

### 2.7.2 Gekoppelte Simulation von Struktur- und Regelkreisen mit Hilfe der flexiblen Mehrkörpersimulation

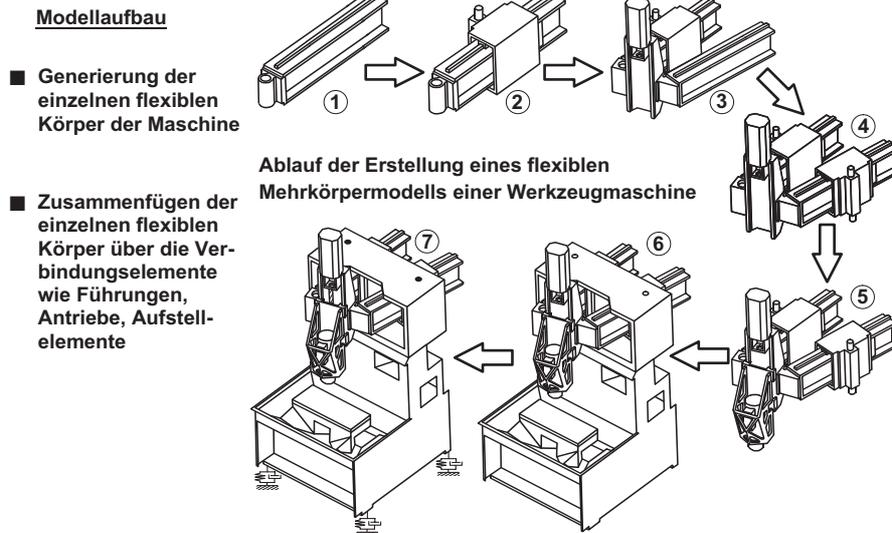
An hochdynamische Werkzeugmaschinen werden hohe Anforderungen hinsichtlich geringer bewegter Massen bei ausreichender Steifigkeit sowie hoch einzustellender Reglerparameter der Vorschubantriebe gestellt. Dabei bestehen Wechselwirkungen zwischen Struktur- und Antriebsdynamik. Die regelungstechnischen Antriebsfrequenzen und die unteren mechanischen Maschineneigenfrequenzen beeinflussen sich merklich. Zur Vermeidung von Instabilitäten müssen die Reglerfaktoren herabgesetzt werden, wodurch die Bandbreite der Vorschubachsen sinkt (vgl. Band 3).

Derzeit erfolgen die Auslegung der Antriebe und die Konstruktion der Maschinenstruktur häufig noch getrennt voneinander, was zu einer unzureichenden Aussagekraft führt. Die im vorigen Kapitel beschriebene Berechnung des dynamischen Strukturverhaltens mit Hilfe der FEM ist sehr zeitaufwändig. Eine Kopplung dieser Berechnungen mit anderen Programmen im Zeitbereich kommt daher kaum in Betracht. Durch die Mehrkörpersimulation (MKS) mit flexiblen Körpern steht dem Entwickler ein Software-Werkzeug zur Verfügung, welches die gekoppelte Simulation von Struktur- und Antriebsdynamik erlaubt.

Bei der sogenannten flexiblen Mehrkörpersimulation von Werkzeugmaschinenstrukturen werden die einzelnen Maschinenkomponenten als flexible Körper abgebildet. Weiterhin werden die einzelnen Fügstellen zwischen den Komponenten wie den Führungs- und Antriebssystemen analog zur Finite-Elemente-Berechnung, durch flexible Verbindungselemente approximiert. Diesen Verbindungselementen wird im MKS-Modell zusätzlich eine lokale Dämpfungscharakteristik zugeordnet. Der Aufbau eines solchen Mehrkörpermodells mit flexiblen Körpern ist in Bild 2.127 am Beispiel der Fräsmaschine mit Hybrid-Kinematik dargestellt, die bereits in Kapitel 2.7.1.6.2 beschrieben wurde. Die Bewegungen der Maschine werden in der x-y-Ebene durch eine Parallelkinematik in Bipod-Struktur ausgeführt. Hierbei werden zwei Schubstangen durch je einen Linearmotor in Doppelkammbauweise angetrieben. Der Vorschub in z-Richtung wird durch einen Kugelgewindetrieb ausgeführt.

Zur Berücksichtigung der Flexibilität der Maschinenkomponenten bei der Mehrkörpersimulation werden über eine Schnittstelle des MKS-Programms zu gängigen Finite-Elemente-Programmen die modalen Eigenschaften, bezogen auf die einzelnen Koppelstellen der Bauteile, in das Mehrkörpermodell integriert. Das Verhalten der flexiblen Körper wird so effizient auf die Krafteinleitungs- und -übertragungsstellen im Mehrkörpermodell reduziert. Die Berücksichtigung der modalen Eigenschaften flexibler Körper erfolgt auf Basis der Theorie von Craig und Bampton, nach der die Freiheitsgrade eines Körpers in Schnittstellenfreiheitsgrade und innere Freiheitsgrade unterteilt werden [28]. Durch diese Unterteilung können so die Systemfreiheitsgrade durch die Formulierung zweier unterschiedlicher Arten von Moden beschrieben werden.

Die sogenannten Craig-Bampton Moden teilen sich in lineare Eigenformen bei gefesselten Schnittstellenfreiheitsgraden und in statische Korrekturmoden, bei



**Bild 2.127.** Modellaufbau eines flexiblen Mehrkörpermodells einer Fräsmaschine mit Hybrid-Kinematik

denen jedem Schnittstellenfreiheitsgrad eine Einheitsverformung aufgeprägt wird, während alle anderen Schnittstellenfreiheitsgrade gefesselt sind, auf . Der Zusammenhang zwischen den Systemfreiheitsgraden  $u$ , den Craig-Bampton Moden und den modalen Koordinaten eines flexiblen Körpers lässt sich wie folgt darstellen:

$$u = \begin{Bmatrix} u_B \\ u_I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} E & 0 \\ \Phi_{IC} & \Phi_{IN} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} q_C \\ q_N \end{Bmatrix} . \quad (2.78)$$

Hierin stellen  $u_B$  die Schnittstellenfreiheitsgrade und  $u_I$  die internen Freiheitsgrade des Körpers dar. Diese Freiheitsgrade werden mit Hilfe der entsprechenden modalen Koordinaten der statischen Korrekturmoden  $q_C$  sowie deren physikalischen Verlagerungen der internen Freiheitsgrade  $\Phi_{IC}$  und den Moden bei gefesselten Schnittstellenfreiheitsgraden  $q_N$  und deren physikalischen Verlagerungen  $\Phi_{IN}$  der internen Freiheitsgrade berechnet. Entsprechend dieser Craig-Bampton Modalbasis werden für die einzelnen flexiblen Körper generalisierte und orthogonalierte Massen und Steifigkeitsmatrizen berechnet.

Das dynamische Verhalten einer flexiblen Struktur wird bei der Mehrkörpersimulation durch eine differentielle Bewegungsgleichung nach Lagrange in Abhängigkeiten der generalisierten Koordinaten beschrieben:

$$\begin{aligned} & [M] \cdot \{\ddot{\xi}\} + [\dot{M}] \cdot \{\dot{\xi}\} - \frac{1}{2} \cdot \left[ \frac{\partial M}{\partial \xi} \cdot \{\dot{\xi}\} \right]^T \cdot \{\dot{\xi}\} + [K] \cdot \{\xi\} + \{f_g\} \\ & + [D] \cdot \{\dot{\xi}\} + \left[ \frac{\partial \Psi}{\partial \xi} \right]^T \cdot \{\lambda\} = \{Q\} . \end{aligned} \quad (2.79)$$

Hierin sind  $\xi \ddot{\xi} \ddot{\xi}$  die zeitabhängigen generalisierten Koordinaten und deren zeitliche Ableitungen,  $\Psi$  die Gleichungen der Randbedingungen des Systems sowie  $\lambda$  die Lagrange-Multiplikatoren. Die mechanischen Eigenschaften Masse  $M$  und Steifigkeit  $K$  werden ebenso wie die Gewichtskraft  $f_g$  und die generalisierten Kräfte  $Q$  in Abhängigkeit der generalisierten Koordinaten formuliert. Die Dämpfungsmatrix  $D$  beschreibt die modale Dämpfung des Systems [119].

Zur gekoppelten Simulation von Strukturdynamik und Antriebsregelkreisen bieten MKS-Systeme Schnittstellen zu Computer Aided Control Engineering Programmen (CACE), wie z.B. MATLAB/SIMULINK. Mit solchen Programmen lassen sich die Regelkreise der Antriebe abbilden.

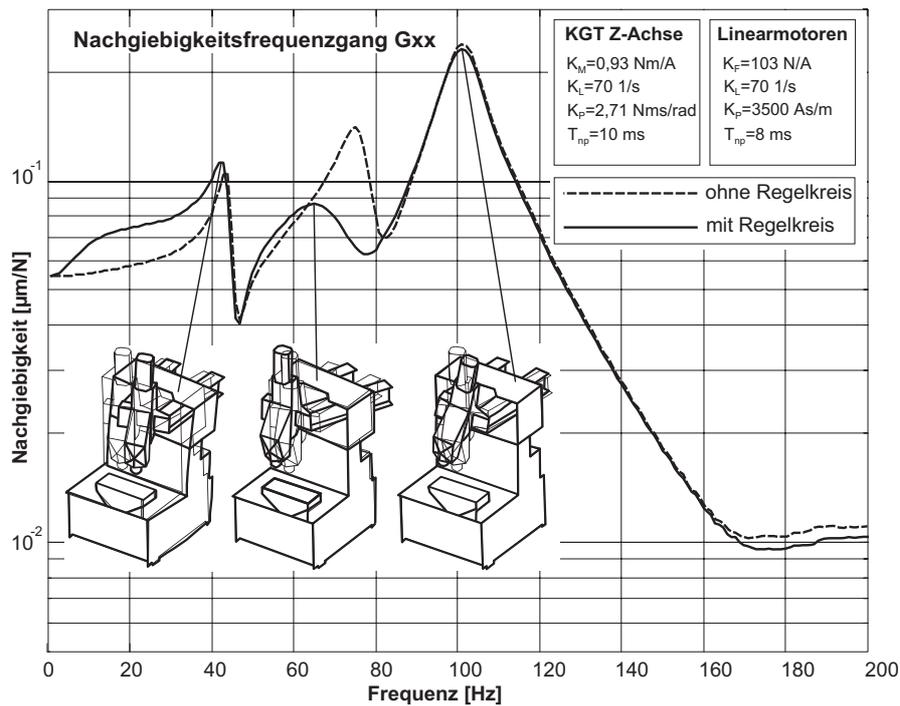
In Bild 2.128 ist die Kopplung zwischen dem flexiblen Mehrkörpermodell der beschriebenen Fräsmaschine mit Hybrid-Kinematik und den Antriebsregelkreisen dargestellt.

Bei der gekoppelten Simulation von mechanischer Struktur und Vorschubregler berechnet das Reglermodell (z.B. MATLAB/SIMULINK-Programm) die Motormomente bzw. Vorschubkräfte auf Grund der vorgegebenen Geschwindigkeits- und Beschleunigungswerte und der vorliegenden Regelabweichung. Diese Momente bzw. Kräfte werden dem MKS-Programm zugeführt, das die sich hieraus ergebenden Strukturverformungen ermittelt, die direkten Einfluss auf die Regelabweichung nehmen. Es findet also ein ständiger Wechsel zwischen den Programmen statt, wobei Verformung und Schwinggeschwindigkeit über die Datenschnittstelle des MKS-Programms dem CACE-Programm zugeführt werden und umgekehrt die Kräfte und Momente aus dem CACE-Programm dem MKS-Programm zur Verfügung gestellt werden.

In dem angeführten Beispiel bedeutet dies beispielsweise, dass für die Lineardirektantriebe die Relativverlagerungen und die Relativgeschwindigkeiten im Modell an der Stelle, an der bei der realen Maschine das Messsystem angeordnet ist, für jeden Berechnungsschritt ausgelesen und über eine Schnittstelle dem CACE-Programm übergeben werden. Mit dem Modell des regelungstechnischen Systems wird in der CACE-Umgebung entsprechend der eingestellten Reglerparameter die Antriebskraft berechnet und über die Schnittstelle zurück an das MKS-Modell übergeben. Daraufhin wird die Wirkung der Antriebskräfte auf das flexible Modell im MKS-System berechnet.

Durch die Kopplung der Regelkreis- und Strukturdynamiksimulation kann der Einfluss der Reglerparameter auf das dynamische Verhalten des Gesamtsystems abgeschätzt werden. Dies erlaubt die Untersuchung eventuell auftretender Wechselwirkungen zwischen Antrieb und Struktur und eine Optimierung des gekoppelten Systems. Im Rahmen solcher Simulationen werden unterschiedliche Untersuchungen des Maschinenverhaltens durchgeführt. Zum einen ist die Simulation des dynamischen Nachgiebigkeitsverhaltens der Struktur alleine sowie mit eingeschalteter Regelung auf Grund der Prozesskräfte zu nennen. Zum anderen können mit der Simulation von vorgegebenen Bahnbewegungen einer oder mehrerer Achsen der Maschine, wie z.B. das Durchfahren ruckbegrenzter Rampen oder das Fahren ei-





**Bild 2.129.** Gegenüberstellung von Simulationsergebnissen mit und ohne Berücksichtigung der Antriebsregelkreise

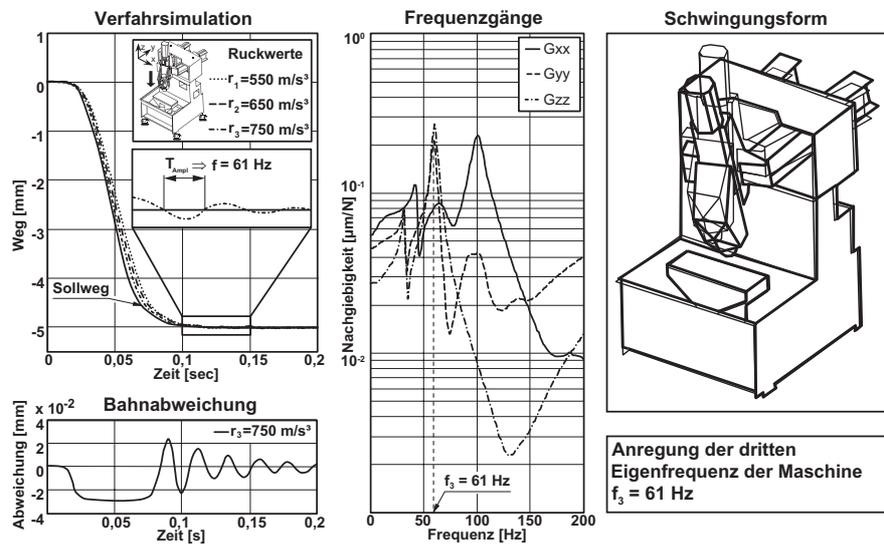
Antriebe einen erheblichen Einfluss auf das dynamische Maschinenverhalten haben. Die Nachgiebigkeit der Antriebe beeinflusst die Lage und Höhe einiger Resonanzstellen und auch die entsprechenden Schwingungsformen. Vergleicht man die Berechnung der Eigenformen der Maschine ohne Berücksichtigung der Antriebe aus Kapitel 2.7.1.6.2 mit den Berechnungsergebnissen der gekoppelten MKS-Berechnung, so ist zu erkennen, dass das Maschinenverhalten bei der zweiten Resonanzstelle stark abweichend ist. Das auftretende Schieben tritt bei der Berechnung ohne Antriebsregelkreise nicht auf. Hier ist eine Biegeschwingung der Schubstangen zu erkennen, die durch die Nachgiebigkeiten der geregelten Linearmotoren unterdrückt wird. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das dynamische Verhalten von hochdynamischen Werkzeugmaschinen nur mit der gekoppelten Simulation von flexiblen Mehrkörpermodellen und Antriebsregelkreisen mit ausreichender Genauigkeit abgebildet werden kann [208].

Mit Hilfe gekoppelter flexibler Mehrkörpermodelle kann im Rahmen der Entwicklung ebenfalls eine Analyse von Verfahrenoperationen durchgeführt werden. Von Interesse ist hier beispielsweise die Untersuchung des maximal einstellbaren Rucks der Vorschubantriebe. Der Ruck beeinflusst gerade bei hochdynamischen Werk-

zeugmaschinen die Bearbeitungszeit, da die Dynamik der Maschinenstruktur limitierend auf den einstellbaren Ruck wirkt.

Bei einem optimal eingestellten  $K_V$ -Faktor können Parameterstudien für den Ruck durchgeführt werden. Hierbei wird der Ruck ausgehend von einem Startwert gesteigert, solange die zulässige dynamische Verlagerung am Tool Centre Point nicht überschritten wird. Der Startwert dieser Parameterstudien kann beispielsweise aus der Forderung abgeleitet werden, dass die Maschine auf einer vorgegebenen Verfahsstrecke die maximale Beschleunigung erreichen soll.

Bei der Verfahrsimulation wird in diesem Fall der Antriebsregelung ein Sollweg in Form einer ruckbegrenzten Rampe als Eingangssignal aufgeschaltet. Der Antrieb wird in der Simulation aus der Ruhelage auf die maximale Verfahrgeschwindigkeit beschleunigt und bis zum Stillstand verzögert, was in dem konkreten Beispiel einer Positionierbewegung des Spindelkastens in negativer z-Richtung im Eilgang entspricht.



**Bild 2.130.** Ergebnisse einer Verfahrsimulation

Durch das starke Beschleunigen der bewegten Masse der Struktur kommt es zu einer Anregung von Resonanzfrequenzen der Maschine, was im Grenzfall zu Bearbeitungsfehlern des Werkstücks und zu Instabilitäten der Antriebe führt. Bild 2.130 zeigt die Simulationsergebnisse einer solchen Studie am Beispiel der beschriebenen Fräsmaschine. Die Auswertung der simulierten Überschwingungssignale erlaubte eine Zuordnung zu den Eigenfrequenzen der Maschinenstruktur und die Ableitung von konstruktiven Verbesserungsmaßnahmen. Ebenfalls können auf diese Weise wichtige Startwerte für die Parametrierung der Steuerung gewonnen werden, was die

benötigte Zeit für eine Inbetriebnahme der Werkzeugmaschine entscheidend verkürzt.

### 2.7.3 Optimierung des mechanischen Bauteilverhaltens

Zur Berechnung des mechanischen Bauteilverhaltens im Konstruktionsstadium hat sich die Finite-Elemente-Methode (FEM) heute als leistungsstarkes Analysewerkzeug in vielen Industriebereichen durchgesetzt.

Nach Approximation der Bauteilgeometrie durch eine Finite-Elemente-Struktur und der Definition von Werkstoffen, Belastungen und Fesselungen können Strukturreaktionen wie z.B. Verformungen und Spannungen berechnet werden. Anhand der Ergebnisse der FE-Analyse lassen sich konstruktive Schwachstellen eines Bauteils erkennen. Die Methode liefert jedoch keine Aussage darüber, an welchen Stellen Verbesserungen durchzuführen sind und wie diese auszusehen haben. Es ist Aufgabe des Konstrukteurs bzw. des Berechnungsingenieurs, intuitiv Veränderungen vorzunehmen und den Erfolg der Modifikationen durch weitere FE-Analysen zu überprüfen. Bei komplizierten Bauteilen ist dieser intuitive Ansatz nicht mehr möglich.

Eine konsequente Erweiterung der Anwendung der Finite-Elemente-Methode besteht darin, das Beseitigen erkannter Schwachstellen als Optimierungsproblem zu formulieren und zur Lösung dieses Problems Optimierungsalgorithmen einzusetzen.

#### 2.7.3.1 Grundlagen der Optimierung

Die Bezeichnung Optimierung wird im täglichen Sprachgebrauch für Vorgänge verwendet, denen gemeinsam ist, dass unter gegebenen Voraussetzungen eine bestmögliche Lösung im Hinblick auf ein zu erreichendes Ziel gesucht wird.

Im Bereich der Bauteilkonstruktion, insbesondere bei der Auslegung und Dimensionierung, wird der Berechnungsingenieur sehr häufig mit Optimierungsproblemen konfrontiert, zu deren Lösung eine Fülle an Methoden und Verfahren entwickelt wurden [70, 148]. Bild 2.131 stellt die drei für den Werkzeugmaschinenbau wichtigsten Verfahren der Strukturoptimierung schematisch dar. Diese werden in den folgenden Abschnitten erläutert.

Im Bereich der Optimierung mit der Finite-Elemente-Methode nehmen die Verfahren der Parameteroptimierung einen besonderen Stellenwert ein. Zur Anwendung von Parameteroptimierungsverfahren bedarf es einer sogenannten Mathematischen Modellbildung. Der Begriff Mathematische Modellbildung beschreibt den Prozess der Transformation eines zu lösenden Problems in ein Modell, auf das spezielle Optimierungsalgorithmen angewendet werden können. Bild 2.132 verdeutlicht den Prozess der Mathematischen Modellbildung an einem einfachen Beispiel. Die dargestellte Optimierungsaufgabe besteht darin, die Balkenbreitenabmaße  $x_1$  und  $x_2$  zu ermitteln, die eine minimale Verformung an der Balkenspitze bewirken, gleichzeitig aber das Gewicht des Balkens verglichen mit der Ausgangslösung nicht