiten · ISBN 3-89675-083-6

# Forschungsberichte iwb

herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart und Prof. Dr.-Ing. Michael Zäh,  
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, info@utz.de

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

- 136 Brandner, Stefan  
**Integriertes Produktdaten- und Prozeßmanagement in virtuellen Fabriken**  
2000 · 172 Seiten · 61 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-715-6
- 137 Hirschberg, Arnd G.  
**Verbindung der Produkt- und Funktionsorientierung in der Fertigung**  
2000 · 165 Seiten · 49 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-729-6
- 138 Reek, Alexandra  
**Strategien zur Fokuspositionierung beim Laserstrahlschweißen**  
2000 · 193 Seiten · 103 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-730-X
- 139 Sabbah, Khalid-Alexander  
**Methodische Entwicklung störungstoleranter Steuerungen**  
2000 · 148 Seiten · 75 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-739-3
- 140 Schliffenbacher, Klaus U.  
**Konfiguration virtueller Wertschöpfungsketten in dynamischen, heterarchischen Kompetenznetzwerken**  
2000 · 187 Seiten · 70 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-754-7
- 141 Sprengel, Andreas  
**Integrierte Kostenkalkulationsverfahren für die Werkzeugmaschinenentwicklung**  
2000 · 144 Seiten · 55 Abb. · 6 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-757-1
- 142 Gallasch, Andreas  
**Informationstechnische Architektur zur Unterstützung des Wandels in der Produktion**  
2000 · 150 Seiten · 69 Abb. · 6 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-781-4
- 143 Cuiper, Ralf  
**Durchgängige rechnergestützte Planung und Steuerung von automatisierten Montagevorgängen**  
2000 · 168 Seiten · 75 Abb. · 3 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-783-0
- 144 Schneider, Christian  
**Strukturmechanische Berechnungen in der Werkzeugmaschinenkonstruktion**  
2000 · 180 Seiten · 66 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-789-X
- 145 Jonas, Christian  
**Konzept einer durchgängigen, rechnergestützten Planung von Montageanlagen**  
2000 · 183 Seiten · 82 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-870-5
- 146 Willnecker, Ulrich  
**Gestaltung und Planung leistungsorientierter manueller Fließmontagen**  
2001 · 175 Seiten · 67 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-891-8
- 147 Lehner, Christof  
**Beschreibung des Nd:Yag-Laserstrahlschweißprozesses von Magnesiumdruckguss**  
2001 · 205 Seiten · 94 Abb. · 24 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0004-X
- 148 Rick, Frank  
**Simulationsgestützte Gestaltung von Produkt und Prozess am Beispiel Laserstrahlschweißen**  
2001 · 145 Seiten · 57 Abb. · 2 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0008-2
- 149 Höhn, Michael  
**Sensorgeführte Montage hybrider Mikrosysteme**  
2001 · 171 Seiten · 74 Abb. · 7 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0012-0
- 150 Böhl, Jörn  
**Wissensmanagement im Klein- und mittelständischen Unternehmen der Einzel- und Kleinserienfertigung**  
2001 · 179 Seiten · 88 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0020-1
- 151 Bürgel, Robert  
**Prozessanalyse an spanenden Werkzeugmaschinen mit digital geregelten Antrieben**  
2001 · 185 Seiten · 60 Abb. · 10 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0021-X
- 152 Stephan Dürrschmidt  
**Planung und Betrieb wandlungsfähiger Logistiksysteme in der variantenreichen Serienproduktion**  
2001 · 914 Seiten · 61 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0023-6
- 153 Bernhard Eich  
**Methode zur prozesskettenorientierten Planung der Teilebereitstellung**  
2001 · 132 Seiten · 48 Abb. · 6 Tabellen · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0028-7

- 154 Wolfgang Rudorfer  
**Eine Methode zur Qualifizierung von produzierenden Unternehmen für Kompetenznetzwerke**  
2001 · 207 Seiten · 89 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0037-6
- 155 Hans Meier  
**Verteilte kooperative Steuerung maschinennaher Abläufe**  
2001 · 162 Seiten · 85 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0044-9
- 156 Gerhard Nowak  
**Informationstechnische Integration des industriellen Service in das Unternehmen**  
2001 · 203 Seiten · 95 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0055-4
- 157 Martin Werner  
**Simulationsgestützte Reorganisation von Produktions- und Logistikprozessen**  
2001 · 191 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0058-9
- 158 Bernhard Lenz  
**Finite Elemente-Modellierung des Laserstrahlschweißens für den Einsatz in der Fertigungsplanung**  
2001 · 150 Seiten · 47 Abb. · 5 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0094-5
- 159 Stefan Grunwald  
**Methode zur Anwendung der flexiblen integrierten Produktentwicklung und Montageplanung**  
2002 · 206 Seiten · 80 Abb. · 25 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0095-3
- 160 Josef Gartner  
**Qualitätssicherung bei der automatisierten Applikation hochviskoser Dichtungen**  
2002 · 165 Seiten · 74 Abb. · 21 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0096-1
- 161 Wolfgang Zeller  
**Gesamtheitliches Sicherheitskonzept für die Antriebs- und Steuerungstechnik bei Werkzeugmaschinen**  
2002 · 192 Seiten · 54 Abb. · 15 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0100-3
- 162 Michael Loferer  
**Rechnergestützte Gestaltung von Montagesystemen**  
2002 · 178 Seiten · 80 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0118-6
- 163 Jörg Fährer  
**Ganzheitliche Optimierung des indirekten Metall-Lasersinterprozesses**  
2002 · 176 Seiten · 69 Abb. · 13 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0124-0
- 164 Jürgen Höppner  
**Verfahren zur berührungslosen Handhabung mittels leistungsstarker Schallwandler**  
2002 · 132 Seiten · 24 Abb. · 3 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0125-9
- 165 Hubert Götte  
**Entwicklung eines Assistenzrobotersystems für die Knieendoprothetik**  
2002 · 258 Seiten · 123 Abb. · 5 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0126-7
- 166 Martin Weissenberger  
**Optimierung der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen im rechnergestützten Entwicklungsprozess**  
2002 · 210 Seiten · 86 Abb. · 2 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0138-0
- 167 Dirk Jacob  
**Verfahren zur Positionierung unterseitenstrukturierter Bauelemente in der Mikrosystemtechnik**  
2002 · 200 Seiten · 82 Abb. · 24 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0142-9
- 168 Ulrich Roßgoderer  
**System zur effizienten Layout- und Prozessplanung von hybriden Montageanlagen**  
2002 · 175 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0154-2
- 169 Robert Klingel  
**Anziehverfahren für hochfeste Schraubenverbindungen auf Basis akustischer Emissionen**  
2002 · 164 Seiten · 89 Abb. · 27 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0174-7
- 170 Paul Jens Peter Ross  
**Bestimmung des wirtschaftlichen Automatisierungsgrades von Montageprozessen in der frühen Phase der Montageplanung**  
2002 · 144 Seiten · 38 Abb. · 38 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0191-7
- 171 Stefan von Praun  
**Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen im Produktentstehungsprozess**  
2002 · 250 Seiten · 62 Abb. · 7 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0202-6

- 172 Florian von der Hagen  
**Gestaltung kurzfristiger und unternehmensübergreifender Engineering-Kooperationen**  
2002 · 220 Seiten · 104 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0208-5
- 173 Oliver Kramer  
**Methode zur Optimierung der Wertschöpfungskette mittelständischer Betriebe**  
2002 · 212 Seiten · 84 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0211-5
- 174 Winfried Dohmen  
**Interdisziplinäre Methoden für die integrierte Entwicklung komplexer mechatronischer Systeme**  
2002 · 200 Seiten · 67 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0214-X
- 175 Oliver Anton  
**Ein Beitrag zur Entwicklung telepräsenter Montagesysteme**  
2002 · 158 Seiten · 85 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0215-8
- 176 Welf Broser  
**Methode zur Definition und Bewertung von Anwendungsfeldern für Kompetenznetzwerke**  
2002 · 224 Seiten · 122 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0217-4
- 177 Frank Breitinger  
**Ein ganzheitliches Konzept zum Einsatz des indirekten Metall-Lasersinterns für das Druckgießen**  
2003 · 156 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0227-1
- 178 Johann von Pieverling  
**Ein Vorgehensmodell zur Auswahl von Konturfertigungsverfahren für das Rapid Tooling**  
2003 · 163 Seiten · 88 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0230-1
- 179 Thomas Baudisch  
**Simulationsumgebung zur Auslegung der Bewegungsdynamik des mechatronischen Systems Werkzeugmaschine**  
2003 · 190 Seiten · 67 Abb. · 8 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0249-2
- 180 Heinrich Schieferstein  
**Experimentelle Analyse des menschlichen Kausystems**  
2003 · 132 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0251-4
- 181 Joachim Berlak  
**Methodik zur strukturierten Auswahl von Auftragsabwicklungssystemen**  
2003 · 244 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0258-1
- 182 Christian Meierlohr  
**Konzept zur rechnergestützten Integration von Produktions- und Gebäudeplanung in der Fabrikgestaltung**  
2003 · 181 Seiten · 84 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0292-1
- 183 Volker Weber  
**Dynamisches Kostenmanagement in kompetenzzentrierten Unternehmensnetzwerken**  
2004 · 210 Seiten · 64 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0330-8
- 184 Thomas Bongardt  
**Methode zur Kompensation betriebsabhängiger Einflüsse auf die Absolutgenauigkeit von Industrierobotern**  
2004 · 170 Seiten · 40 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0332-4
- 185 Tim Angerer  
**Effizienzsteigerung in der automatisierten Montage durch aktive Nutzung mechatronischer Produktkomponenten**  
2004 · 180 Seiten · 67 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0336-7
- 186 Alexander Krüger  
**Planung und Kapazitätsabstimmung stückzahlflexibler Montagesysteme**  
2004 · 197 Seiten · 83 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0371-5
- 187 Matthias Meindl  
**Beitrag zur Entwicklung generativer Fertigungsverfahren für das Rapid Manufacturing**  
2005 · 222 Seiten · 97 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0465-7
- 188 Thomas Fusch  
**Betriebsbegleitende Prozessplanung in der Montage mit Hilfe der Virtuellen Produktion am Beispiel der Automobilindustrie**  
2005 · 190 Seiten · 99 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0467-3

- 189 Thomas Mosandl  
**Qualitätssteigerung bei automatisiertem Klebstoffauftrag durch den Einsatz optischer Konturfolgesysteme**  
2005 · 182 Seiten · 58 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0471-1
- 190 Christian Patron  
**Konzept für den Einsatz von Augmented Reality in der Montageplanung**  
2005 · 150 Seiten · 61 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0474-6
- 191 Robert Cisek  
**Planung und Bewertung von Rekonfigurationsprozessen in Produktionssystemen**  
2005 · 200 Seiten · 64 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0475-4
- 192 Florian Auer  
**Methode zur Simulation des Laserstrahlenschweißens unter Berücksichtigung der Ergebnisse vorangegangener Umformsimulationen**  
2005 · 160 Seiten · 65 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0485-1
- 193 Carsten Selke  
**Entwicklung von Methoden zur automatischen Simulationsmodellgenerierung**  
2005 · 137 Seiten · 53 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0495-9
- 194 Markus Seefried  
**Simulation des Prozessschrittes der Wärmebehandlung beim Indirekten-Metall-Lasersintern**  
2005 · 216 Seiten · 82 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0503-3
- 195 Wolfgang Wagner  
**Fabrikplanung für die standortübergreifende Kostensenkung bei marktnaher Produktion**  
2006 · 208 Seiten · 43 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0586-6
- 196 Christopher Ulrich  
**Erhöhung des Nutzunggrades von Laserstrahlquellen durch Mehrfach-Anwendungen**  
2006 · 178 Seiten · 74 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0590-4
- 197 Johann Härtl  
**Prozessgaseinfluss beim Schweißen mit Hochleistungsdiodenlasern**  
2006 · 140 Seiten · 55 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0611-0
- 198 Bernd Hartmann  
**Die Bestimmung des Personalbedarfs für den Materialfluss in Abhängigkeit von Produktionsfläche und -menge**  
2006 · 208 Seiten · 105 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0615-3
- 199 Michael Schilp  
**Auslegung und Gestaltung von Werkzeugen zum berührungslosen Greifen kleiner Bauteile in der Mikromontage**  
2006 · 130 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0631-5
- 200 Florian Manfred Grätz  
**Teilautomatische Generierung von Stromlauf- und Fluidplänen für mechatronische Systeme**  
2006 · 192 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0643-9
- 201 Dieter Eireiner  
**Prozessmodelle zur statischen Auslegung von Anlagen für das Friction Stir Welding**  
2006 · 214 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0650-1
- 202 Gerhard Volkwein  
**Konzept zur effizienten Bereitstellung von Steuerungsfunktionalität für die NC-Simulation**  
2007 · 202 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0668-9
- 203 Sven Roeren  
**Komplexitätsvariable Einflussgrößen für die bauteilbezogene Struktursimulation thermischer Fertigungsprozesse**  
2007 · 224 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0680-1

