

Forschungsberichte aus dem  
wbk Institut für Produktionstechnik  
Universität Karlsruhe (TH)

Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Fleischer  
Prof. Dr.-Ing. Gisela Lanza  
Dr.-Ing. Christian Munzinger  
Prof. Dr.-Ing. habil. Volker Schulze

Martin Kipfmüller

# **Aufwandsoptimierte Simulation von Werkzeugmaschinen**

Band 153





# **Aufwandsoptimierte Simulation von Werkzeugmaschinen**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines  
**Doktors der Ingenieurwissenschaften**  
von der Fakultät für Maschinenbau  
des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

genehmigte  
**Dissertation**

von

Martin Kipfmüller  
aus Karlsruhe

Tag der mündlichen Prüfung: 12.11.2009  
Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Fleischer  
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Christian Brecher





**wbk**

Institut für Produktionstechnik

## **Vorwort des Herausgebers**

Die schnelle und effiziente Umsetzung innovativer Technologien wird vor dem Hintergrund der Globalisierung der Wirtschaft der entscheidende Wirtschaftsfaktor für produzierende Unternehmen. Universitäten können als "Wertschöpfungspartner" einen wesentlichen Beitrag zur Wettbewerbsfähigkeit der Industrie leisten, in dem sie wissenschaftliche Grundlagen sowie neue Methoden und Technologien erarbeiten und aktiv den Umsetzungsprozess in die praktische Anwendung unterstützen.

Vor diesem Hintergrund soll im Rahmen dieser Schriftenreihe über aktuelle Forschungsergebnisse des Instituts für Produktionstechnik (wbk) der Universität Karlsruhe (TH) berichtet werden. Unsere Forschungsarbeiten beschäftigen sich sowohl mit der Leistungssteigerung von Fertigungsverfahren und zugehörigen Werkzeugmaschinen- und Handhabungstechnologien als auch mit der ganzheitlichen Betrachtung und Optimierung des gesamten Produktionssystems. Hierbei werden jeweils technologische wie auch organisatorische Aspekte betrachtet.

Prof. Dr.-Ing. Jürgen Fleischer  
Prof. Dr.-Ing. Gisela Lanza  
Dr.-Ing. Christian Munzinger  
Prof. Dr.-Ing. habil. Volker Schulze





## **Vorwort des Verfassers**

Die vorliegende wissenschaftliche Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am wbk Institut für Produktionstechnik der Universität Karlsruhe (TH).

Herrn Prof. Dr.-Ing. Jürgen Fleischer danke ich für die Übernahme des Hauptreferates und die Möglichkeiten der beruflichen und persönlichen Weiterentwicklung, die mir er durch die Mitarbeit am Institut gegeben hat.

Herrn Prof. Dr. Christian Brecher danke ich für das der Arbeit entgegengebrachte Interesse und die Übernahme des Korreferates.

Ein ganz besonderer Dank gilt meinen Kollegen, die diese Arbeit nicht nur in zahlreichen fachlichen Diskussionen und durch wertvolle Hinweise beim Korrekturlesen bereichert haben, sondern auch dadurch, dass stets eine angenehme Arbeitsatmosphäre am Institut geherrscht hat.

Außerdem bin ich meinen Hiwis, Studien- und Diplomarbeitern zu großem Dank verpflichtet. Ihre teilweise jahrelange Unterstützung hat ganz wesentlich zum Erfolg meiner Arbeit beigetragen.

Ein ganz besonderes Dankeschön gilt aber auch meinen Freunden, dem Club und meiner Familie. Sie haben mir während meiner Zeit am Institut den nötigen Rückhalt geboten, um auch die anstrengenden Zeiten auf dem Weg zur Promotion zu überstehen.

Karlsruhe, 29. November 2009

Martin Kipfmüller



**wbk**

Institut für Produktionstechnik



## **Abstract**

The number of machine tool manufacturers making active use of simulation is yet limited, as only few of them expect the benefit of simulation tools to outweigh cost and time required for their introduction. As a consequence, the potentials offered by parallel machine kinematics, whose properties can hardly be assessed without the use of calculation tools, are only rarely exploited.

This thesis focuses on the development of a method meant to provide efficient support for the machine tool engineering processes by simulation. The method is specifically geared to the requirements of parallel kinematics, as the use of simulation in this particular field is especially promising in terms of impact and benefit.

First of all, the requirements of the development process for parallel machine tools are analyzed to set up target parameters for simulation in each individual development stage. In the next step, a value benefit analysis is performed to identify those simulation approaches which are most suitable to reach the targets previously defined in the most efficient way possible. In addition, requirements for a continuously applied modeling environment are discussed. The method is rendered efficient because the simulation models used for each stage of the development process are only modeled and simulated with the minimum extent of time and effort required to turn them into a useful tool to support the decision-making process in construction-related matters. Besides, redundant modeling with differing degrees of detail or for different software systems and the extra work it implies is avoided by the continuous use of an adaptable simulation model.

Finally, the implementation of the simulation techniques required is described, and the resulting strategies for the systematic identification of related model parameters are defined.

The descriptive summary of the method is followed by validation performed at two sample machines.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>I</b>
<b>Formelzeichen und Abkürzungen</b>	<b>IV</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Grundlagen</b>	<b>4</b>
2.1 Simulation	4
2.2 Simulation mechanischer Systeme	5
2.2.1 Finite Elemente Methode (FEM)	6
2.2.2 Mehrkörpersimulation (MKS)	7
2.3 Simulation mechatronischer Systeme	9
<b>3 Stand der Forschung und Technik</b>	<b>11</b>
3.1 Simulation von Werkzeugmaschinen	11
3.2 Bestimmung der Modellparameter	13
3.3 Arbeiten zur Beurteilung von Simulation	16
3.4 Vorgehensmodelle und Entwicklungsmethoden	19
3.4.1 Vorgehensmodelle in der Produktentwicklung	19
3.4.2 Entwicklung parallelkinematischer Werkzeugmaschinen	23
3.5 Handlungsbedarf	27
<b>4 Zielsetzung und Vorgehensweise</b>	<b>28</b>
4.1 Zielsetzung	28
4.2 Vorgehensweise	29
<b>5 Konzeption der aufwandsoptimierten Simulationsmethode</b>	<b>31</b>
5.1 Analyse des Entwicklungsprozesses von Werkzeugmaschinen mit Parallelkinematik	31
5.2 Vergleich verschiedener Simulationsansätze	36
5.3 Bewertung der Simulationsansätze	38
5.3.1 Konzeptphase	38
5.3.2 Entwurfsphase	39
5.3.3 Ausarbeitung Mechanik	40
5.3.4 Ausarbeitung Mechatronik	42
5.3.5 Versuch und Erprobung	43
5.3.6 Nutzwertanalyse	43

5.4	Geeignete Kombination der Simulationsansätze	47
5.5	Struktur des Simulationsmodells	51
5.6	Eingangsparameter in die Simulation	53
<b>6</b>	<b>Ausarbeitung der Methode der aufwandsoptimierten Simulation</b>	<b>57</b>
6.1	Kinematiksimulation	57
6.1.1	Inverse Kinematik, Jacobimatrix	57
6.1.2	Direkte Kinematik	60
6.1.3	Simulation der Geometrie der Struktur	64
6.2	Dynamische Simulation	68
6.2.1	Grundsätzliches Vorgehen	68
6.2.2	Rheologische Modelle zur Gelenkmodellierung	73
6.2.3	Modellerstellung	75
6.3	Integration flexibler Körper	76
6.3.1	Grundsätzliche Idee der modalen Reduktion	77
6.3.2	Analytischer Ansatz zur modalen Reduktion der Streben	78
6.3.3	Die Craig-Bampton Methode	83
6.4	Vorschubachsen und Regelungssimulation	85
6.4.1	Elektromotor mit Kugelgewindetrieb	85
6.4.2	Lineardirektantrieb	87
6.5	Bestimmung von Parametern	88
6.5.1	Parameter der Körper	89
6.5.2	Modellierungstechniken für Lager- und Fügstellen	89
6.5.3	Aufstellelemente	97
6.5.4	Parameter der Vorschubachsen	98
6.5.5	Einsetzen der Parameter in das Modell	99
6.5.6	Einfluss der Parameter auf die Ergebnisgenauigkeit	102
<b>7</b>	<b>Zusammenfassende Darstellung der entwickelten Methode</b>	<b>106</b>
<b>8</b>	<b>Anwendung und Bewertung der Simulationsmethode</b>	<b>111</b>
8.1	Beispielmaschinen	111
8.2	Konzeptphase	112
8.3	Entwurfsphase	115
8.3.1	Auslegungsrechnungen	115
8.3.2	Korrelationsanalyse	118
8.3.3	Parameterstudien	121

---

8.4	Ausarbeitung Mechanik	124
8.5	Ausarbeitung Mechatronik	131
8.6	Versuch und Erprobung	135
8.7	Abschließende Bewertung	137
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>140</b>
9.1	Zusammenfassung	140
9.2	Ausblick	142
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>I</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>XVI</b>
	<b>Anhang A – Grundlagen aus der Mathematik und Mechanik</b>	<b>XVIII</b>
	<b>Anhang B – Ergänzende Betrachtungen</b>	<b>XXVI</b>

## Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen	Größe	Einheit
A	Fläche	[m <sup>2</sup> ]
$\underline{A}$	Rotationsmatrix	-
c	Dämpfungsfaktor	[Ns/m]
D	Durchmesser	m
$D_{(\text{Lehr})}$	Lehrsches Dämpfungsmaß	-
e	Euler-Zahl	-
$\vec{e}$	Einheitsvektor	[m]
E	Elastizitätsmodul	[N/m <sup>2</sup> ]
f	Frequenz	[Hz]
f(..)	Funktion	-
$F, \vec{F}$	Kraft	[N]
G	Übertragungsfunktion	-
I	Flächenträgheitsmoment	[m <sup>4</sup> ]
i	Strom	[A]
$\underline{I}$	Massenträgheitsmoment	[kg*m <sup>2</sup> ]
$\underline{J}$	Jacobimatrix	[m/s]
$K_v$	Verstärkungsfaktor Lageregler	[1/s]
$\underline{K}$	Steifigkeitsmatrix	[N/m]
k	Steifigkeit	[N/m]
l	Länge	[m]
m	Masse	[kg]
$\underline{M}$	Massenmatrix	[kg]
p	zu optimierende Parameter	-
q	Variable bei der Optimierung	-

$q(t)$	Zeitfunktion bei modaler Reduktion	[s]
Q	Quaternion	-
$\vec{r}$	Ortsvektor	[m]
s	Variable im Laplacebereich	-
S	Kostenfunktion	-
t	Zeit	[s]
$\vec{u}$ bzw. u, v	Gelenkkordinaten	[m]
$w(x,t)$	Balkendurchbiegung	[m]
$\vec{x}$ bzw. x, y, z	Endeffektorkordinaten	[m]
$\delta$	Einfederung	[m]
$\varepsilon$	Maximal zugelassener Fehler, Dehnung	-
$\lambda$	Eigenwert	-
$\underline{\lambda}$	Dämpfungsfaktor	-
$\mu$	Massenverteilung	[kg/m]
$\mu$	Mittelwert	-
$\rho$	Dichte	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho$	Korrelationskoeffizient	-
$\sigma$	Standardabweichung	-
$\phi(x)$	Eigenformen	-
$\omega$	Eigenkreisfrequenz	[rad/s]
$\vec{\omega}$	Winkelgeschwindigkeit	[rad/s]
$\partial(\dots)$	Partielle Ableitung	-
$\nabla$	Gradient	-
$\vec{(\dots)}$	Vektor	-
$(\dots)$	Matrix	-
$(\dots)^{\cdot}$	Ableitung nach der Zeit	-

$(...)'$	Ableitung nach dem Ort	-
$(...)^T$	Transponiert	-

Abkürzungen	Größe
FEM	Finite Elemente Methode
Dgl.	Differentialgleichung
KGT	Kugelgewindetrieb
MKS	Mehrkörpersimulation
PKM	Parallel-Kinematik-Maschine
TCP	Werkzeugmittelpunkt (Tool Center Point)



# 1 Einleitung

Trotz der sinkenden Kosten für Rechnertechnik und der steigenden Leistungsfähigkeit von Simulationssystemen hat sich die Simulation im Werkzeugmaschinenbau bislang noch nicht bei der breiten Masse der Unternehmen etablieren können [Fle-07]. Das liegt vor allem daran, dass die Branche weitgehend von kleinen und mittelständischen Unternehmen geprägt ist. Nach einer Erhebung des Vereins Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken [VDW-09a] hatten im Jahre 2008 lediglich 4% der Betriebe mehr als 1000 Mitarbeiter, während 63,2% der Firmen weniger als 250 Mitarbeiter beschäftigen. Das bedeutet, dass der Einsatz von Simulation, der mit erheblichen Kosten für die nötigen Simulationssysteme und die entsprechend qualifizierten Mitarbeiter verbunden ist, sich bei einer relativ kleinen Stückzahl von gefertigten Produkten rechnen muss. Dieses Risiko gehen die meisten Unternehmer nach dem aktuellen Stand der Technik nicht ein.

Demgegenüber steht, dass der VDW in einer Marktanalyse [VDW-09b] die Innovation im deutschen Werkzeugmaschinenbau als bestimmenden Wettbewerbsfaktor identifiziert hat. Das heißt, dass die deutsche Werkzeugmaschinenbranche ihr Wachstum in den vergangenen Jahren nur durch einen Technologievorsprung vor Mitbewerbern aus Ländern mit niedrigeren Arbeitskosten erreichen konnte. Um gerade diese neuen Technologien am Markt etablieren zu können, sind intensive Anstrengungen im Entwicklungsprozess eines neuen Produktes unabdingbar.

Ein Beispiel hierfür sind die seit etwa einem Jahrzehnt aufkommenden Werkzeugmaschinen mit Parallelkinematik [Neu-98, Neu-00, Neu-02, Neu-04, Neu-06b]. Durch Fortschritte in der Steuerungstechnik wurde es möglich, die Achsen von Werkzeugmaschinen nicht mehr nur seriell, sondern auch kinematisch parallel anzuordnen (siehe Abbildung 1-1). Das hat zur Folge, dass auch die Steifigkeiten der einzelnen Achsen nicht mehr in Reihe geschaltet sind und sich dadurch reziprok addieren beziehungsweise vermindern, sondern sich durch die Parallelschaltung addieren. Das heißt, dass die Bauteile deutlich schlanker dimensioniert werden können, um die gleichen Steifigkeitswerte einer Konstruktion zu erreichen. Dadurch kann die von den Antrieben zu bewegende Masse verringert und die Dynamik des Gesamtsystems erheblich gesteigert werden.

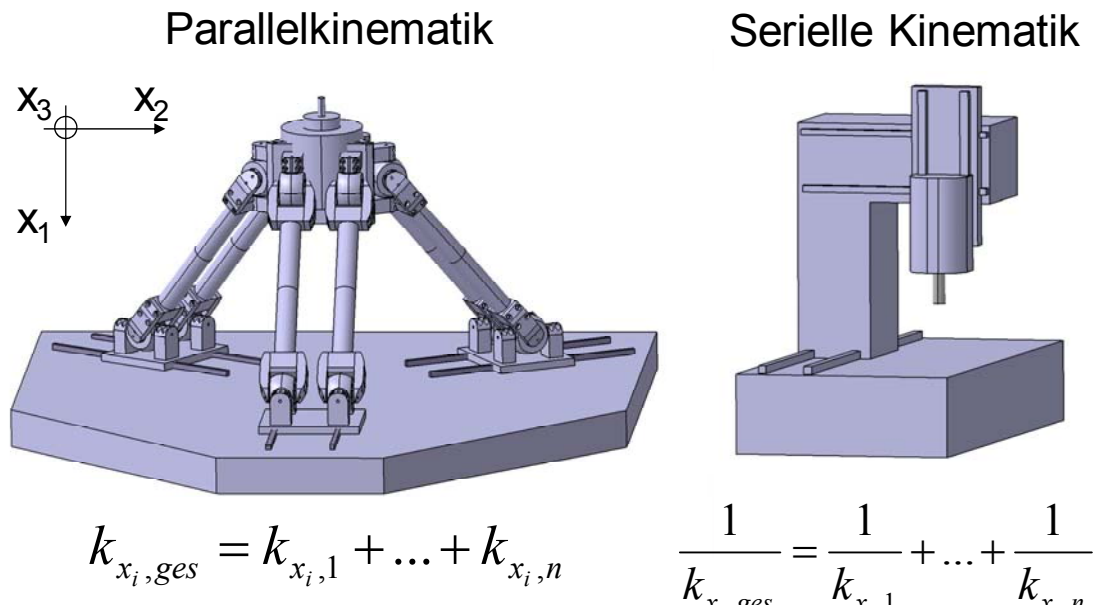


Abbildung 1-1: Vergleich Kinematikstrukturen

Trotz dieser offensichtlichen Vorteile, konnten sich Parallelkinematiken nur in einigen Ausnahmefällen am Markt etablieren. Ein Grund hierfür dürfte die deutlich anspruchsvollere Maschinenentwicklung sein. Durch die parallele Anordnung der Maschinenachsen werden die kinematischen und dynamischen Eigenschaften einer Werkzeugmaschine wesentlich schwieriger vorhersagbar und der Entwicklungsprozess deutlich risikoreicher. So kann zum Beispiel eine hohe geometrische Maschinengenauigkeit nur mit Hilfe einer geeigneten Kalibrierung erreicht werden. Ein Weg, um dieses Risiko zu bekämpfen, ist die konsequente Begleitung des Entwicklungsprozesses durch Simulation. Damit wird es möglich, Konstruktionsentscheidungen schon vor dem Bau des ersten Prototyps hinsichtlich ihrer Wirksamkeit beurteilen zu können. Dementsprechend wurden auch die meisten erfolgreich am Markt eingeführten Werkzeugmaschinen mit Parallelkinematik unter Zuhilfenahme von Simulationsmodellen entwickelt [Weu-02a, Wit-05, Nem-06, Mun-08a].

Insgesamt zeigt sich, dass Maschinenkonzepte mit Parallelkinematik dem Werkzeugmaschinenbau die Möglichkeit eröffnen, die Leistungsfähigkeit seiner Produkte deutlich zu steigern. Allerdings werden die Potenziale bislang nicht erschlossen, weil die Simulation für die mittelständisch geprägte Branche zum aktuellen Stand der Technik eine für die Unternehmen nicht rentable Investition darzustellen scheint.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es deshalb, eine Simulationsmethode zu entwickeln, die es erlaubt, den Entwicklungsprozess einer Werkzeugmaschine mit Parallelkinematik mit minimalem Aufwand möglichst effektiv zu unterstützen. Damit soll es den Unternehmen möglich gemacht werden, den Entwicklungsprozess anspruchsvoller Produkte effizient und aufwandsoptimiert durch Simulation zu begleiten.

Dazu wird im Folgenden, aufbauend auf dem aktuellen Stand der Forschung und Technik, zunächst abgeleitet, welche Anforderungen bei der Unterstützung des Entwicklungsprozesses durch Simulation zu erfüllen sind. Daran anschließend werden geeignete Simulationsmethoden ausgewählt und die Konfiguration zu einer aufwandsoptimierten Simulationsmethode beschrieben. Schließlich wird die Methode an einigen Beispielen angewendet, bevor die Ergebnisse zusammengefasst und Ansatzpunkte zur Weiterentwicklung erläutert werden.

## 2 Grundlagen

### 2.1 Simulation

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich damit, wie die Entwicklung einer Werkzeugmaschine möglichst effizient durch Simulation unterstützt werden kann. Simulation - abgeleitet vom lateinischen Wort „simulare“ (nachahmen) [Bro-06a] - beschäftigt sich mit der „...Nachbildung eines beliebigen Systems oder Prozesses durch ein anderes (kybernet.) System bzw. einen Prozess...und das Experimentieren mit diesem Modell“ [Mey-77]. Dabei können Untersuchungen oder Manipulationen durchgeführt werden, deren Durchführung am eigentlichen System zu gefährlich, zu teuer oder unmöglich sind [Bro-06a]. Im Entwicklungsprozess einer Werkzeugmaschine kann die Simulation genutzt werden, um die Eigenschaften noch nicht gebauter Maschinenvarianten zu bestimmen und zu vergleichen. Dadurch können kostenintensive Versuche am Prototyp eingespart werden.

Simulation kann prinzipiell mit physikalisch-technischen oder mit mathematisch-abstrakten Modellen durchgeführt werden [Bro-06a]. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden vorwiegend mathematisch abstrakte Modelle, die mit Hilfe von Digitalrechnern untersucht werden, zur Simulation einer Werkzeugmaschine eingesetzt. Diese Modelle ermöglichen es, im Vergleich zu physikalisch-technischen Modellen (Prototypen) eine größere Variantenvielfalt bei geringeren Kosten zu untersuchen. Dieser Vorteil ergibt sich allerdings nur, wenn es gelingt, die Realität oder, im Falle des Entwicklungsprozesses einer Werkzeugmaschine, die Ideen des Konstrukteurs in von einem Rechner verarbeitbare Algorithmen zu übersetzen. Dafür schlägt die VDI-Richtlinie 2206 [VDI-04a] das in Abbildung 2-1 illustrierte Vorgehen vor, das sich auch bei der Modellierung einer Werkzeugmaschine anwenden lässt. In einem ersten Schritt müssen zunächst diejenigen Elemente und deren Verknüpfungen identifiziert werden, die einen wesentlichen Einfluss auf das Verhalten der Maschine haben. Diese müssen dann mittels geeigneter physikalischer Parameter beschrieben werden. In einem nächsten Schritt müssen die ermittelten Parameter unter Zuhilfenahme geeigneter, aus der Physik bekannter Gleichungen, in ein mathematisches Modell überführt werden. Dieses mathematische Modell wird schließlich so aufbereitet, dass es von einem Digitalrechner verarbeitet werden kann.

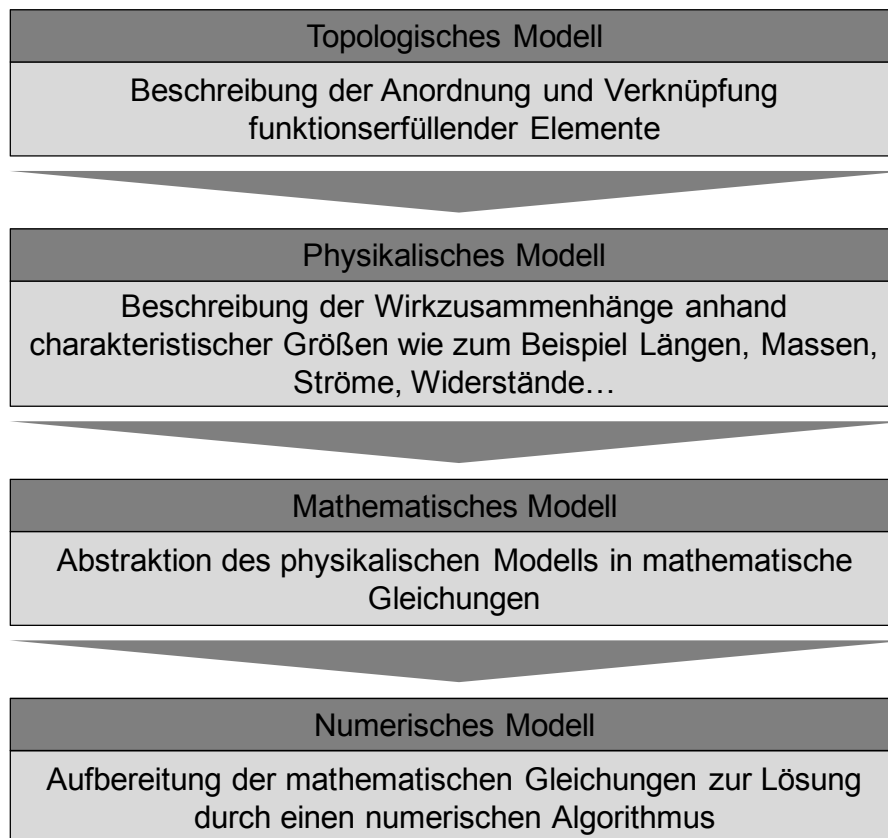


Abbildung 2-1: Modellbildung nach VDI 2206 [VDI-04a]

Bei einer Werkzeugmaschine handelt es sich im Kern um ein mechanisches System, das von elektrischen Komponenten angetrieben wird, die wiederum von informationstechnischen Komponenten gesteuert werden. Deshalb werden im Folgenden zunächst die Möglichkeiten aufgezeigt, die Mechanik eines Systems zu simulieren. Im Anschluss daran wird erläutert, warum die reine Abbildung der Mechanik nicht ausreichend ist, um das dynamische Verhalten einer Maschine abzubilden und welche weiteren Elemente der Maschine sinnvollerweise abgebildet werden sollten.

## 2.2 Simulation mechanischer Systeme

Wie im vorherigen Kapitel dargelegt, stellt sich bei jeder Simulation die Aufgabe, die Realität in einem mathematischen Modell abzubilden, an dem mithilfe numerischer Lösungsverfahren bestimmte Zustände oder Abläufe untersucht werden können. Um diese Aufgabe zu bewältigen, haben sich in der Mechanik, abhängig vom jeweiligen Anwendungsfall, im Wesentlichen zwei Methoden durchgesetzt. Die Methode der Finiten Elemente (FEM) und die Mehrkörpersimulation (MKS).

### 2.2.1 Finite Elemente Methode (FEM)

Die Methode der finiten Elemente [Kle-05] kommt vor allem dann zum Einsatz, wenn die Beanspruchung und Verformung der Struktur eines Körpers unter statischer oder dynamischer Last beschrieben werden soll. Bei dieser Aufgabenstellung ergibt sich das Problem, dass flexible Körper mechanische Systeme mit unendlich vielen Freiheitsgraden darstellen, die sich nur für einige Spezialfälle mit vertretbarem Aufwand vollständig mathematisch beschreiben lassen. Der Grundgedanke der Methode ist deshalb, den zu untersuchenden Körper in eine endliche – finite – Anzahl von kleinen Elementen zu zerlegen, deren mechanische Eigenschaften bekannt sind. So wird die unendliche Anzahl von Freiheitsgraden eines Kontinuums auf eine endliche Anzahl von Freiheitsgraden an den Verbindungspunkten der Elemente, den sogenannten Knoten reduziert. Zwischen diesen Punkten liegen Bereiche, deren Verhalten mit Hilfe von meist linearen Ansätzen einfach beschrieben werden kann. Durch diese Art der Beschreibung ergibt sich für den gesamten Körper ein System gekoppelter Gleichungen, das von einem Digitalrechner mittels geeigneter Methoden gelöst werden kann.

Im Werkzeugmaschinenbau wird die Methode vor allem verwendet, um abzuschätzen, wie weit das Werkzeug von seiner Bahn abgedrängt wird, wenn es einer, sich aus statischen und dynamischen Anteilen zusammensetzenden, Prozesslast ausgesetzt ist.

Für den statischen Anteil wird dazu aufbauend auf dem Hookeschen Gesetz ein Ansatz gewählt, der einen direkten Zusammenhang zwischen der auf das jeweilige Element wirkenden Last und der resultierenden Verformung herstellt. Die resultierenden Gleichungen werden entsprechend der Struktur der Maschine gekoppelt, so dass ein Gleichungssystem der Form

$$\vec{F} = \underline{K} \cdot \vec{X}$$

Formel 2-1

entsteht, das den Zusammenhang zwischen der Verformung in den Knotenfreiheitsgraden  $X$  der Maschine und der auf sie wirkenden Last  $F$  beschreibt. Um diese Gleichungen mithilfe einer FEM-Software bestimmen zu können, muss zunächst die Geometrie der Maschine in einem sogenannten Pre-Processor modelliert werden. Dieses Modell wird dann, mithilfe geeigneter Algorithmen, in Elemente und die dazwischenliegenden Knoten aufgeteilt. Daraus wird dann, mithilfe der in der Software hinterlegten Materialgesetze, ein Gleichungssystem der Form von Formel 2-1 aufgestellt, das von einem

sogenannten Solver gelöst wird. Die Ergebnisse der Berechnung werden anschließend von einem sogenannten Post-Processor graphisch aufbereitet und dem Benutzer zur Auswertung bereit gestellt.

Ein ähnlicher Ablauf ergibt sich auch bei der Bestimmung von Eigenfrequenzen bzw. -formen mit Hilfe eines FEM Systems. Allerdings muss in diesem Fall ein Differentialgleichungssystem der Form

$$\underline{M} \cdot \ddot{\vec{X}} + \underline{C} \cdot \dot{\vec{X}} + \underline{K} \cdot \vec{X} = \vec{F}. \quad \text{Formel 2-2}$$

gelöst werden. Die Lösung des Gleichungssystems erfolgt bei der finiten Elemente Analyse mit Hilfe von Ansatzfunktionen, die beispielsweise die Form

$$\vec{X} = \hat{\vec{X}} \cdot e^{\lambda t} \quad \text{Formel 2-3}$$

haben und im dämpfungsfreien Fall für freie Schwingungen auf ein Eigenwertproblem der Form

$$(\underline{K} - \lambda^2 \underline{M}) \cdot \vec{X} = \vec{0} \quad \text{Formel 2-4}$$

führen. Aus diesem Eigenwertproblem lassen sich Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen der Maschine ableiten. Daher wird auch oft von einer dynamischen Analyse im Frequenzbereich gesprochen.

### 2.2.2 Mehrkörpersimulation (MKS)

Neben der Verformung der Struktur in einem bestimmten Arbeitspunkt, wird auch das Verhalten von Werkzeugmaschinen während Verfahrbewegungen berechnet. Um diese Form der Simulation durchführen zu können, wird auf die Mehrkörperdynamik [Wit-77, Rob-88, Sha-05] zurückgegriffen. Es handelt sich dabei um eine Theorie, die sich damit beschäftigt, die Dynamik von Systemen gelenkig miteinander gekoppelter Körper zu berechnen. Dabei werden die strukturdynamischen Eigenschaften der Körper zunächst vernachlässigt. Die Bewegung der einzelnen Körper im Raum kann beispielsweise durch die Newton-Euler-Gleichungen beschrieben werden.

$$m_i \cdot \ddot{\vec{x}}_i = \vec{F} \quad \text{Formel 2-5}$$

$$\underline{I}_i \cdot \dot{\vec{\omega}}_i + \vec{\omega}_i \times \underline{I}_i \cdot \vec{\omega}_i = \vec{M}_i$$

Die Herausforderung bei der Mehrkörpersimulation liegt darin, die Lage, Orientierung und Kopplung der einzelnen Körper im Raum und relativ zueinander zu beschreiben. Hierbei sind unterschiedlichste Ansätze denkbar. Die

Orientierung kann beispielsweise mit Euler-Winkeln oder Euler-Parametern beschrieben werden, für deren Verarbeitung sich die Quaternionenalgebra eignet (siehe Anhang A).

Zur Beschreibung der Struktur eines Mehrkörpersystems schlägt Wittenburg [Wit-77] vor, aus der Graphentheorie stammende Wege- und Inzidenzmatrizen zu verwenden, während andere Autoren wie Shabana [Sha-01] zeigen konnten, dass sich auch Lagrangesche Multiplikatoren zur Beschreibung der Kopplung zweier Körper eignen. Bei der Umsetzung in Simulationssysteme haben sich allerdings weitgehend iterative Verfahren durchgesetzt. Das heißt, dass Gleichungen der Form Formel 2-5 durch passende Integrationsverfahren gelöst werden. Die Wechselwirkung zu benachbarten Körpern wird über in jedem Iterationsschritt neu berechnete Gelenkkräfte und -momente abgebildet, die bei der Integration der Bewegungsgleichungen berücksichtigt werden.

In neuerer Zeit werden auch zunehmend die elastischen Eigenschaften der Körper eines Mehrkörpermodells in der Simulation berücksichtigt [Que-05]. Um zu verhindern, dass dadurch die Modelle einen nicht mehr beherrschbaren Umfang annehmen, werden Methoden zur Datenreduktion verwendet. Meistens wird dabei auf die Methode der modalen Reduktion zurückgegriffen, die sich zusammen mit den von Craig und Bampton [Cra-68] entwickelten Ansätzen zur Kopplung von Substrukturen sehr gut eignet, um die in der FEM berechnete Strukturmechanik eines Körpers mit minimalem Aufwand in ein Mehrkörpermodell zu integrieren.

Die eigentliche Simulationsrechnung läuft beim MKS-Modell deutlich anders ab als beim FEM Modell. Während beim FEM-Modell ein Gleichungssystem unter zuvor definierten Randbedingungen gelöst und somit das System in einer ganz bestimmten Stellung berechnet wird, erfolgt die Lösung der Bewegungsgleichungen bei der MKS durch eine schrittweise Integration der Bewegungsgleichungen im Zeitbereich. Dadurch können sich die Stellung und die Belastung des Systems im Laufe der Simulation ändern. Für Anwendungen im Werkzeugmaschinenbau bietet sich somit zum Beispiel die Möglichkeit, Bewegungsbahnen unter veränderlicher Belastung des Tool Center Points (TCP) abzufahren. Damit können die während einer Bearbeitungsoperation in den Gelenken der Maschine auftretenden Kräfte und Momente berechnet werden.



Das dynamische Verhalten einer Werkzeugmaschine lässt sich allerdings mit einer Mehrkörpersimulation alleine nicht abbilden, da die mechanischen Komponenten in enger Wechselwirkung mit den Antrieben und deren Regelung stehen [Bau-03]. Eine vollständige Abbildung des dynamischen Verhaltens der Maschine erfordert deshalb die Abbildung des mechatronischen Gesamtsystems.

## **2.3 Simulation mechatronischer Systeme**

Der Begriff der Mechatronik stammt ursprünglich von der japanischen Firma Yashkawa, die ihre mechanischen Produkte durch Elektronik ergänzte [Htf-96]. Im Laufe der Zeit wurde der Begriff erweitert, so dass Mechatronik heute das Zusammenwirken mechanischer Systeme mit damit gekoppelten elektrischen/elektronischen Systemen und Informationstechnik bezeichnet. Dabei ist das mechanische System im Hinblick auf die Funktionen dominierend. Es werden synergetische Effekte angestrebt, die mehr beinhalten als die reine Addition der Disziplinen [Ise-99]. Beim Bau einer Werkzeugmaschine steht der Entwickler vor dem von Heimann formulierten Syntheseproblem [Hei-01]: Es muss ein System aus Mess-, Regelungs- und Stellgliedern entwickelt werden, das die verlangte Bewegung des Werkzeuges bei auftretenden Störungen, zum Beispiel durch den Prozess, realisiert. Aus dieser Problemstellung lässt sich ableiten, welche Teile der Maschine in einem mechatronischen Simulationsmodell abgebildet werden müssen (siehe Abbildung 2-2).

Um das dynamische Verhalten einer Werkzeugmaschine zu beschreiben, muss das Zusammenspiel aus Regler, Motor, der Mechanik der Maschine und der Anregung durch den Prozess simuliert werden. Die Schwierigkeit dabei ist, dass sowohl mechanische und elektrische Größen als auch Signale simuliert werden müssen. Das heißt, dass die Simulation mechatronischer Systeme entweder in einem System erfolgen muss, das auf einem Abstraktionsniveau arbeitet, welches den Austausch dieser Größen aus unterschiedlichen Disziplinen ermöglicht [Fle-05, Gro-97] oder aber, dass mehrere Simulationssysteme, die für die einzelnen Teilbereiche geeignet sind, gekoppelt werden müssen [Yu-05, Kro-07].

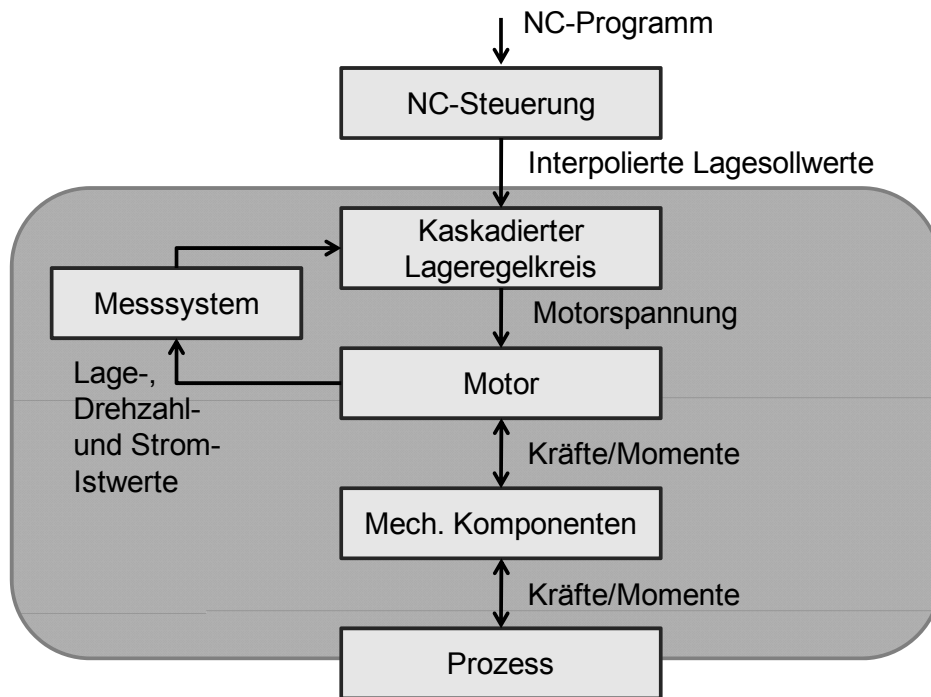


Abbildung 2-2: Prinzipieller Aufbau einer Werkzeugmaschine

An dieser Stelle wird deutlich, vor welchem Dilemma existieren verschiedene Systeme, die es ihm prinzipiell erlauben, die sich ihm stellenden Berechnungsaufgaben zu lösen. Allerdings sind diese Systeme nicht speziell der Entwickler einer Werkzeugmaschine steht. Es für sein Problem konzipiert, sondern aus anderen Problemstellungen gewachsen und nicht auf seine Bedürfnisse abgestimmt. Es stellt sich also die Aufgabe die vorhandenen Methoden zu analysieren und so zu konfigurieren, dass sie eine möglichst effiziente Unterstützung des Entwicklungsprozesses einer Werkzeugmaschine erlauben.

### **3 Stand der Forschung und Technik**

Nachdem die grundlegenden Ansätze zur Simulation von Werkzeugmaschinen erläutert wurden, werden nun deren konkrete Anwendungen in Forschung und Technik diskutiert. Dabei stellen sich die Herausforderungen, geeignete Parameter für die verwendeten Modelle zu finden und deren Leistungsfähigkeit zu bewerten. Abschließend werden Ansätze zum methodischen Vorgehen im Entwicklungsprozess beschrieben, den die Simulation unterstützen soll.

#### **3.1 Simulation von Werkzeugmaschinen**

Bei einer im Auftrag des VDW durchgeführten Umfrage bei bedeutenden Werkzeugmaschinenherstellern [Fle-07] wurden die Systemsteifigkeit mit 94% und die Maschinendynamik mit 87 % als die wichtigsten Zielgrößen bei der Simulation von Werkzeugmaschinen identifiziert. Im Bereich der Systemsteifigkeit hat sich die Methode der Finiten Elemente [Kle-05] seit Jahren etabliert. Sie wird bereits bei einer Vielzahl der Unternehmen eingesetzt oder ihre Einführung ist zumindest geplant [Rie-03, Schn-00, Fle-07]. Einige Unternehmen haben die entsprechenden Programme sogar soweit in ihren Entwicklungsprozess integriert, dass die Geometrien der zu berechnenden Maschinen direkt im CAD-System erstellt werden und die Bauteile anschließend mit Hilfe von Topologie- und Parameteroptimierungsprogrammen verbessert werden können [Keh-02, Schm-03, Mel-03, Wit-05].

Auch im Bereich der dynamischen Simulation können mit der Finiten Elemente Methode Aussagen über die Eigenfrequenzen in einer Arbeitsstellung der Maschine getroffen werden. Schon vor über 30 Jahren konnte Tschierschke [Tsc-77] trotz beschränkter Rechenkapazität recht gute Übereinstimmungen zwischen berechneten und gemessenen Eigenfrequenzen erzielen. Die Rechnungen zeigten, dass in diesem Fall der Einfluss der vernachlässigten Dämpfungseigenschaften die berechneten Eigenfrequenzen um nicht mehr als 5 Hz verfälscht hat.

Der große Nachteil von FEM-Programmen ist, dass immer nur die Momentaufnahme einer Maschinenposition berechnet werden kann (siehe Kapitel 2.2). Dieses Manko kann zwar mit Hilfe transienter Rechnung behoben werden [Neu-06a], das heißt, dass das der FEM Rechnung zugrundeliegende Modell im Zeitbereich gelöst wird, allerdings sind die entstehenden beweg-

ten FEM Modelle heutzutage noch sehr rechen- und speicherintensiv und Rotationen von Körpern können in der Regel nur für kleine Winkel korrekt dargestellt werden. Außerdem besteht beim Einsatz nichtlinearer FEM bei großen Verfahrbewegungen die Gefahr, dass lokale Deformationen unter dem Rundungsfehler des Solvers liegen [Sie-08].

Deshalb wird zur Simulation von Verfahrbewegungen von Werkzeugmaschinen die Mehrkörpersimulation [Wit-77, Sha-01] herangezogen. In ihrer ursprünglichen Form geht die Mehrkörpersimulation von einem System von Starrkörpern aus. Durch die Methode der modalen Reduktion [Rie-93] und ihre Anwendung auf Mehrkörpersysteme auf Basis der Arbeiten von Craig und Bampton [Cra-68] lassen sich allerdings auch in ein Mehrkörpermodell elastische Körper einbinden. Entsprechende Simulationsprogramme sind soweit ausgereift, dass sie sich, bei Eingabe der richtigen Modellparameter, eignen, um das dynamische Verhalten einer Werkzeugmaschine [Que-05] und deren dynamische Bahngenauigkeit [Hof-08] zu berechnen. Die Programme können auch verwendet werden, um zum Beispiel eine Strukturoptimierung für dynamisch beanspruchte Bauteile zu realisieren [Min-04, Nei-04]. Ein großes Problem, das sich bei der Mehrkörpersimulation mit elastischen Körpern stellt, sind die hohen Rechenzeiten. Siedl [Sie-08] begrenzt diesen Aufwand indem er ein neues Reduktionsverfahren auf Basis von Knotenfreiheitsgraden verwendet.

Neben spezialisierten Mehrkörpersimulationsumgebungen werden zur dynamischen Simulation von Werkzeugmaschinen auch häufig auf Basis von mathematischer Berechnungssoftware erstellte Modelle verwendet. Dabei sind unterschiedliche Ansätze erprobt worden, beispielsweise eine Implementierung auf Basis der Denavit-Hartenberg Notation [Den-55], in die entsprechende Flexibilitäten integriert werden [Den-05], oder iterative Ansätze zur Lösung der Bewegungsdifferentialgleichungen [Fle-05]. Auch hier besteht die Möglichkeit, die strukturdynamischen Eigenschaften der Körper wiederum mit den Methoden der modalen Reduktion zu integrieren [Gro-04].

Neben der rein mechanischen Struktur haben auch die Vorschubachsen und deren Regelung einen entscheidenden Einfluss auf das dynamische Verhalten einer Werkzeugmaschine [Bau-03, We-01, Zäh-04]. Deshalb werden auch auf Seiten der Antriebshersteller Simulationen von Werkzeugmaschinen mit Fokus auf den Antriebsstrang durchgeführt, um dem Kunden eine Maschine

mit gutem dynamischen Verhalten bieten zu können [Schä-01, Den-04, Ham-01]. Echtzeitfähige dynamische Modelle einer Werkzeugmaschine können weiterhin genutzt werden, um Steuerungen im Rahmen von sogenannten Hardware-in-the-Loop Simulationen zu testen [Pri-05, Rök-07]. Dabei wird eine Maschinensteuerung in Hardware getestet, in dem sie ein virtuelles Maschinenmodell auf dem Rechner steuert.

Bei der integrierten Simulation von Maschine und Regelung besteht die Möglichkeit, eine Regelung an ein FEM- oder ein MKS-Modell zu koppeln. Bei der Kopplung der Regelung an ein FEM-Modell ist entweder die Berechnung des erweiterten Systems im Frequenzbereich oder eine Lösung im Zeitbereich möglich [Ber-03, Alt-04b]. Die Kopplung von Regelungselementen mit der Mehrkörpersimulation kann entweder dadurch erfolgen, dass die Mechanik und die Regelungstechnik auf einer Simulationsplattform berechnet werden [Fle-05, Wei-00], oder aber durch die Kopplung mehrerer, für Mechanik und Regelung spezialisierter, Programme [Schä-05, Bre-06, Que-05]. Die Strukturdynamik der einzelnen Körper kann hierbei auch wieder mit Hilfe der Methode der modalen Reduktion berücksichtigt werden. Die resultierenden Modelle können dann zum Beispiel genutzt werden, um den Entwicklungsprozess einer Werkzeugmaschine zu unterstützen [Wei-07, Sie-08], oder, um die Interaktion von Prozess und Maschine am Rechner abzubilden [Wit-07].

Insgesamt geht der Trend im Bereich der Forschung dahin, dass immer mehr Aspekte des Maschinenverhaltens mit in die Simulationsmodelle integriert werden, was zu einer steigenden Komplexität der Simulationsmodelle führt. Derart komplexe Modelle sind für einen Einsatz in der Industrie oft nicht geeignet. Demgegenüber zeigen ältere Arbeiten, dass es durchaus möglich ist Werkzeugmaschinen auch mit weniger detaillierten Modellierungsmethoden in einer Genauigkeit abzubilden, die für viele Entscheidungen im Entwicklungsprozess ausreichend ist.

### **3.2 Bestimmung der Modellparameter**

Um die in einem Simulationsmodell hinterlegten Gleichungen lösen zu können, werden zahlreiche Eingangsparameter, z.B. Massen, Steifigkeiten, Dämpfungen, Widerstände usw., benötigt, um das reale System zu beschreiben. Diese Parameter, die einen ganz wesentlichen Einfluss auf die Qualität

der Berechnungsergebnisse haben, liegen dem Berechnungsingenieur nicht immer unmittelbar vor.

Für das dynamische Verhalten von Werkzeugmaschinen sind neben den Steifigkeiten der Einzelkörper, die zum Beispiel mit Hilfe der FEM berechnet werden können, und Regelungsparametern, die vom Entwickler eingestellt werden, vor allem Steifigkeits- und Dämpfungsparameter der Lager- und Fügestellen, sowie der Aufstellung relevant. Die Werte der entsprechenden Parameter hängen eng mit dem Modell zusammen, mit dem diese Eigenschaften beschrieben werden. Ein Überblick über Literatur, die sich mit diesem Thema beschäftigt, dient als Grundlage, um geeignete Ersatzmodelle zu identifizieren.

Für Fügestellen beschreibt Corbach [Cor-66] in seiner 1966 erschienenen Arbeit einen Ansatz, wie deren Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften in Werkzeugmaschinen auf Basis von rheologischen Modellen beschrieben werden können. Aufbauend auf diesen Arbeiten hat Petuelli [Pet-83] das dynamische Übertragungsverhalten von Fügestellen untersucht. Untersuchungen zu verschraubten Verbindungen, verspannten Fugen und Arbeitsführungen sowie Profilschienen-Wälzführungen sind bei Schaible [Scha-76], Groth [Gro-72] und Ispaylar [Isp-97] zu finden. Auch in diesen Arbeiten wurden schwerpunktmäßig rheologische Modelle verwendet, um das dynamische Verhalten von Fügestellen zu beschreiben. Als Parameter für die Modelle werden die Steifigkeits- und Dämpfungskonstanten der zur Modellierung verwendeten Feder- und Dämpferelemente benötigt. Dazu haben die genannten Autoren experimentelle Untersuchungen durchgeführt, die es erlauben, diese Parameter zumindest größenordnungsmäßig abzuschätzen.

Zur Beurteilung der dynamischen Eigenschaften von Wälzlagern haben Klumpers [Klu-80] und Ophay [Oph-86] in den achtziger Jahren Untersuchungen durchgeführt, die rheologische Modelle in ähnlicher Weise nutzen, um Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften abzubilden. Die Steifigkeitsparameter des Wälzkontaktes werden hierbei aus der Hertzschen Theorie abgeleitet, seine Dämpfung wird von diesen Autoren weitgehend vernachlässigt. Dämpfung und Steifigkeit des Schmierfilmes können nach Ophay [Oph-86] größenordnungsmäßig auf Basis der minimalen Schmierfilmdicke beschrieben werden. Ergänzt werden diese Arbeiten durch neuere Untersuchungen, die sich schwerpunktmäßig mit dem Schmierfilm im Lager beschäftigen [Wal-04]. Neben einer breiteren Datenbasis zu Eigenschaften von ver-

schiedenen Ölen, werden hier auch bewertete Formeln zur Berechnung der minimalen Schmierfilmdicke angegeben. Alternative Berechnungsverfahren zur Lagersteifigkeit sind beispielsweise in den Arbeiten von Breuer [Bre-94] und Vesselinov [Ves-03], oder in Form von Abschätzungsformeln in Lagerkatalogen [Ina-06] zu finden.

Auch zur Simulation der Dämpfung von Wälzlagern gab es in jüngerer Zeit Untersuchungen. Die zugrundeliegende Modellierung ist zwar relativ komplex [Die-96, Die-00], dennoch bietet das in der Dissertation von Dietl [Die-97] beschriebene Vorgehen die Möglichkeit, Steifigkeits- und Dämpfungsparmeter rheologischer Lagermodelle abzuschätzen.

Das dynamische Verhalten einer Werkzeugmaschine wird nicht nur von der Maschine selbst, sondern auch von ihrer Aufstellung beeinflusst. Diese gliedert sich in die Aufstellelemente und das Fundament [Wec-06a]. Zur Miteinbeziehung des dynamischen Verhaltens der Aufstellung in die Beurteilung des Maschinenverhaltens existieren in der Literatur bereits mehrere Ansätze. Helpenstein und Weck [Wec-80] haben umfangreiche Messdaten aufgenommen, um Steifigkeit und Dämpfung von Aufstellelementen zu bestimmen. Gao und Rockhausen [Gao-01] haben noch Optimierungsalgorithmen genutzt, um die Aufstellung eines Druckwerkes zu beschreiben. Witt [Wit-07] und Hoffmann [Hof-08] nutzen ein ähnliches Verfahren, um alle unbekannt mechanischen Parameter eines Werkzeugmaschinenmodells zu bestimmen. Meidlinger [Mei-08] nutzt rheologische Modelle, um ein frequenzabhängiges dynamisches Verhalten der Aufstellung zu modellieren.

Außerdem können rheologische Modelle genutzt werden, um Ersatzmodelle von bereits vorliegenden Maschinenkomponenten für zukünftige Entwicklungen aus Basis von Messdaten zu erstellen. Dafür ist vor allem das von Heckel [Hec-86] vorgestellte Verfahren interessant, weil es erlaubt, das Übertragungsverhalten der untersuchten Systeme entsprechend der Anzahl der durchgeführten Messungen mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad abzubilden. Weitere Techniken zur Ermittlung von Dämpfungskennwerten finden sich in der VDI-Richtlinie „Werkstoff- und Bauteildämpfung“ [VDI-04b].

Insgesamt zeigt die Analyse der Literatur, dass rheologische Modelle, wie bereits von Stiefenhofer [Sti-77] und Finke [Fin-77] dargelegt, eine vergleichsweise einfache Möglichkeit bieten, um die physikalisch relativ komplexen Vorgänge in Lager- und Fügestellen auf wenige Parameter zu redu-

zieren. Um die Modelle mit Hilfe geeigneter Parameter auf das jeweilige Modellierungsproblem anzupassen, existieren einige Abschätzungsformeln und Messungen. Eine durchgängige Methode, wie diese im Entwicklungsprozess von Werkzeugmaschinen eingesetzt werden können, steht allerdings derzeit nicht zur Verfügung.

### **3.3 Arbeiten zur Beurteilung von Simulation**

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit stellt sich die Aufgabe, geeignete Simulationstechniken zu finden, um den Entwicklungsprozess einer Werkzeugmaschine effizient zu unterstützen. Dazu ist es notwendig, die Simulationstechniken und die resultierenden Simulationsergebnisse zu bewerten.

In der Literatur sind hierzu, neben den oft aufgeführten Validierungsexperimenten, auch Arbeiten zu finden, die sich explizit mit der Güte von Simulationsergebnissen beschäftigen. So wurden beispielsweise im Bereich der FEM Untersuchungen zur Güte von Simulationsergebnissen durchgeführt, um sicherzustellen, dass die berechnete Tragfähigkeit von Konstruktionen auch wirklich mit der realen übereinstimmt [Wei-89] oder, um zu untersuchen, wie die Genauigkeit der erzielbaren Ergebnisse mit der Modellqualität zusammenhängt [Gab-95]. Untersuchungen zur Güte von Simulationsergebnissen von dynamischen Systemen finden sich zum Beispiel in den Arbeiten von Bechthold [Bech-05], der die Genauigkeit von kommerziellen FEM und MKS Programmen für Handhabungssysteme abgeschätzt hat, um sie bei der Wahl von Sicherheitsfaktoren berücksichtigen zu können. Hahn hingegen verwendet ein Simulationssystem, um die wesentlichen Einflüsse auf die Arbeitsgenauigkeit von Parallelkinematiken durch Modellvariation zu identifizieren [Hah-03]. Siedl [Sie-08] nutzt in seiner Arbeit eine Kostenabschätzung, um sein entwickeltes Vorgehensmodell zu validieren.

Weiterhin gibt es auch einige Arbeiten, die verschiedene Simulationssysteme untereinander vergleichen, beispielsweise um einen Prozess [Rol-97], Schwingungen in einem Getriebe [Schr-06], Linearführungen [Sche-06] oder die Vorgänge im Lager einer Werkzeugmaschine [Abe-08] abzubilden.

Besonders interessant für die vorliegende Arbeit sind Untersuchungen, die sich mit dem Zusammenhang zwischen Abbildungstiefe und Ergebnisgüte beschäftigen. Hierzu gibt es bereits erste Untersuchungen im Bereich der Fahrzeugtechnik, die sich mit der Abbildungstiefe und Ergebnistransparenz von dynamischen Modellen für Triebstrangkomponenten beschäftigen



[Com-05]. Da hierbei allerdings auch Messdaten zurück in die Modelle geführt werden, eignet sich diese Art der dynamischen Simulation nicht als entwicklungsbegleitendes Beurteilungsinstrument für die Konstruktion. Ein weiteres Beispiel sind Überlegungen von Ophay [Oph-85], der sich in seiner Dissertation damit auseinandersetzt, welche Aspekte des Verhaltens eines Schrägkugellagers die Ergebnisgenauigkeit in der Berechnung beeinflussen.

Der Zusammenhang zwischen Modelldetaillierung und Ergebnis muss entlang des Entwicklungsprozesses anhand geeigneter Ergebnisgrößen beurteilt werden können. Deshalb werden im Folgenden gängige Größen zur Bewertung von Maschinenvarianten mittels Simulation erläutert.

Im Bereich der Kinematik ist eine derartige Bewertung relativ einfach, weil die Abbildungsqualität gut ist, wenn die relevanten geometrischen Zielgrößen, wie Arbeitsraum, Übersetzung, singuläre Stellungen usw., die beispielsweise bei Merlet [Mer-00], Kirchner [Kir-00], Wieland [Wie-99] und Frindt [Fri-01] zu finden sind, abgebildet werden können. Diese Zielgrößen gleichen weitgehend jenen, die auch allgemein in der Robotik Anwendung finden [Cra-05, Sci-00].

Im Bereich der statischen Auslegung ist die richtige Abbildung der Verformung bzw. Steifigkeit der Maschine ein gutes Maß für die Genauigkeit eines Simulationsmodells. Schwieriger ist eine Bewertung von Simulationsergebnissen im Bereich der Dynamik. Hier soll gewährleistet werden, dass die geforderten Bearbeitungsprozesse die Maschinenstruktur nicht im Bereich ihrer Eigenfrequenzen zu Schwingungen anregen. Das bedeutet, dass die Maschinenstruktur so abgestimmt werden muss, dass die Eigenfrequenzen nicht im Bereich der Anregungsfrequenzen durch den Prozess liegen. Außerdem ist zu beachten, dass die erste Eigenfrequenz die maximale Dynamik des Antriebsstranges bestimmt [Schä-01].

Es bestehen verschiedene Möglichkeiten das Schwingungsverhalten einer Maschine zu ermitteln. Zunächst kann der Nachgiebigkeitsfrequenzgang [Wec-06b] an der Spindel der Maschine bestimmt werden. Nachgiebigkeitsfrequenzgänge geben Auskunft über das dynamische Verhalten einer Werkzeugmaschine in einem bestimmten Arbeitspunkt. Neben Aussagen über die dynamische Nachgiebigkeit, das heißt den Einfluss der Anregungsfrequenz auf die Nachgiebigkeit der Maschine, erlauben sie auch eine Berechnung der Dämpfung einer bestimmten Resonanzstelle mit Hilfe der sogenannten

Wurzel-Zwei-Methode [VDI-4b]. Bei der Simulation stellt sich hierbei allerdings das Problem, dass zum heutigen Stand der Forschung und Technik Dämpfungswerte von Simulationsmodellen in der Regel nur über Parameteroptimierung auf Basis gemessener Strukturen abgeleitet werden können [Wit-07]. Somit kann auch ein Nachgiebigkeitsfrequenzgang nur mit begrenzter Genauigkeit mit Hilfe eines Simulationsmodelles prognostiziert werden.

Eine weitere Möglichkeit das dynamische Verhalten einer Maschine zu beurteilen, ist das Schwingungsverhalten der gesamten Maschinenstruktur mittels einer Modalanalyse zu bestimmen. Dabei werden die Eigenfrequenzen und die zugehörigen Eigenvektoren für die Bewegung der gesamten Struktur bestimmt [He-01, Wec-06b]. Während sich die Werte der Eigenfrequenzen relativ einfach abgleichen lassen, besteht beim Vergleich der Eigenformen das Problem, dass die gemessenen und berechneten Werte in derselben Datenstruktur vorliegen müssen. Dann können Messung und Rechnung, zum Beispiel mit Hilfe eines sogenannten MAC-Vergleiches (Modal Assurance Criterion) [All-03], gut gegenübergestellt werden.

Darüber hinaus kann auch direkt die Kopplung des Maschinenmodells mit einem Prozessmodell untersucht werden. Damit können Diagramme erstellt werden, die zeigen, bei welchen Schnitttiefen und Spindeldrehzahlen ein stabiler, ratterfreier Betrieb einer Werkzeugmaschine möglich ist, die sogenannten Stabilitätskarten. Altintas [Alt-04a] hat im letzten Jahrzehnt wesentliche Beiträge zur Modellierung des Phänomens beitragen können und auch deutsche Forscher konnten das Phänomen bereits erfolgreich modellieren [Bie-08, Bro-06b, Hen-05, Sur-06, Wit-07]. Allerdings stellt sich auch an dieser Stelle das Problem, dass die Phänomene maßgeblich durch Dämpfung beeinflusst werden. Damit ist eine Beurteilung einer noch nicht prototypisch umgesetzten Maschine zum heutigen Stand der Technik schwierig.

Insgesamt lässt sich sagen, dass es bereits in verschiedenen Disziplinen Bestrebungen gab, einen Zusammenhang zwischen der Detaillierung eines Simulationsmodells und der Ergebnislage herzustellen und das auch für die bei der Simulation von Werkzeugmaschinen relevanten Zielgrößen geeignete Beurteilungskriterien existieren, um einen derartigen Zusammenhang herzustellen. Eine systematische Untersuchung, die Simulationstechniken entlang des gesamten Produktentwicklungsprozesses einer Werkzeugma-

schine betrachtet und deren optimale Nutzung zur Erreichung geeigneter Zielgrößen untersucht, wurde allerdings noch nicht durchgeführt.

### **3.4 Vorgehensmodelle und Entwicklungsmethoden**

Der Entwicklungsprozess von Werkzeugmaschinen kann in den einzelnen Unternehmen je nach Firmengröße, Mitarbeiterqualifikation und Unternehmensstrategie sehr unterschiedlich sein. Deshalb sollen an dieser Stelle zunächst ganz allgemein Vorgehensmodelle/ Entwicklungsmethoden diskutiert werden, weil derartige Methoden das Wissen aus der Praxis verallgemeinern, abstrahieren und formalisieren. Damit bilden sie eine gute Grundlage, um allgemeingültige Anforderungen an entwicklungsbegleitende Simulationsmethoden abzuleiten.

#### **3.4.1 Vorgehensmodelle in der Produktentwicklung**

Das methodische Vorgehen beim Konstruieren neuer Produkte hat sich in den letzten Jahrzehnten zu einem ganzen Wissenschaftszweig innerhalb des Ingenieurwesens entwickelt. Für einen detaillierten Überblick über die Konstruktionsmethoden wird hier deshalb auf das Standardwerk von Pahl und Beitz [Pah-86] verwiesen, sowie auf [Weu-02b], der die Methoden in den Kontext des Forschungs- und Entwicklungsmanagements eines Unternehmens setzt. Neue Impulse brachte in den letzten Jahren vor allem die von Suh [Suh-90] vorgestellte Methode des „Axiomatic Design“, die den Entwicklungsprozess mithilfe mathematisch formulierter Axiome unterstützt. Auch speziell zur Entwicklung serieller Werkzeugmaschinen existieren systematische Konstruktionsansätze [Red-79].

Im Rahmen dieser Arbeit soll der Fokus allerdings auf den relevanten VDI-Richtlinien liegen, weil diese eine für die Bedürfnisse des Entwicklungsingenieurs geeignete Zusammenfassung des in diesem Bereich erarbeiteten Wissens bieten.

##### **3.4.1.1 VDI-Richtlinie 2221**

Die VDI Richtlinie 2221 - Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte [VDI-93] „...behandelt allgemeingültige, branchenunabhängige Grundlagen methodischen Entwickelns und Konstruierens und definiert diejenigen Arbeitsschritte und Arbeitsergebnisse, die wegen ihrer generellen Logik und Zweckmäßigkeit Leitlinie für ein Vorgehen in der Praxis sein können“.

In Abbildung 3-1 ist das standardisierte Vorgehen bei der Entwicklung eines neuen Produktes schematisch dargestellt.

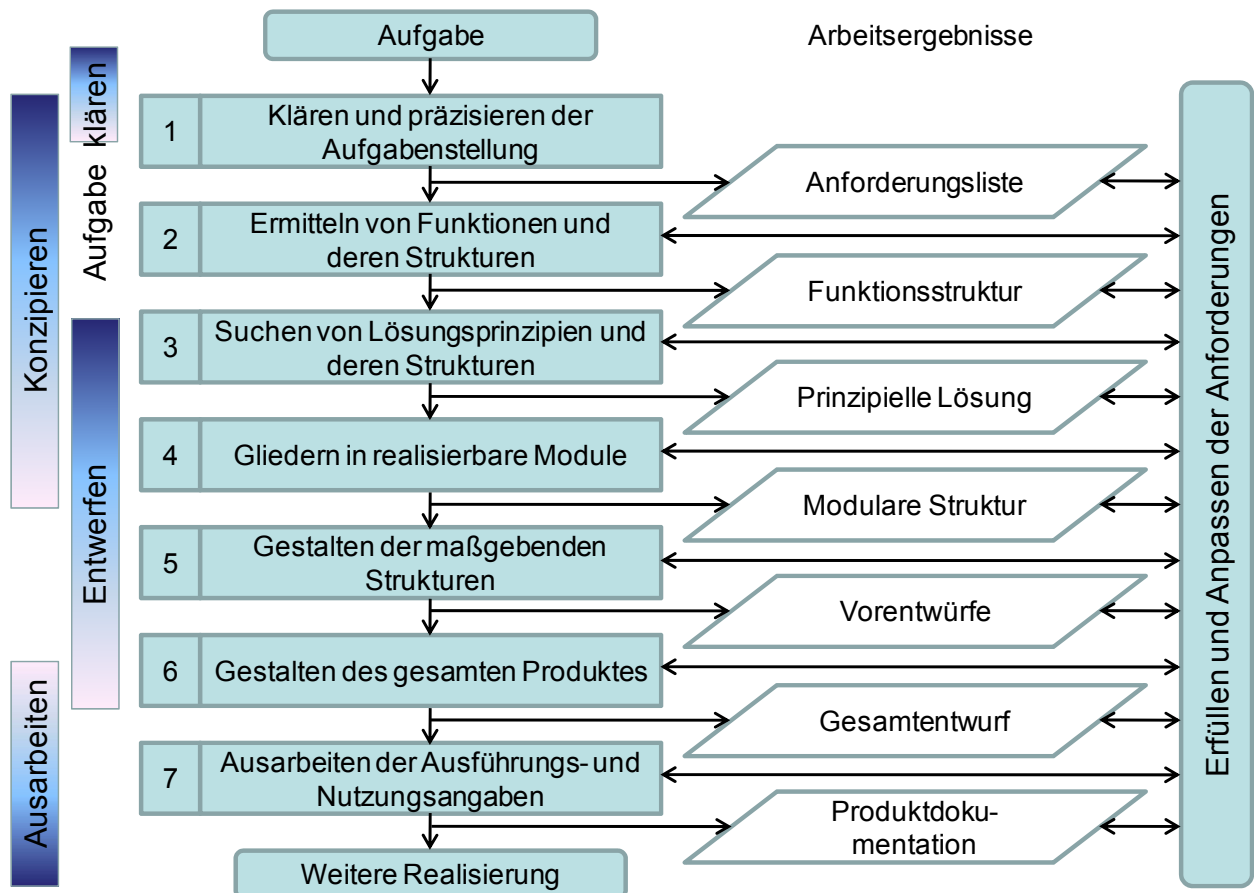


Abbildung 3-1: Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren nach VDI 2221

Der Grundgedanke des Vorgehensmodells ist, dass eine abstrakte Aufgabe zunächst in konkrete Funktionserfordernisse überführt wird und diese dann durch eine Reihe von Modulen gelöst werden, die schließlich zu einem Gesamtsystem synthetisiert werden. Bedingt durch diesen Prozess, durchläuft ein Produkt verschiedene Entwicklungsstadien:

**Konzeptphase:** Hier wird ein prinzipielles Lösungskonzept gefunden.

**Entwurfsphase:** Die Grobstruktur der Bauteile wird festgelegt.

**Ausarbeitungsphase:** Die genaue Bauteilgestalt wird festgelegt.

**Versuch bzw. Erprobung:** Nach Fertigung und Montage wird die Maschine schließlich getestet.

Daran schließt sich, je nach produzierter Stückzahl, noch eine Phase an, in der das Produkt vom Labor-/Funktionsmuster über einen Nullserienprodukt zu einem Großserienprodukt überführt wird. Diese Phase tritt, aufgrund der im Werkzeugmaschinenbau typischen hohen Einzelstückkosten im Vergleich zur Stückzahl, in der Regel nicht auf und wird deshalb im Weiteren nicht betrachtet. Die Richtlinie soll in den folgenden Kapiteln vielmehr dazu dienen, das Vorgehen von der ersten Idee bis zum Prototypen zu strukturieren.

### 3.4.1.2 VDI-Richtlinie 2206

Da es sich bei Werkzeugmaschinen nicht um rein mechanische Produkte handelt, sondern um ein System, das durch das komplexe Zusammenspiel von Steuerung, Regelung, elektromechanischen Vorschubantrieben und mechanischen Bauelementen bestimmt wird, müssen auch die speziellen Anforderungen bei der Synthese solcher mechatronischer Systeme behandelt werden. Die VDI Richtlinie 2206 – Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme [VDI-04a] schlägt ein dem aktuellen Stand der Forschung und Technik angepasstes Vorgehen vor, wie mit dieser Problematik umgegangen werden kann. Kernpunkt hierbei ist das in Abbildung 3-2 präsentierte V-Modell.

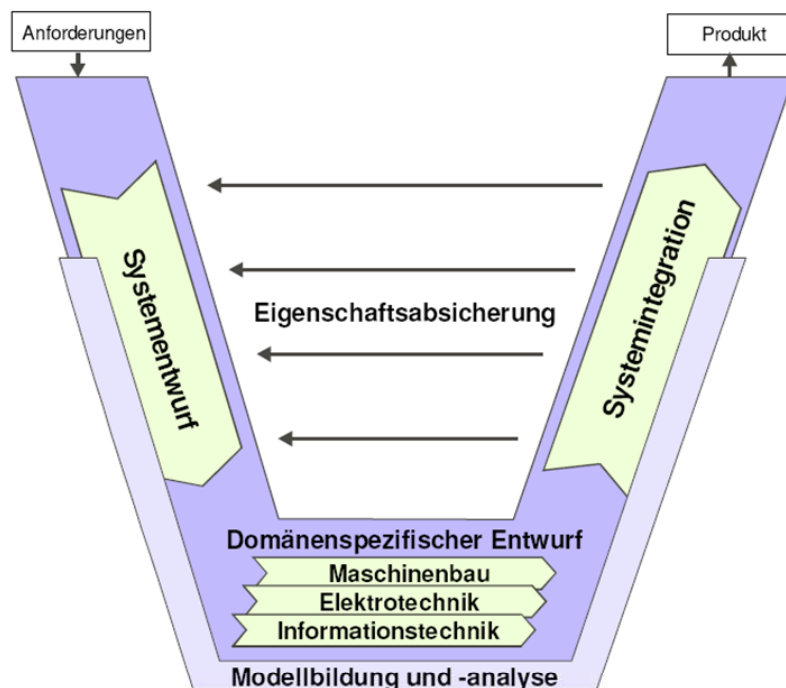


Abbildung 3-2: V-Modell nach VDI 2206 [VDI-04a]

Ähnlich wie bei der VDI 2221 erfolgt auch hier wieder die Aufschlüsselung der Gesamtaufgabe in Teilprobleme, mit dem Unterschied, dass diese jetzt innerhalb verschiedener Fachdisziplinen – Maschinenbau, Elektrotechnik und Informationstechnik – gelöst werden müssen. Die Herausforderung bei der Entwicklung mechatronischer Systeme besteht darin, dass die in den einzelnen Domänen entwickelten Teillösungen auch in ihrem Zusammenspiel funktionieren müssen. Deshalb wird bei entsprechender Produktkomplexität und Stückzahl das V-Modell mehrfach durchlaufen, um vom Labor- über das Funktionsmuster und das Vorserienprodukt zur Serienreife zu gelangen.

Im Werkzeugmaschinenbau erscheint ein derartiges Vorgehen aufgrund der hohen Produktkosten im Vergleich zur Stückzahl wiederum wenig praktikabel. Allerdings kann auf den im weiteren Verlauf der Richtlinie präsentierten modellbasierten Systementwurf zurückgegriffen werden (siehe Abbildung 3-3).

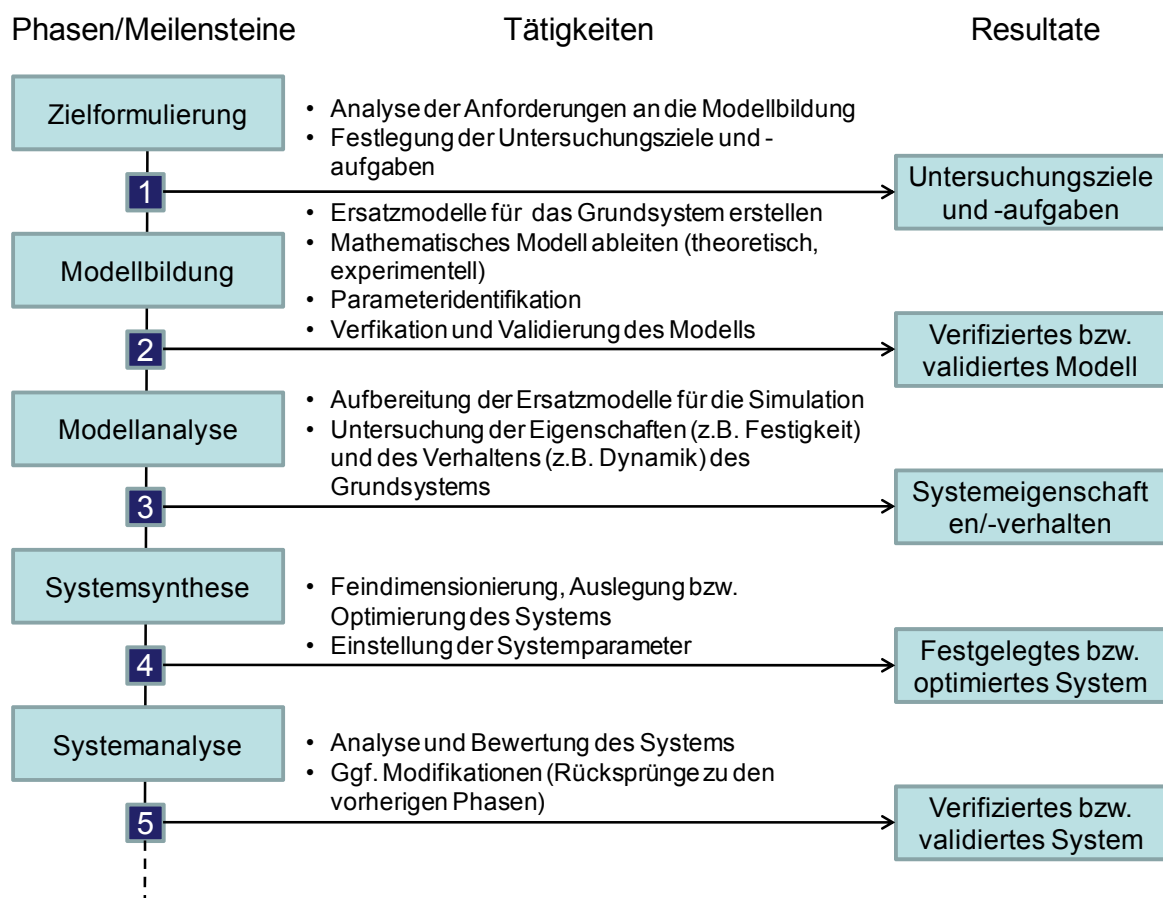


Abbildung 3-3: Modellbasierter Systementwurf nach VDI 2206 [VDI-04]

Die Idee ist, das zu entwickelnde System zunächst wiederum in Grundsysteme zu zerlegen, die mittels bekannter Methoden modelliert, analysiert und verifiziert werden. Aus ihnen wird dann ein Gesamtsystem modelliert und analysiert. Im Rahmen dieser Arbeit liegt der Schwerpunkt hierbei auf dem mechanischen System.

Insgesamt lässt sich sagen, dass der Entwicklungsprozess mechatronischer Systeme den Entwickler vor große Herausforderungen hinsichtlich der Prognose des Gesamtsystemverhaltens stellt, da die Wechselwirkungen der einzelnen Teilsysteme nur schwer vorhersagbar sind. Um dennoch fähige Produkte zu generieren, bietet sich der modellbasierte Systementwurf an, das heißt eine Unterstützung des Entwicklungsprozesses durch Simulation.

### **3.4.2 Entwicklung parallelkinematischer Werkzeugmaschinen**

#### **3.4.2.1 Besondere Eigenschaften und Anforderungen an PKM**

Die vorliegende Arbeit nutzt parallelkinematische Werkzeugmaschinen, um an diesem Beispiel eine Methode zur effizienten simulativen Unterstützung des Entwicklungsprozesses von Werkzeugmaschinen abzuleiten. Die Gründe hierfür sind, dass das komplexe Übertragungsverhalten der parallelen Kinematiken eine Unterstützung des Entwicklungsprozesses durch Simulation in stärkerem Maße erfordert als bei seriellen Kinematiken und, dass sich die Kinematiken relativ gut mit Starrkörpermodellen beschreiben lassen.

Um die speziellen Anforderungen und Randbedingungen im Entwicklungsprozess von Werkzeugmaschinen mit Parallelkinematik zu verdeutlichen, werden in diesem Abschnitt die besonderen Eigenschaften der Maschinen [Mer-00, Neu-05] gegenüber seriellen Werkzeugmaschinen erörtert.

Bei konventionellen seriellen Maschinen ist für jeden Freiheitsgrad eine Bewegungsachse vorgesehen. Jede Bewegungsachse besitzt einen eigenen Antrieb, der durch die Masse der folgenden Glieder und Antriebe belastet wird. Um die Dynamik weiter erhöhen zu können, müssen leistungsfähigere Antriebe zusammen mit zusätzlichen Versteifungen verbaut werden, was durch den damit verbundenen Massenanstieg der steigenden Dynamik der Werkzeugmaschine entgegenwirkt.

Bei Parallelkinematiken hingegen sind alle Bewegungsachsen direkt mit der zu bewegenden Arbeitsplattform, dem sogenannten Endeffektor, verbunden (siehe Abbildung 3-4). Bedingt durch die deutlich geringere bewegte

Masse und die somit geringere Massenträgheit weisen sie deshalb eine wesentlich höhere Dynamik als serielle Strukturen auf. Unter dem Begriff der Dynamik werden Vorschubgeschwindigkeit und die Beschleunigungsfähigkeit verstanden. Hohe Vorschubgeschwindigkeiten können auch durch konventionelle Werkzeugmaschinen erreicht werden. Entscheidend ist jedoch der benötigte Weg. Da die Verfahrenswege von Werkzeugmaschinen in der Regel sehr kurz sind, kann durch die höhere Beschleunigungsfähigkeit paralleler Kinematiken, eine höhere Verfahrgeschwindigkeit bei erlaubter Bahnabweichung erreicht werden. Dies macht sich besonders bei einer nicht geradlinigen Kontur bemerkbar. Ein weiterer Vorteil von Parallelkinematiken ist die höhere Steifigkeit, die durch geschlossene kinematische Ketten und die überwiegende Zug- und Druckbelastung der verbauten Aktoren erzielt wird. Außerdem können durch den symmetrischen Aufbau einer Parallelkinematik viele Gleichteile und einfache Gestellkomponenten verbaut und somit sowohl der konstruktive, als auch der finanzielle Aufwand, reduziert werden.

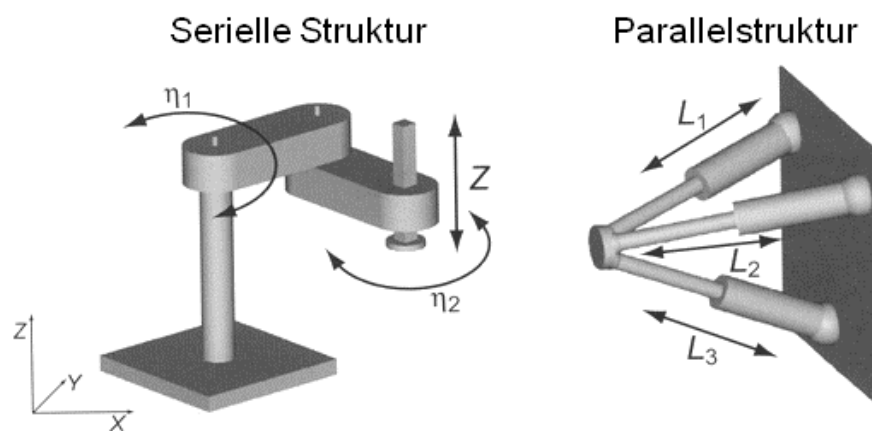


Abbildung 3-4: Vergleich serieller und paralleler Kinematik [Kir-01]

Dennoch konnten sich Werkzeugmaschinen mit Parallelkinematik bislang nur vereinzelt im industriellen Umfeld durchsetzen. Ausschlaggebend dafür ist, neben dem schlechten Verhältnis zwischen Bauraum und Arbeitsraum und den meist begrenzten Schwenkwinkeln, vor allem die Komplexität der kinematischen Struktur. Sie erschwert nicht nur die Kalibrierung und Regelung, sondern macht es auch schwer das positionsabhängige Verhalten der Maschine im Entwicklungsprozess der Maschine abzuschätzen.



Allerdings konnten durch den Einsatz von Simulation trotz dieser Nachteile erfolgreiche Maschinen entwickelt werden, welche die Potenziale von parallelen Kinematikstrukturen nutzen [Weu-02a0, Wit-05, Nem-06, Mun-08a].

### 3.4.2.2 Entwicklungsprozess PKM

Durch die verstärkte forschungsseitige Betrachtung von Werkzeugmaschinen mit Parallelkinematik im letzten Jahrzehnt entstanden auch zahlreiche Forschungsarbeiten, die sich mit Entwicklungsmethoden für die entsprechenden Kinematikkonzepte und Maschinen beschäftigen.

Ein wesentlicher Wegbereiter dieser Entwicklung ist Merlet, der in [Mer-00] die Democrat Methode zur Synthese von parallelen Kinematikstrukturen präsentiert. Es handelt sich dabei um einen Parameteroptimierungsalgorithmus, der die Ableitung einer geeigneten Kinematikstruktur unter Berücksichtigung dynamischer Effekte ermöglicht.

Wieland [Wie-99] legt ebenfalls in seiner Dissertation den Schwerpunkt auf die Identifikation einer geeigneten Struktur und deren Bewertung. Als Grundlage dient hierbei der konstruktive Entwicklungsprozess (KEP) [Pah-86] bestehend aus: Klären der Aufgabe, Konzipieren, Entwerfen und Ausarbeiten. Dieser Prozess wurde in [Wie-99] für Parallelkinematiken angepasst, siehe Abbildung 3-5.

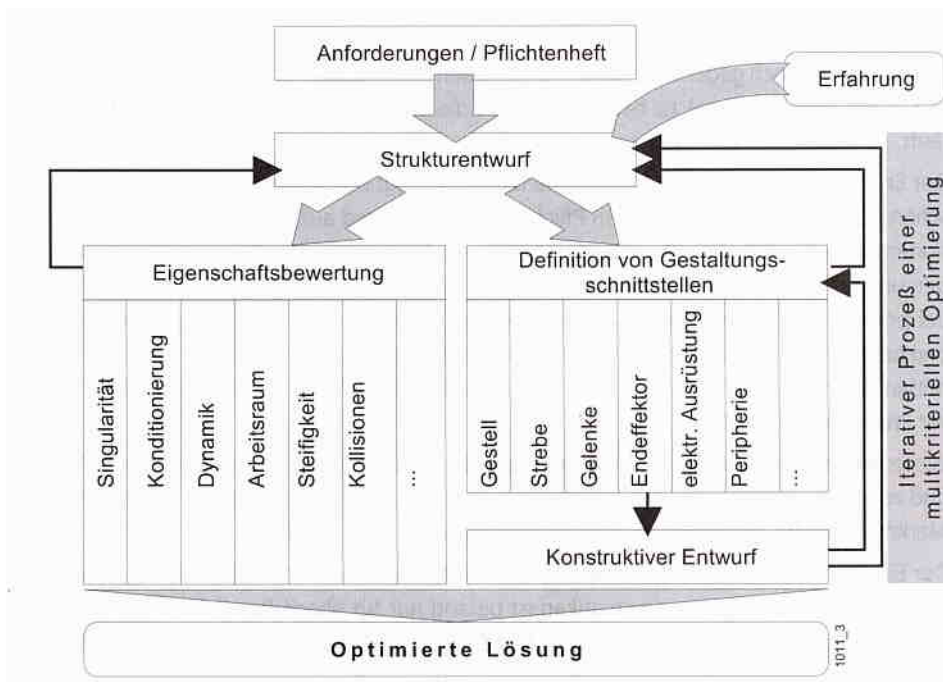


Abbildung 3-5: Entwicklungsplattform für Parallelkinematiken [Wie-99]

Auch der Fokus der Dissertation von Frindt [Fri-01] liegt auf der Identifikation einer geeigneten Struktur, wobei er sich einer sogenannten modulbasierten Synthese bedient.

Weiterhin wurde die Möglichkeit untersucht, den Entwicklungsprozess parallelkinematischer Maschinen durch die mehrkriterielle Optimierung zu verbessern. Während die Arbeiten von Kirchner [Kir-00] hierbei schwerpunktmäßig die zugrundeliegenden Algorithmen und passende Zielkriterien behandeln, zielen neuere Arbeiten [Bre-07] stärker darauf ab, die Optimierung gewinnbringend im Entwicklungsprozess einzusetzen.

Während die bisher präsentierten Arbeiten sich sehr stark darauf konzentrieren, die geeignete Kinematikstruktur zu finden, hat Neithardt [Nei-04] erstmals eine Möglichkeit vorgestellt, den Entwicklungsprozess einer Werkzeugmaschine sowohl in der Konzept- als auch in der Entwurfsphase systematisch durch Simulationsrechnungen zu unterstützen. In der Konzeptphase wird hierzu ein relativ einfaches Mehrkörpermodell der Struktur erstellt, dessen geometrische Parameter mit Hilfe einer entsprechenden Software optimiert werden. In der Entwurfsphase wird dann ein flexibles Mehrkörpermodell zur Topologieoptimierung der Struktur genutzt. Hoffmann [Hof-08] greift den Gedanken einer durch Optimierung unterstützten Maschinenentwicklung auf und nutzt die Mehrkörpersimulation, um Werkzeugmaschinen mit möglichst hoher dynamischer Bahngenaugkeit zu entwickeln.

Weitere Arbeiten zur Entwicklungsmethodik von parallelkinematischen Maschinen finden sich in [Neu-98, Neu-00, Neu-02, Neu-04, Neu-05, Neu-06b].

Insgesamt lässt sich sagen, dass ein Großteil der vorliegenden Arbeiten im Bereich der Entwicklungsmethodik von Parallelkinematiken sich darauf konzentriert, durch den Einsatz von Optimierungsalgorithmen die optimale kinematische Struktur einer Maschine zu bestimmen. Neithardt [Nei-04] erweitert diese Überlegungen um den Punkt, dass er neben der reinen Strukturoptimierung auch die Topologie der Maschine in der Entwurfsphase optimiert. Das bedeutet, die Tendenz der Forschungsarbeiten geht dahin, alle möglichen Mittel, vor allem auch im Bereich der Simulation, auszuschöpfen, um eine möglichst optimale Maschine zu entwickeln. Im industriellen Umfeld wird es aber zumindest mittelfristig nicht möglich sein, die vorgestellten Systeme auf breiter Basis effizient in den bestehenden Entwicklungsprozess einzubinden. Das liegt nicht zuletzt auch an den hohen Kosten für kommer-

zielle Softwaretools und entsprechend qualifizierte Mitarbeiter. Deshalb besteht der Bedarf einer simulativen Unterstützung des Entwicklungsprozesses, die sich mit einem so geringen Aufwand realisieren lässt, dass sie in Unternehmen einer von kleinen Stückzahlen geprägten Branche wie dem Werkzeugmaschinenbau bestehen kann.

### **3.5 Handlungsbedarf**

Wie in der Einleitung dargelegt, sind Werkzeugmaschinen, vor allem wenn sie als PKM ausgeführt sind, komplexe Produkte, deren effiziente Entwicklung sich ohne die Unterstützung von Simulationswerkzeugen nur schwer bewerkstelligen lässt. Die heute am Markt verfügbaren Simulationsmethoden werden dennoch nur selten zur durchgängigen Unterstützung des Entwicklungsprozesses einer Werkzeugmaschine verwendet, weil ein solches Vorgehen einen enormen Aufwand verursacht.

Deshalb stellt sich die Frage, wie der Aufwand bei der Simulation einer Werkzeugmaschine reduziert werden kann. Verschiedene Autoren, vorrangig anderer Disziplinen, haben sich bereits damit beschäftigt, wie die Detaillierung eines Simulationsmodells sich auf die Simulationsergebnisse auswirkt. Auch geeignete Simulationsmethoden sowie Kriterien für die Beurteilung von Simulationstechniken hinsichtlich der im Werkzeugmaschinenbau relevanten Zielgrößen sind bereits bekannt. Allerdings wurden diese Kriterien nicht genutzt, um Entwicklungsprozesse von Werkzeugmaschinen mit Parallelkinematik möglichst effizient zu gestalten. Dazu muss zunächst der Entwicklungsprozess einer Werkzeugmaschine analysiert werden. Zur Strukturierung dieses Prozesses liegen bereits einschlägige Richtlinien vor und auch Arbeiten zu speziell auf parallelkinematische Maschinen abgestimmten Entwicklungsprozessen wurden bereits durchgeführt. Allerdings wurde der Entwicklungsprozess einer Werkzeugmaschine noch nicht systematisch dahingehend untersucht, wie bei den gegebenen Randbedingungen, die in der jeweiligen Entwicklungsphase benötigten Ergebnisse/Zielgrößen mit minimalem Aufwand bestimmt werden können. Dies ist eine wichtige Voraussetzung, um mit möglichst einfachen Modellen den Entwicklungsprozess gewinnbringend zu unterstützen und somit die industrielle Anwendbarkeit von Simulationsmethoden zu verbessern.

## 4 Zielsetzung und Vorgehensweise

### 4.1 Zielsetzung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Erarbeitung einer Methode zur effizienten Unterstützung des Entwicklungsprozesses einer Werkzeugmaschine durch Simulation. Die Methode wird hierbei auf die Anforderungen von Parallelkinematiken abgestimmt. Wie im Stand der Forschung und Technik gezeigt wurde, verläuft die Entwicklung einer Maschine in verschiedenen Phasen. Beim Durchlaufen dieser Phasen werden immer genauere Eingangsdaten für das Simulationsmodell erzeugt und es werden auch immer aussagekräftigere Ergebnisse benötigt, um die Konstruktion weiter verbessern.

Um eine effiziente Methode zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses zu erarbeiten, sollen deshalb zwei Aspekte im Vordergrund der Untersuchungen stehen. Zum einen sollen die verwendeten Simulationsmodelle in jeder Phase des Entwicklungsprozesses immer nur mit so viel Aufwand modelliert und simuliert werden wie nötig ist, damit sie eine brauchbare Hilfe beim Treffen der anstehenden konstruktiven Entscheidungen darstellen (siehe Abbildung 4-1). Zum Anderen soll durch eine durchgängige Verwendung eines mitwachsenden Simulationsmodells der Aufwand, der bei redundanter Modellierung in verschiedenen Detaillierungsstufen oder Softwareprogrammen entsteht, vermieden werden.

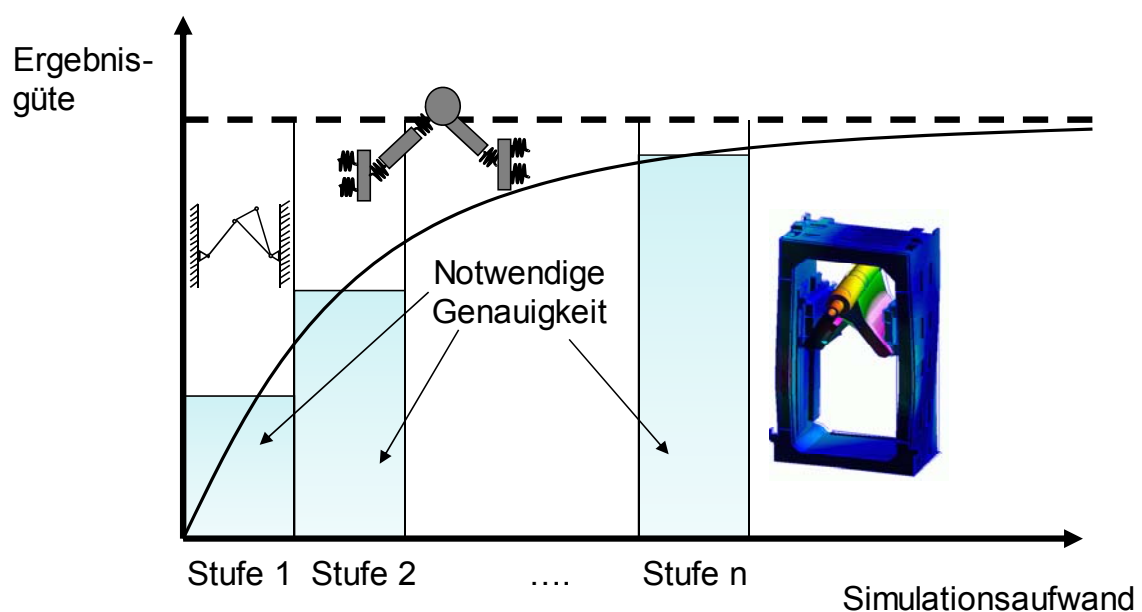


Abbildung 4-1: Aufwandsoptimale Simulation

Das bedeutet, innerhalb der Arbeit wird unter einer effizienten beziehungsweise aufwandsoptimalen Simulation verstanden, dass diejenigen Simulationsmethoden und Techniken zum Einsatz kommen, welche die benötigten Ergebnisse mit minimalem Aufwand erzeugen können, und, dass diese Techniken und Methoden so miteinander verknüpft werden, dass das Simulationsmodell während des Entwicklungsprozesses mitwachsen kann. Der Schwerpunkt liegt hierbei auf der Auslegung des mechanischen Systems.

## **4.2 Vorgehensweise**

Um eine effiziente Unterstützung des Entwicklungsprozesses einer Werkzeugmaschine mit Parallelkinematik erreichen zu können, muss zunächst untersucht werden, welche Simulationsergebnisse in den verschiedenen Stadien des Entwicklungsprozesses benötigt werden. Daraus wird ein Vorgehen abgeleitet, wie durch die Kombination geeigneter Simulationsansätze diese Ergebnisse möglichst effizient generiert werden können. Im Anschluss daran wird gezeigt, wie die ausgewählten Simulationsansätze kombiniert werden, um ein mitwachsendes Simulationsmodell aufzubauen. Außerdem werden Strategien erarbeitet, wie die aus dem Entwicklungsprozess benötigten Simulationsparameter gewonnen werden können, um mit diesem Modell die geforderten Ergebnisse zu erzeugen.

Dadurch entsteht die Möglichkeit parallel zur Maschinenentwicklung ein Simulationsmodell aufzubauen, das die im Entwicklungsprozess benötigten Ergebnisse auf Basis der dort festgelegten Daten möglichst effizient/aufwandsoptimal berechnet (siehe Abbildung 4-2). Durch die Anwendung der Methode an zwei Beispielmaschinen wird abschließend ihre Anwendbarkeit validiert.

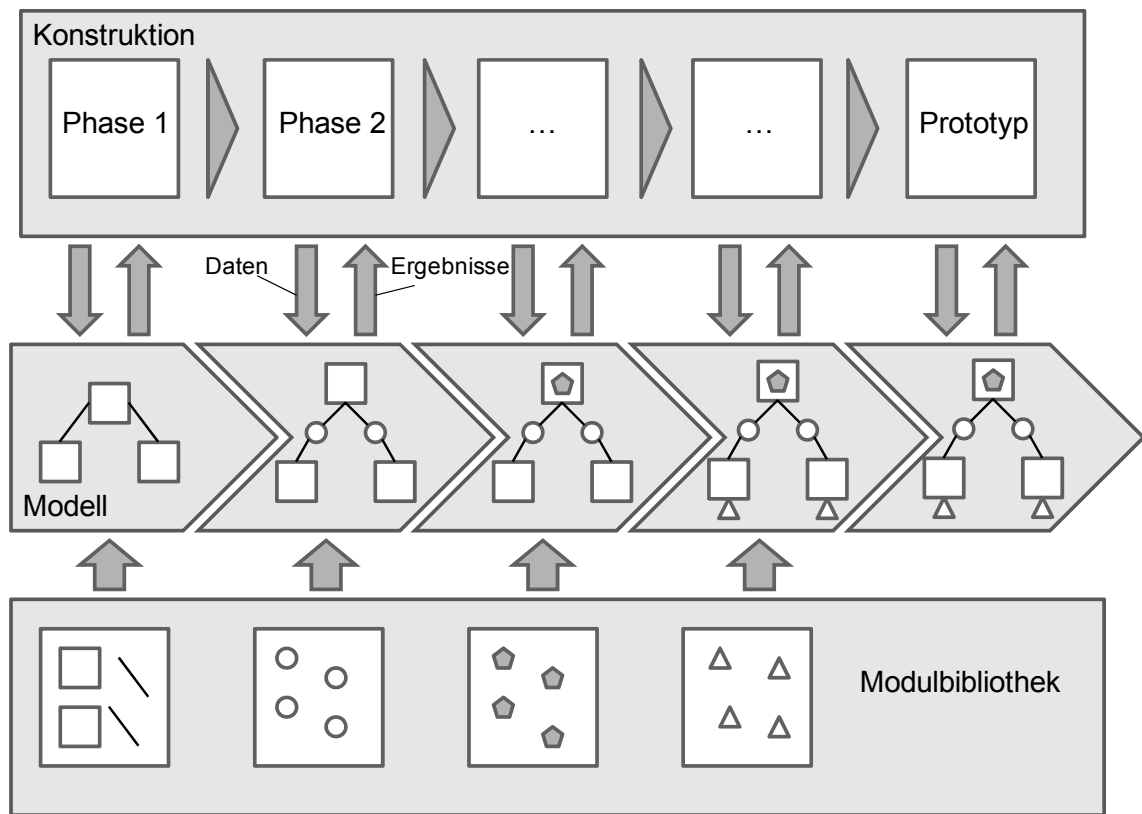


Abbildung 4-2: Mitwachsendes Simulationsmodell

## **5 Konzeption der aufwandsoptimierten Simulationsmethode**

### **5.1 Analyse des Entwicklungsprozesses von Werkzeugmaschinen mit Parallelkinematik**

Um die Randbedingungen und Anforderungen für die aufwandsoptimale Simulation zu bestimmen, wird zunächst der Entwicklungsprozess einer Werkzeugmaschine mit Parallelkinematik analysiert. Dazu wird der Prozess entsprechend den in der VDI-Richtlinie 2221 [VDI-93] festgelegten Phasen der Maschinenentwicklung in die Abschnitte Konzeptphase, Entwurfsphase, Ausarbeitungsphase und Versuch und Erprobung unterteilt.

Weiterhin muss bei Analyse des Entwicklungsprozesses beachtet werden, dass es sich bei einer Werkzeugmaschine um ein mechatronisches System handelt. Entsprechend der allgemeinen Betrachtungsweise in der VDI-Richtlinie 2206 [VDI-04a] bedeutet das für den Entwicklungsprozess der Maschine, dass der domänenspezifische Entwurf in den Teildisziplinen Maschinenbau, Elektrotechnik und Informationstechnik parallel läuft und eine ständige Eigenschaftsabsicherung bei der Integration der Teilsysteme erfolgen muss.

Im Rahmen dieser Arbeit wird diese Betrachtungsweise für die im Werkzeugmaschinenbau typischen Randbedingungen angepasst. Es wird davon ausgegangen, dass die Antriebe, deren Regler und die Maschinensteuerung von einem Zulieferer produziert werden. Der Werkzeugmaschinenhersteller legt die Teilsysteme aus und konfiguriert sie zusammen mit der von ihm entworfenen mechanischen Struktur zu einem leistungsfähigen Gesamtsystem. Dementsprechend wird der Entwicklungsprozess einer parallelkinematischen Werkzeugmaschine hier auch in die Abschnitte Konzeptphase, Entwurfsphase, Ausarbeitungsphase mechanisches System, Ausarbeitungsphase mechatronisches System und Versuch und Erprobung unterteilt.

Im nächsten Schritt müssen zunächst die Inhalte der einzelnen Phasen geklärt werden und es muss bestimmt werden, was durch die Simulation abgesichert werden sollte (siehe Tabelle 5-1).

Entwicklungsschritt	Was wird festgelegt?	Was muss sichergestellt werden?
Konzeptphase	Kinematische Struktur	Geometrische/kinematische Funktionstüchtigkeit des Maschinenkonzeptes.
Entwurfsphase	Grobe Gestalt	Komponentenbelastungen für Dimensionierungsrechnungen/Abschätzung mechanischer Eigenschaften.
Ausarbeitungsphase (Mechanisches System)	Detaillierte Gestalt	Die Anforderungen an die Genauigkeit und Dynamik der Maschine werden erfüllt.
Ausarbeitungsphase (Mechatronisches System)	Antriebe, Vorschubachsen, Regelung	Das mechatronische System läuft im Modell mit Regelung stabil.
Versuch und Erprobung	Notwendige Änderungen bis zur Serieneinführung.	Abgleich mit Experiment erhöht Prognosefähigkeit des Modells.

*Tabelle 5-1: Anforderungen im Entwicklungsprozess*

In der Konzeptphase wird zunächst der prinzipielle kinematische Aufbau der Struktur bestimmt. Das heißt, die Anordnung und Verbindung der Körper zu- bzw. miteinander wird definiert. Außerdem wird festgelegt, welche Körper mit welcher Art von Antrieb, translatorisch oder rotatorisch, angetrieben werden. Dabei ergibt sich, gerade im Bereich paralleler und hybrider Kinematikstrukturen, eine Vielzahl möglicher Anordnungen, die hinsichtlich ihrer Eignung für die zu lösende Aufgabe beurteilt werden müssen. Neben der Überprüfung der Funktionstüchtigkeit des Mechanismus' sollen auch erste Aussagen über Maschinenkennwerte wie zum Beispiel den Arbeitsraum und die Übersetzung möglich sein.

In der Entwurfsphase findet zum ersten Mal eine grobe Dimensionierung der Maschine statt. Die mit Hilfe des Simulationsmodells berechneten Belastungen können dabei als Eingangsgrößen für die Dimensionierungsrechnungen der Bauteile und Komponenten der Werkzeugmaschine genutzt werden. Das beinhaltet auch eine erste grobe Auswahl der geeigneten Vorschubantriebe. Diese Vorauswahl ist wichtig, um eine geeignete Anschlusskonstruktion zu erstellen, und die entsprechenden mechanischen Parameter für ein dynamisches Maschinenmodell zu erhalten.

Bei der Abbildung des dynamischen Maschinenverhaltens stellt sich an dieser Stelle allerdings noch die Herausforderung, dass die Modellparameter, wie



Massen, Steifigkeiten und Dämpfungen, nur mit begrenzter Genauigkeit bekannt sind. Deshalb sind Untersuchungen notwendig, die einen Zusammenhang zwischen den Unsicherheiten in den Parametern und den auf Basis dieser Daten erzielten Berechnungsergebnissen herstellen. Das resultierende Modell muss es gestatten, die mechanischen Eigenschaften verschiedener Entwürfe abzuschätzen und miteinander zu vergleichen.

Aufbauend auf den Ergebnissen aus der Entwurfsphase, wird in der Ausarbeitungsphase die Gestalt der Maschine im Detail festgelegt. Der Fokus liegt hierbei zunächst auf dem mechanischen Modell. Es muss sichergestellt werden, dass die Anforderungen an die Genauigkeit und Dynamik der Maschine erfüllt werden können. Dementsprechend muss ein geeignetes Simulationsmodell der Maschine die Mechanik auch mit guter Genauigkeit beschreiben, um die in dieser Phase entstehenden Konstruktionsentscheidungen noch unterstützen zu können.

Im Rahmen der Ausarbeitung der Mechanik wird auch mit der Auslegung der Antriebe der Maschine beziehungsweise der Vorschubachsen begonnen. Dies ist der Ausgangspunkt für die Ausarbeitung eines mechatronischen Systems. Die elektrischen und regelungstechnischen Aspekte der ausgewählten Antriebe werden in das mechanische Maschinenmodell integriert. Damit kann sichergestellt werden, dass das mechatronische Gesamtsystem, bestehend aus den mechanischen Maschinenkomponenten und den elektromechanischen Vorschubachsen, auch im Zusammenspiel funktioniert.

In der Phase von Versuch und Erprobung muss ein Maschinenmodell die Möglichkeit bieten, mit im Experiment gefundenen Daten verglichen und entsprechend angepasst werden zu können. Nur so ist es möglich, im Entwicklungsprozess nur schwer vorhersagbare Daten wie beispielsweise Dämpfungparameter zu korrigieren und somit die Abbildungsgenauigkeit des Simulationsmodells weiter zu erhöhen. Dieser Aspekt erhält besonderes Gewicht, wenn Konstruktionsfehler am Prototyp identifiziert werden und die Auswirkungen von Korrekturen mit Hilfe der Simulation abgesichert werden sollen. Außerdem bieten die durch den Vergleich zwischen Messung und Simulation ermittelten Parameterwerte bei entsprechender Dokumentation eine gute Datenbasis für zukünftige Simulationsmodelle.

Neben Konstruktionsanpassungen muss der Prototyp in der Phase von Versuch und Erprobung in Betrieb genommen und kalibriert werden [Neu-00, Neu-06].

Schließlich stellt sich die Frage, wie im Entwicklungsprozess die beste Variante ausgewählt werden soll. Hierbei kann mit Optimierungsalgorithmen gearbeitet werden, damit die Maschine entsprechend den in einer Zielfunktion zu definierenden Kriterien optimiert wird [Nei-04, Kri-00]. Auch die zu entwickelnde Simulationsmethode kann als Grundlage für den Einsatz von Optimierungsmethoden verwendet werden. Ein derartiger Entscheidungsprozess setzt jedoch voraus, dass der Entwickler nicht nur über Simulationssoftware, sondern auch über Optimierungsprogramme verfügt, sich mit deren Anwendung auskennt und in der Lage ist, beide erfolgreich zu koppeln. Diese Möglichkeit soll deshalb zunächst nicht weiter betrachtet werden, da ein einfacher Weg aufgezeigt werden soll, den Entwicklungsprozess durch Simulation zu unterstützen.

In einem ersten Schritt muss es deshalb auch möglich sein, dass der Entwickler selbst die optimale Konfiguration auswählt. Dabei dienen die erzielten Berechnungsergebnisse dazu, verschiedene Konstruktionsvarianten zu bewerten und zu vergleichen (siehe Abbildung 5-1).

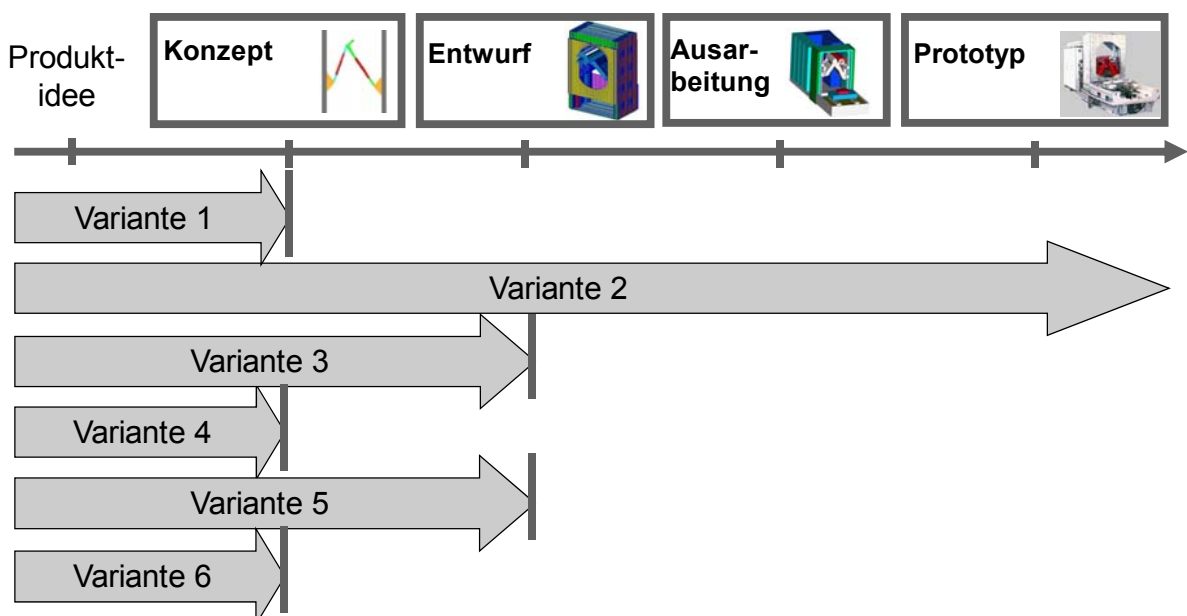


Abbildung 5-1: Variantenvergleich im Entwicklungsprozess

Daraus folgt für die Simulationsmethode, dass es vor allem in den frühen Phasen der Entwicklung von besonderer Wichtigkeit ist, dass ein Modellauf-

bau wenig Aufwand erfordert, weil hier noch relativ viele unterschiedliche Varianten verglichen werden müssen. Auch die Erweiterung für die Entwurfsphase sollte mit relativ wenig Aufwand machbar sein, da hier erste Vergleiche über wichtige mechanische Kennwerte möglich werden, die darüber entscheiden, ob es sich lohnt, eine Konstruktionsvariante weiter zu verfolgen. Selbst wenn ab der Ausarbeitungsphase nur eine Konstruktionsvariante weiterverfolgt wird, muss gewährleistet werden, dass die Konstruktionsparameter der Variante noch möglichst einfach geändert werden können. Außerdem sollte das Modell auch hier so aufgebaut sein, dass weitere Aspekte des realen Maschinenverhaltens mit geringem Änderungsaufwand in die Modellierung integriert werden können, beziehungsweise die Abbildungsgenauigkeit bereits modellierter Aspekte einfach gesteigert werden kann. Somit erhält der Konstrukteur bei relativ geringem Modellierungsaufwand einen guten Überblick über die Auswirkungen der von ihm getroffenen Konstruktionsentscheidungen.

In den bisherigen Überlegungen wurden die Anforderungen an ein Simulationswerkzeug betrachtet, das eine komplette Neuentwicklung eines einzelnen Werkzeugmaschinentyps unterstützt. Allerdings kommt es im industriellen Umfeld auch oft vor, dass Maschinen in Form von Baureihen entwickelt werden, das heißt, dass die Maschine in verschiedenen Leistungsklassen angeboten wird. Konkret kann das zum Beispiel heißen, dass innerhalb einer Baureihe Maschinen mit unterschiedlichen Antriebs- und Spindelleistungen angeboten werden. Hier sollte es möglich sein, einfach z.B. die Parameter der Motoren im Modell zu ändern, um den Maschinentyp entsprechend anzupassen. Eine weitere Möglichkeit ist, dass eine bestehende Maschine für einen Kunden angepasst werden muss. Daraus folgt für die Anforderungen an ein Simulationsmodell, dass es möglich sein muss, ein bestehendes Modell möglichst einfach abzuändern und einzelne Module auszutauschen. Weiterhin kann auch eine neue Maschinengeneration auf Basis eines alten Maschinentyps entwickelt werden. Wird dabei ein bestehendes Konzept weiterentwickelt, so muss es möglich sein, das Konzeptmodell der bestehenden Maschine als mitwachsendes Simulationsmodell für das Verhalten der neuen Maschine zu verwenden.

Somit wird sichergestellt, dass die Simulationsmethode nicht nur in Bezug auf eine einzelne Maschinenentwicklung, sondern auch bezogen auf den Gesamtaufwand im Unternehmen eine effiziente Lösung darstellt.

## 5.2 Vergleich verschiedener Simulationsansätze

Nachdem im vorherigen Abschnitt die Anforderungen und Randbedingungen im Entwicklungsprozess aufgezeigt wurden, werden nun aufbauend auf den Grundlagen und dem Stand der Technik die Möglichkeiten unterschiedlicher Simulationsansätze verglichen. Wie aus dem Stand der Forschung und Technik hervorgeht, sind die wesentlichen im Werkzeugmaschinenbau angewendeten Simulationsmethoden die Methode der Finiten Elemente, die Mehrkörpersimulation und die hybride Mehrkörpersimulation bei der FE-Körper modal reduziert in ein Mehrkörpermodell eingebunden werden. Weiterhin wird auch die kinematische Simulation als Spezialfall der Mehrkörpersimulation betrachtet, weil sie vor allem in frühen Phasen des Entwicklungsprozesses eine geeignete geometrische Dimensionierung des Maschinenkonzeptes erlaubt [Schm-09] und häufig für die Ablauf- und NC-Simulation von Werkzeugmaschinen zum Einsatz kommt.

Um beim Vergleich dieser Methoden die größtmögliche Übersichtlichkeit zu erhalten, werden die Methoden in einer Tabelle verglichen (siehe Tabelle 5-2), bei deren Erstellung auch die Erfahrungen anderer Autoren berücksichtigt wurden [Nei-04, Bau-03, Schm-09].

Der Vergleich soll darstellen, dass keine der Methoden jede Simulationsaufgabe perfekt erfüllt. So bietet zum Beispiel die Methode der finiten Elemente die Möglichkeit, die Steifigkeit und die Eigenfrequenzen einer Maschine mit sehr hoher Genauigkeit zu berechnen, allerdings sind detaillierte Geometrieinformationen, die hierfür benötigt werden am Anfang der Maschinenentwicklung gar nicht vorhanden und Maschinenkennwerte können immer nur in einer Maschinenposition berechnet werden, so dass gerade die Simulation des mechatronischen Gesamtsystems große Schwierigkeiten bereitet. Die Kinematiksimulation hingegen lässt sich zwar auf Basis weniger Geometriedaten bereits in der Konzeptphase realisieren, sie erlaubt allerdings keinerlei Aussagen über die Maschinensteifigkeit und -dynamik.

	<b>Kinemat. Simulation</b>	<b>MKS</b>	<b>FEM</b>	<b>Hybride MKS</b>
Modell- charakteristik	rein geometrisches Modell der Struktur	System aus starren Einzelkörpern, wenig detailliert	System aus vielen flexiblen Teilkörpern, detailliert	Erweiterung der MKS-Modells mit modal reduzierten Körpern
Notwendig für die Modellierung	Kinematische Struktur	Kinematische Struktur, Steifigkeiten der Gelenke und der Führungen, Massen und Trägheitsmomente	Detailgeometrie, Steifigkeiten Gelenke und Führungen, Materialeigenschaften	Siehe FEM+MKS
Berechenbare Größen	Bewegungsverhalten	Kräfte, Momente, Verformungen, Bewegungsverhalten, Eigenfrequenzen	Spannungen, Verformungen, Eigenschwingungsverhalten, Temperatur	Spannungen, Verformungen, Eigenschwingungsverhalten, Bewegungsverhalten
Verformungen	Keine	Deformation nur durch die Federelemente an den Fügstellen	Deformation der finiten Elemente und flexibel modellierten Fügstellen.	Deformation der finiten Elemente und flexibel modellierten Fügstellen.
Modellierungs-/Änderungsaufwand	Gering/gering	Mittel/mittel	hoch bis sehr hoch/hoch bis sehr hoch (je nach Software)	Sehr hoch/sehr hoch
Anzahl der Freiheitsgrade	Wenige (Gelenke, Führungen)	Wenige (Gelenke, Führungen, Federelemente)	Viele (Knoten)	Mittel (FE-Körper modal reduziert eingebunden)
Rechenaufwand	Gering	Mittel	Hoch	Sehr hoch

	<b>Kinemat. Simulation</b>	<b>MKS</b>	<b>FEM</b>	<b>Hybride MKS</b>
Bewegung im Arbeitsraum	Beliebige Positionen anfahrbar	Beliebige Positionen anfahrbar	Keine	Beliebige Positionen anfahrbar
Möglichkeit mechatronische Simulation	Ja, allerdings nur Kinematik	Kinematik und Dynamik	Regelungskopplung in einem Arbeitspunkt möglich	Kinematik und Dynamik
<b>Fazit</b>	<b>Sehr effizient aber nur wenige Aussagen zum System</b>	<b>Sehr flexibel einsetzbar, begrenzte Genauigkeit, geringer Aufwand</b>	<b>Gute Ergebnisse für Analyse in nur einem Arbeitspunkt, sonst sehr aufwändig</b>	<b>Vielseitig einsetzbar mit guter Ergebnisgenauigkeit, sehr aufwändig</b>

*Tabelle 5-2: Gegenüberstellung Simulationsansätze*

Darum sollen die bestehenden Simulationstechniken im Folgenden zu einer neuen Methode konfiguriert werden, um eine durchgängige Unterstützung des Entwicklungsprozesses zu erhalten.

### 5.3 Bewertung der Simulationsansätze

In einem nächsten Schritt wird untersucht, welche Simulationsansätze sich am besten eignen, um die in den einzelnen Phasen des Entwicklungsprozesses anstehenden Berechnungsaufgaben zu erfüllen. Dazu müssen zunächst die in Kapitel 5.1 gefundenen Anforderungen im Entwicklungsprozess soweit konkretisiert werden, dass es möglich wird zu beurteilen, wie gut sie mit den einzelnen Simulationsansätzen erfüllt werden können.

#### 5.3.1 Konzeptphase

In der Konzeptphase wird zunächst nur die Kinematik der Maschine betrachtet. Deshalb ist es neben dem Nachweis der Funktionstüchtigkeit der gewählten kinematischen Struktur vor allem wichtig, die Leistungsfähigkeit der Mechanismen anhand von Kriterien greifbar zu machen.

Als erstes Kriterium bietet sich dazu die Geometrie des Arbeitsraumes an, weil damit bestimmt wird, bis zu welcher Größe die Maschine Werkstücke bearbeiten kann. In einem zweiten Schritt muss dann untersucht werden, ob innerhalb dieses Arbeitsraumes singuläre Stellungen zweiter Art auftreten. Diese sind wesentlich kritischer als sogenannte Singularitäten erster Art - die lediglich den Verlust eines Freiheitsgrades am Rand des Arbeitsraumes markieren - weil der Mechanismus in diesen Stellungen die Steifigkeit in eine Richtung verliert oder blockiert [Kir-00]. Wird eine solche Stellung in einem Bearbeitungsprozess angefahren, können die Konsequenzen bis zur Zerstörung des Mechanismus reichen.

In einem weiteren Schritt wird die Übersetzung der Kinematik über den Arbeitsraum bestimmt, um einen ersten Eindruck zu gewinnen, welche Gestaltungsmöglichkeiten der Mechanismus bietet. In den Bereichen des Arbeitsraumes, in denen eine geringe Bewegung der Vorschubachsen eine große Bewegung des Endeffektors hervorruft, ist die Maschine relativ weich und ungenau, dafür aber hoch dynamisch. Hier kann zum Beispiel ein Werkzeugwechsler positioniert werden. In den Bereichen, in denen eine große Bewegung der Vorschubachsen nur kleine Bewegungen des Endeffektors hervorruft, ist mit einer größeren Steifigkeit und Genauigkeit der Maschine zu rechnen. Diese Bereiche eignen sich für Bearbeitungsoperationen.

Mit diesen Betrachtungen ist ein erster Überblick über das Verhalten des Mechanismus möglich, für weitere kinematische Betrachtungen können zum Beispiel die in [Fri-01, Kir-00, Mer-00] und [Neu-05] vorgestellten Kennwerte verwendet werden.

Neben Kennzahlen ist eine Visualisierung des Verhaltens der Kinematik oft hilfreich. Diese eignet sich einerseits, um die Plausibilität der Ergebnisse zu überprüfen und andererseits, um mögliche Kollisionen zu erkennen. Für die zu entwickelnde Simulationsmethode bedeutet das, dass die Bewegung aller Körper des Mechanismus während Verfahrens beschreibbar sein muss.

### **5.3.2 Entwurfsphase**

In der Entwurfsphase sollen die verschiedenen ausgewählten Maschinenkonzepte hinsichtlich ihrer mechanischen Eigenschaften verglichen werden und das Modell soll es ermöglichen, Belastungen der Komponenten als Grundlage für Dimensionierungsrechnungen zu bestimmen.

Zum Vergleich der mechanischen Eigenschaften wird als erstes Kriterium die Steifigkeit bei Belastung am Tool Center Point gewählt. Damit wird eine Aussage möglich, wie stark die Maschine sich unter einer gegebenen Prozesskraft verformt und somit von der Sollkontur des Werkstücks abweicht.

Neben statischen Belastungen können auch Schwingungen das Bearbeitungsergebnis einer Werkzeugmaschine wesentlich beeinflussen. Liegt die Frequenz der durch den Prozess eingebrachten Kräfte im Bereich der Eigenfrequenzen der Maschine, so wird diese zu Schwingungen angeregt. Treten diese Schwingungen direkt am Werkzeug auf, so stören sie die vorgegebene Werkzeugbahn und haben somit einen direkten Einfluss auf die Bearbeitungsqualität. Deshalb werden die Eigenfrequenzen der Maschine als zweites Kriterium zur Beurteilung der mechanischen Eigenschaften der Entwürfe herangezogen. An dieser Stelle wird dabei nur darauf geachtet, dass der Wert der ersten Eigenfrequenz möglichst hoch liegt, weil das dafür spricht, dass die Maschine eine stabile Bearbeitung mit guter Dynamik erlaubt. Eine genauere Betrachtung der Eigenfrequenzen erfolgt im nächsten Abschnitt.

Bei den Berechnungen der Kennwerte ist es an dieser Stelle weniger wichtig, dass die absoluten Werte genau bestimmt werden, als dass verschiedene Maschinenentwürfe miteinander verglichen werden können. Dazu reicht es aus, wenn die Kennwerte relativ zueinander in der richtigen Größenordnung liegen.

Neben dem Vergleich der mechanischen Eigenschaften sollen die Modelle auch die Grundlage für erste Dimensionierungsrechnungen bilden. Darum muss es möglich sein, die Belastungen auf Komponenten und Bauteile im Maschinenbetrieb zu bestimmen. Dabei wird zwischen statischen Lasten, zum Beispiel durch Prozesskräfte, und dynamischen Lasten, zum Beispiel durch die Beschleunigung der Kinematik, unterschieden.

### **5.3.3 Ausarbeitung Mechanik**

Bei der Ausarbeitung der Mechanik muss sichergestellt werden, dass die Maschine die Anforderungen an die Genauigkeit und Dynamik aus dem Pflichtenheft erfüllt.

Im Bereich der Genauigkeit muss zunächst sichergestellt werden, dass die in der Maschine festgelegten Toleranzfelder es erlauben, die geforderte Maschinengenauigkeit am Tool Center Point zu erreichen. Diese Genauigkeitsanforderungen können unter Umständen einen starken Einfluss auf die Kos-



ten des späteren Produktes haben, weil sie bestimmen, welche Fertigungsverfahren eingesetzt werden können und welcher Aufwand beim Montieren und Ausrichten von Maschinenteilen notwendig ist.

Bei konventionellen, seriellen Werkzeugmaschinen können die Breiten von Toleranzfeldern in der Regel durch einfache analytische Rechnungen bestimmt werden, weil sich Fehler linear addieren. Bei parallelen Kinematiken ist die Auswirkung eines Komponentenfehlers auf die Genauigkeit am Tool Center Point allerdings durch die komplizierteren Übersetzungsverhältnisse in der Regel nichtlinear. Deshalb bietet sich an dieser Stelle die Anwendung der Simulation an.

In einem weiteren Schritt ist zu beachten, dass die Genauigkeit der Maschine nicht nur durch die geometrische Genauigkeit ihrer Komponenten beschränkt wird, sondern auch durch die Verformung aufgrund der im Bearbeitungsprozess auftretenden Kräfte. Deshalb ist auch die Steifigkeit ein Maß dafür, wie genau die Maschine ein Bauteil bearbeiten kann.

Als drittes Merkmal für die maximal mögliche Bearbeitungsgenauigkeit werden wiederum die Eigenfrequenzen der Maschine gewählt, weil, wie bereits oben erläutert, eine genaue Bearbeitung des Werkstückes nur in Frequenzbereichen möglich ist, in denen keine ausgeprägten Eigenfrequenzen der Maschine liegen.

Die Anregungsfrequenz der Prozesskräfte kann mithilfe der zum Beispiel in [Fis-02] angegebenen Formeln und den Angaben aus dem Pflichtenheft der Maschine berechnet werden. Als Anhaltswert für typische Anregungsfrequenzen aus der Zerspanung von Stahl gibt Schäfers [Schä-01] etwa 80 Hz an, für Anregungen aus der Zerspanung von Titan und Aluminium etwa 20 bzw. 300 Hz.

Neben der Eignung einen Bearbeitungsprozess auf der Maschine fahren zu können, geben Eigenfrequenzen auch Aufschluss über die maximal erreichbare Maschinendynamik. Nach [Ham-97] wird der maximale Wert des  $K_v$ -Faktors, die proportionale Verstärkung des Lagereglers in  $[m/(mm \cdot \text{min})]$ , durch ein Zehntel der ersten Eigenfrequenz der Strecke begrenzt, falls diese unter 100 Hz liegt, was bei Werkzeugmaschinen in der Regel der Fall ist. Der  $K_v$ -Faktor beschreibt wie stark/schnell die Maschine auf eine Regelabweichung reagieren kann und ist deshalb ein in der Werkzeugmaschinenindustrie etabliertes Qualitätsmerkmal für die Dynamik einer Maschine.

Aus den vorhergehenden Ausführungen folgt, dass die Eigenfrequenzen einer Maschinenstruktur einen wesentlichen Einfluss auf deren späteres Verhalten haben. Darum sollte die zu erarbeitende Simulationsmethode an dieser Stelle auch die Möglichkeit bieten, das strukturdynamische Schwingungsverhalten einzelner Maschinenkomponenten abzubilden, die die ersten Eigenfrequenzen der Maschine maßgeblich beeinflussen können. Im Fall von Parallelkinematiken sind im für Werkzeugmaschinen relevanten Frequenzbereich bis 500 Hz typischerweise z. B. die Biegeschwingungen von Streben zu finden.

Insgesamt gleichen die Größen zur Beurteilung der Konstruktion sehr stark den Größen aus der Entwurfsphase, da es wiederum um die Beurteilung der Eigenschaften des mechanischen Systems geht. Allerdings sind die Gestalt und die Komponenten des Systems an dieser Stelle des Entwicklungsprozesses sehr viel genauer beschrieben. Deshalb können und müssen die Simulationsrechnungen auch eine deutlich höhere Genauigkeit liefern. Um den Konstruktionsprozess noch sinnvoll unterstützen zu können, wird von den Modellen erwartet, dass die Abweichungen von der Realität in einem Bereich bis etwa 20% liegen sollten.

### **5.3.4 Ausarbeitung Mechatronik**

Nach der Ausarbeitung der Mechanik muss sichergestellt werden, dass die zu entwickelnde Maschine auch nach der Ankopplung der elektromechanischen Vorschubachsen ein stabiles Systemverhalten aufweist. In einem ersten Schritt müssen dazu geeignete Reglerparameter identifiziert werden, mit denen das System betrieben werden kann. Erst dann kann untersucht werden, mit welcher Dynamik und Genauigkeit die Maschine die von ihr verlangten Bewegungen durchführen kann.

Als Maß für die Dynamik, kann der bereits im vorherigen Kapitel angesprochene  $K_v$ -Faktor verwendet werden. Er ergibt sich bei der Einstellung der Regelung und ist ein Maß dafür, wie „dynamisch“ die Maschinenachsen verfahren werden können. Das bedeutet, dass durch diesen Parameter festgelegt wird, wie schnell die von der Steuerung geforderten Geschwindigkeiten von der Maschine erreicht werden können.

Neben der Dynamik ist auch die Genauigkeit interessant, mit der die Maschine eine geforderte Bahn abfahren kann. Deshalb soll die Simulation die

Möglichkeit bieten, die Wege, Geschwindigkeiten und Regelabweichung der Schlitten bei einer vorgegebenen Werkzeugbahn zu berechnen.

### **5.3.5 Versuch und Erprobung**

In der Phase von Versuch und Erprobung muss zunächst der Prototyp in Betrieb genommen werden. Dieser Prozess kann unterstützt werden, wenn das Zusammenspiel der Steuerung, SPS und Kinematik vorab in einem Modell getestet werden (Virtuelle Inbetriebnahme). Die Erstellung eines derartigen Modells ist nicht Gegenstand der Arbeit. Allerdings sollte das Modell der Kinematik, das im Entwicklungsprozess erstellt wurde, in diesem Zusammenhang verwendet werden können.

Ähnliches gilt für die Kompensation von Ungenauigkeiten bzw. die Kalibrierung der Maschine. Auch diese Themenstellung liegt nicht direkt im Fokus der Arbeit. Allerdings sollte die bei der Ausarbeitung der Kinematik entwickelte Simulation der Maschinengenauigkeit genutzt werden können, um Daten für die Kalibrierung/Kompensation zu generieren.

Nach der Inbetriebnahme erfolgt ein Test/eine Vermessung der Maschine. Falls in dieser Phase Probleme auftreten, so müssen diese mit Hilfe der Simulationsmodelle gelöst werden. Um das leisten zu können, sollte das Simulationsmodell mit Hilfe der Messdaten auf das reale Maschinenverhalten hin angepasst werden können.

### **5.3.6 Nutzwertanalyse**

In einem nächsten Schritt muss geklärt werden, mit Hilfe welches Simulationsansatzes die soeben dargestellten Forderungen mit dem geringsten Aufwand erfüllt werden können. Dazu wird auf die Methode der Nutzwertanalyse [Pah-86] zurückgegriffen. Sie erlaubt es mittels einer Maßzahl zu bewerten, wie gut eine Aufgabe/ein Bewertungskriterium mit einem Lösungsansatz erfüllt werden kann. Die Punkteskala reicht von eins bis zehn, wobei eins für eine absolut unbrauchbare Lösung und zehn für die Ideallösung steht. Bei der Vergabe der Punkte werden sowohl der Aufwand zum Erreichen des Ergebnisses als auch die erwartete Ergebnisgüte mit einer Zahl von eins bis zehn bewertet. Der Mittelwert dient dann als Eingangsgröße in die Nutzwertanalyse.

In Abbildung 5-2 sind die Ergebnisse der Nutzwertanalyse zu sehen. Um doppelte Bewertungen eines Kriteriums zu vermeiden, wurden die entspre-

chenden Einträge mit einem „x“ markiert. Es zeigt sich, dass in der Konzeptphase die kinematische Simulation die effizienteste Simulationsmethode darstellt, diese allerdings schon in der Entwurfsphase die Anforderungen des Entwicklungsprozesses nicht mehr erfüllen kann. Ab hier bietet dann die Mehrkörpersimulation das beste Verhältnis zwischen Modellierungsaufwand und generiertem Nutzen für den Konstrukteur. In der Ausarbeitungsphase Mechanik bleibt das so, mit der Einschränkung, dass die strukturdynamischen Eigenschaften einiger besonders kritischer Körper mit den Techniken der hybriden Mehrkörpersimulation eingebunden werden müssen. Bei der Ausarbeitungsphase des mechatronischen Systems müssen schließlich noch Achsen, Antriebe und Regelung angebunden werden, um Verfahrbewegungen zu simulieren. Auch hierzu eignet sich eine Mehrkörpersimulation am besten. Bei Versuch und Erprobung können Fehler auftreten, die nur abgebildet werden können, indem die Modellierungsgenauigkeit weiter gesteigert wird. Für diese Anforderung ist unter Umständen ein FEM-Modell oder ein vollhybrides Mehrkörpermodell notwendig. Für die Inbetriebnahme und Kalibrierung der Maschine sind solche Modelle allerdings eher ungeeignet, so dass sie nicht standardmäßig, sondern nur im Bedarfsfall für diese Phase vorgesehen werden sollten.

Versuch und Erprobung	Klären von Detailproblemen Inbetriebnahme/Kalibrierung Anpassung Parameter	0 10,0 0	7,0 0,0 6,5	4,0 5,5 4,5	7,0 0 6,5	0 10,0 0	7,0 0,0 6,5		
Ausarbeitung Mechatronik	Verfahrbewegung in Regelung Einstellung Reglerkonstanten	0 0	7,0 7,0	7,0 6,5	0 2,5	0 0	7,0 6,5		
	Ankopplung Regelung/Vorschubachsen	5,0	7,0	6,5	3,0	5,0	7,0		
Ausarbeitung Mechanik	Strukturmechanik von kritischen Bauteilen	0	6,5	0	6,5	0	6,5		
	Abschätzung Steifigkeit und Eigenfrequenzen in verschiedenen Posen Geometrische Genauigkeit	0 10,0	5,5 0,0	6,5 6,5	7,0 3,5	0 10,0	5,5 3,5		
Entwurf	Größenordnung Steifigkeit und Eigenfrequenzen in verschiedenen Posen Komponentenbelastung beim Verfahren Komponentenbelastungen stat.	0 0 0	5,0 8,5 8,5	7,0 6,0 6,0	5,0 8,5 8,5	0 0 0	7,0 6,0 6,0		
	Kinematische Kennwerte (Arbeitsraum, Übersetzung...)/ Visualisierung	10,0	0	7,0	5,5	10,0	0	7,0	
		10,0	0	7,0	5,5	10,0	0	7,0	
Gesamtsumme Punkte Summe Punkte der Phase	Konzept	Kinemat. Sim.	FEM	MKS	Hybride MKS	Kinemat. Sim.	FEM	MKS	Hybride MKS
		10,0	0,0	7,0	5,5	10,0	0,0	7,0	5,5
		2,0	2,2	6,2	4,5	2,5	2,3	4,6	4,3
		2,0	2,2	6,2	4,5	2,5	2,3	4,6	4,3
Ausarbeitung Mechanik	Ausarbeitung Mechatronik	Kinemat. Sim.	FEM	MKS	Hybride MKS	Kinemat. Sim.	FEM	MKS	Hybride MKS
		10,0	0,0	7,0	5,5	10,0	0,0	7,0	5,5
		2,8	6,0	4,3	4,0	4,3	5,7	1,7	1,8
		2,8	6,0	4,3	4,0	4,3	5,7	1,7	1,8
Versuch und Erprobung	Ausarbeitung Mechatronik	Kinemat. Sim.	FEM	MKS	Hybride MKS	Kinemat. Sim.	FEM	MKS	Hybride MKS
		10,0	0,0	7,0	5,5	10,0	0,0	7,0	5,5
		2,8	6,0	4,3	4,0	4,3	5,7	1,7	1,8
		2,8	6,0	4,3	4,0	4,3	5,7	1,7	1,8

Abbildung 5-2: Bewertung Simulationsansätze

Abschließend bleibt zu erwähnen, dass die FEM-Simulation gegenüber der Mehrkörpersimulation in einem Arbeitspunkt bessere Simulationsergebnisse verspricht. Da die Methode allerdings relativ unflexibel ist, wenn es beispielsweise darum geht, Bewegungen des Systems zu simulieren oder Maschineneigenschaften an verschiedenen Positionen des Arbeitsraumes zu berechnen, erscheint sie trotzdem ungeeignet, um den gesamten Entwicklungsprozess einer Werkzeugmaschine mit Parallelkinematik zu begleiten. Dennoch ist sie ein wichtiges Werkzeug, das beispielsweise verwendet werden kann, um die modale Reduktion der Körper für eine hybride Mehrkörpersimulation durchzuführen, Steifigkeitsparameter von Komponenten zu ermitteln oder konstruktive Details in sehr späten Phasen des Entwicklungsprozesses abzusichern.

Insgesamt zeichnet sich ab, dass eine aufwandsoptimierte Simulation ausgehend von einer kinematischen Simulation in ein Mehrkörpermodell übergehen müsste, das durch die Einbindung modal reduzierter Körper und die Anbindung von Vorschubachsen, Antrieben und Regelung die steigenden Anforderungen im Entwicklungsprozess einer Werkzeugmaschine mit Parallelkinematik zu erfüllen vermag. Damit ist der erste Schritt zur einer Effizienzsteigerung der Simulation getan. Es wurden diejenigen Simulationsansätze identifiziert, mit denen die im Entwicklungsprozess zu erreichenden Zielgrößen mit minimalem Aufwand berechnet werden können.

## 5.4 Geeignete Kombination der Simulationsansätze

Auf Basis der im vorherigen Kapitel erzielten Ergebnisse wird im Folgenden aufgezeigt, wie die gewählten Simulationsansätze eingesetzt werden können, um den Entwicklungsprozess einer Parallelkinematik zu begleiten.

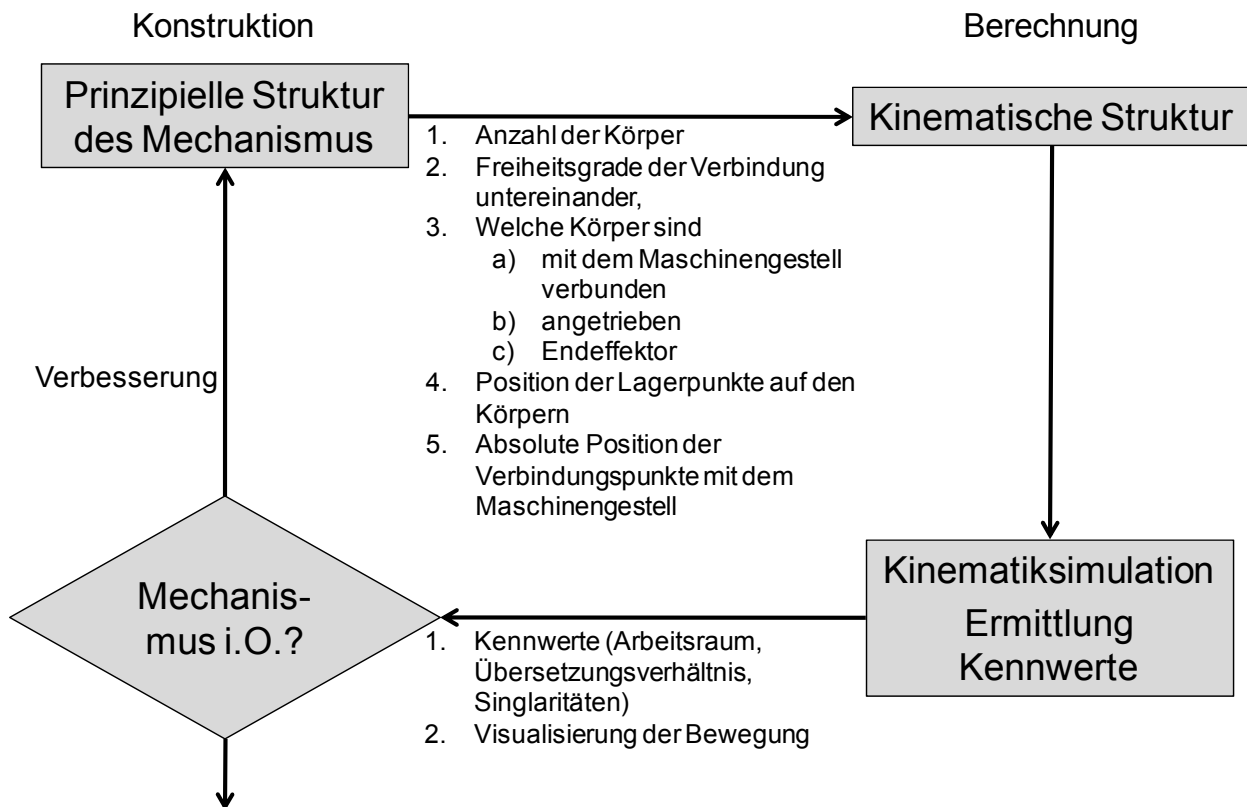


Abbildung 5-3: Konzeptphase

In der Konzeptphase (siehe Abbildung 5-3) überlegt sich der Konstrukteur zunächst eine prinzipielle Anordnung, die in der Lage ist, die im Pflichtenheft gestellten Anforderungen zu erfüllen. Das heißt, es wird lediglich festgelegt, mit wie vielen Freiheitsgraden und in welcher Anordnung Körper miteinander verbunden sind, welche Körper/Achsen angetrieben werden und welche Körper mit dem Gestell verbunden sind. Daraus kann der Berechner die kinematische Struktur des Konzeptes ableiten. Damit lässt sich eine kinematische Simulation durchführen, mit der einerseits typische kinematische Kennwerte bestimmt und andererseits die Funktionstüchtigkeit des Konzeptes überprüft und visualisiert werden können.

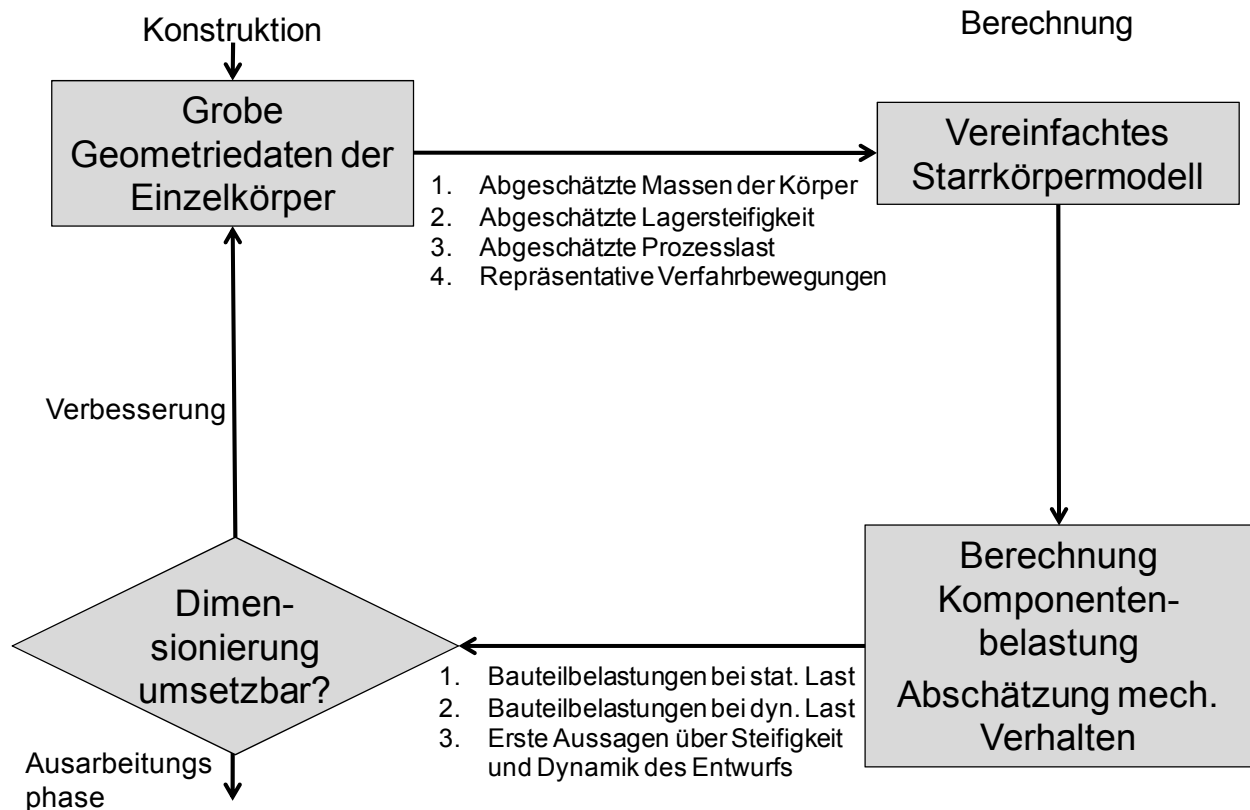
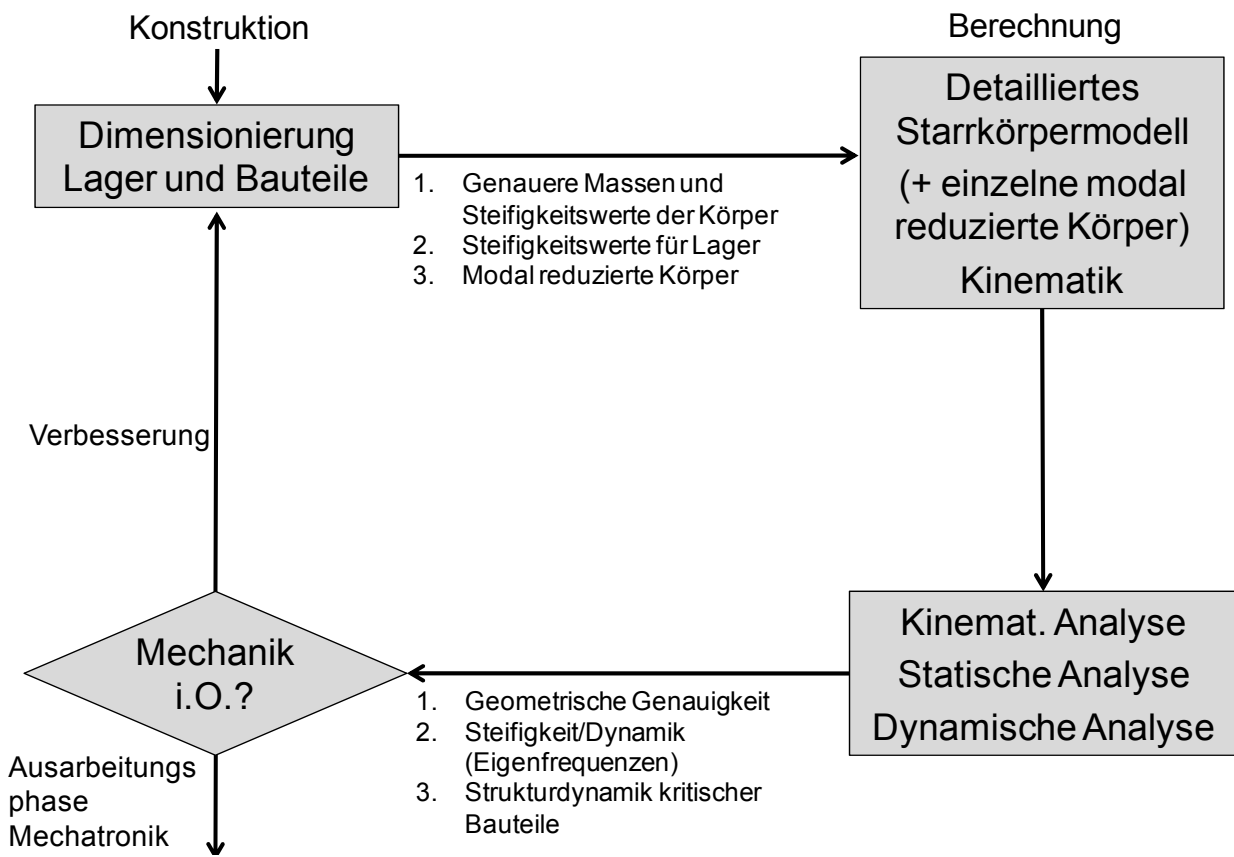


Abbildung 5-4: Entwurfsphase

In der Entwurfsphase (siehe Abbildung 5-4) wird dann erstmals die grobe Gestalt der Körper festgelegt. Die Massen und Trägheitsmomente der Körper sowie die in den Lagern des Mehrkörpermodells konzentrierten Steifigkeiten werden abgeschätzt. Mit Hilfe des Modells können Bauteil- und Komponentenbelastungen bei statischen Lasten, zum Beispiel durch eine Prozesskraft am Tool Center Point, und bei dynamischen Belastungen, zum Beispiel durch eine Beschleunigung des Endeffektors, berechnet werden. Die Ergebnisse dieser Berechnungen können für die Dimensionierung der Bauteile, Komponenten und Antriebe genutzt werden.

Außerdem kann das Modell genutzt werden, um überschlägige Aussagen über die Steifigkeit und die Eigenfrequenzen der Maschine zu gewinnen. Dabei besteht eine gewisse Unsicherheit, die im Folgenden noch zu quantifizieren ist. Dennoch ist es möglich zu bestimmen, ob die gewählte Topologie des Systems irgendwelche signifikanten Schwachpunkte aufweist, weil bestimmte Bereiche besonders nachgiebig sind oder in einem ungünstigen Frequenzbereich ausgeprägte Resonanzen zeigen. Dadurch wird auch ein guter Vergleich verschiedener Konstruktionsvarianten möglich.





*Abbildung 5-5: Ausarbeitungsphase Mechanik*

Bei der Ausarbeitung der Mechanik (siehe Abbildung 5-5), werden die Maschinenkomponenten wie beispielsweise Lager und Linearführungen festgelegt. Daraus lassen sich auch genauere Werte für ihre Steifigkeit ermitteln. Auch die Vorschubachsen, beispielsweise Kugelgewindetriebe mit entsprechenden Antrieben, werden ausgewählt. Allerdings ist für die Simulation zunächst nur ihre Mechanik relevant. Ebenso wird die genaue Geometrie der Körper in dieser Phase konstruiert, das heißt die Massen, Trägheitsmomente und Steifigkeiten der Körper werden festgelegt.

Somit kann das Mehrkörpermodell der Struktur mit genaueren Daten berechnet werden und erlaubt deshalb auch eine genauere Bewertung der Konstruktion. Sie wird benötigt, um die in der Ausarbeitungsphase anstehenden Entscheidungen über Detailgeometrie und die verbauten Komponenten abzusichern. Die geometrische Genauigkeit, die sich aus den Bauteiltoleranzen ergibt, kann mit einer kinematischen Simulation berechnet werden, die elastische Verformung und die Eigenfrequenzen mit dem Mehrkörpermodell.

Hierbei kann es auch nötig werden, die strukturdynamischen Eigenschaften einiger kritischer Körper in das Mehrkörpermodell zu integrieren. Bei Parallelkinematiken sind das in der Regel die Streben, da sie im Sinne einer hohen Maschinendynamik eher schlank dimensioniert werden und somit im für Werkzeugmaschinen relevanten Frequenzbereich von 0 bis 500 Hz zu Schwingungen angeregt werden können. Um diese Unsicherheit ausschließen zu können, werden sie modal reduziert in das Mehrkörpermodell eingebunden. Damit wird eine Bewertung der mechanischen Funktionstüchtigkeit der Konstruktion möglich.

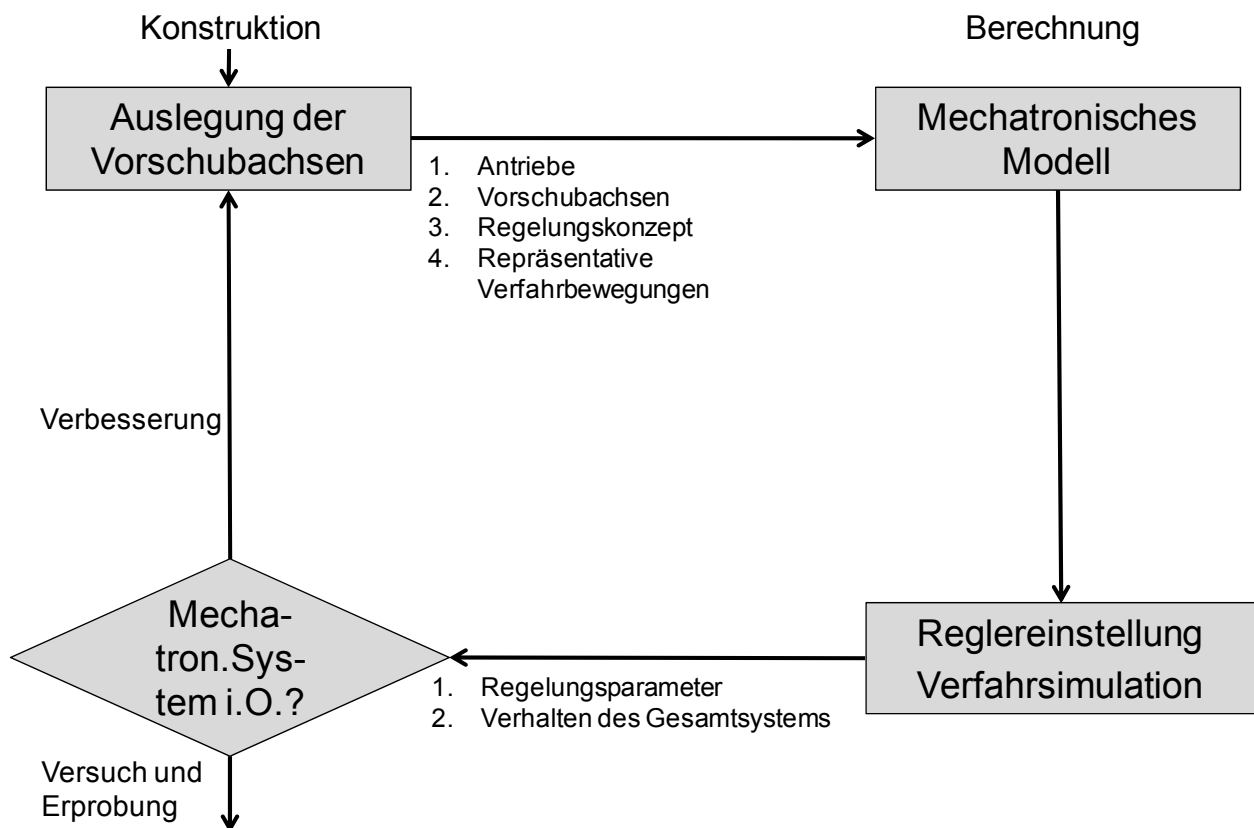


Abbildung 5-6: Ausarbeitungsphase Mechatronik

Bei der Ausarbeitung des mechatronischen Systems (siehe Abbildung 5-6) werden schließlich auch die relevanten elektrischen Größen der Antriebe, sowie deren Regelung in das Modell integriert. Damit wird es möglich, mit Hilfe des Simulationsmodells die Regler einzustellen und somit das mechatronische Gesamtsystem abzubilden. So kann das dynamische Verhalten des Gesamtsystems über den  $K_v$ -Faktor ermittelt werden. Zusätzlich können charakteristische Größen bestimmt werden, die sich im Antriebsstrang ergeben, zum Beispiel der Schleppfehler.

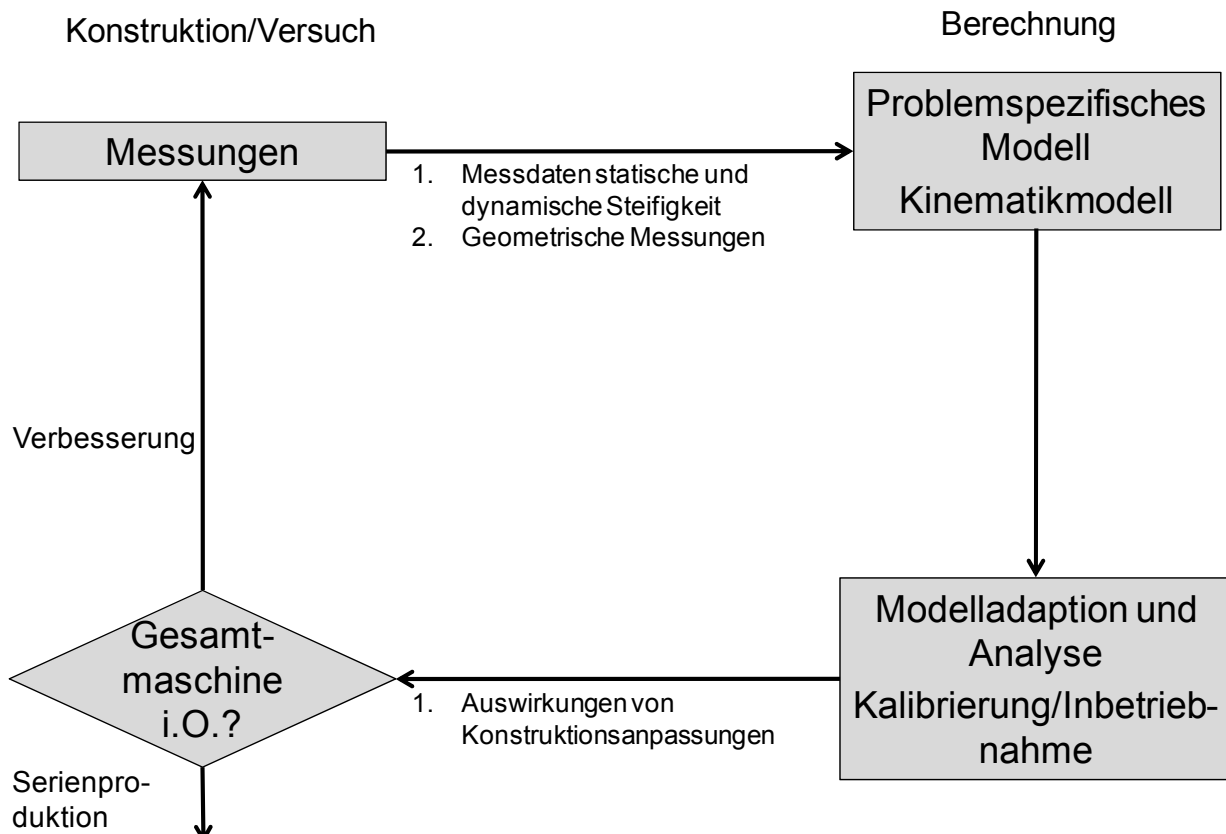


Abbildung 5-7: Versuch und Erprobung

Nach dem Bau des ersten Prototypen (siehe Abbildung 5-7) ist es erstmals möglich, das berechnete Maschinenverhalten durch Messungen zu verifizieren. Dadurch wird es möglich, Fehler in den Simulationsmodellen zu identifizieren und deren Qualität weiter zu verbessern. Treten bei Versuchen mit dem Prototypen Probleme auf, die auf konstruktive Mängel zurückzuführen sind, so können die Modelle verändert werden, um mögliche Verbesserungen vorher mit Hilfe der Simulation bewerten zu können. Es ist möglich, dass an dieser Stelle auch ein FEM- oder hybrides MKS-Modell eingesetzt werden muss, um konstruktive Details noch abbilden zu können. Als Unterstützung der Inbetriebnahme und Kalibrierung ist das mit Messdaten aktualisierte kinematische Modell der Maschine ausreichend, weil lediglich die Posen der Körper abgebildet werden müssen.

## 5.5 Struktur des Simulationsmodells

Der im vorherigen Abschnitt aufgezeigte Prozess fordert in jeder einzelnen Phase der Entwicklung ein unterschiedlich detailliertes Modell der Maschine. Damit dadurch kein vermeidbarer Aufwand für die Modellerstellung ent-

steht, muss das in der zu erarbeitenden Methode verwendete Simulationsmodell so aufgebaut sein, dass es im Laufe der Maschinenentwicklung sukzessive weiter detailliert werden kann. Neben der Detaillierung des Ausgangsmodells, muss es auch möglich sein, zusätzliche Baugruppen, wie beispielsweise die Antriebe, in späteren Phasen der Maschinenentwicklung in das Modell zu integrieren.

Ein weiterer Punkt, um Aufwand zu sparen, ist, dass die Modelle der einzelnen Maschinenteile möglichst ähnlich aufgebaut werden sollten und die Charakteristika der spezifischen Teile über Parameter im Standardmodell integriert werden können.

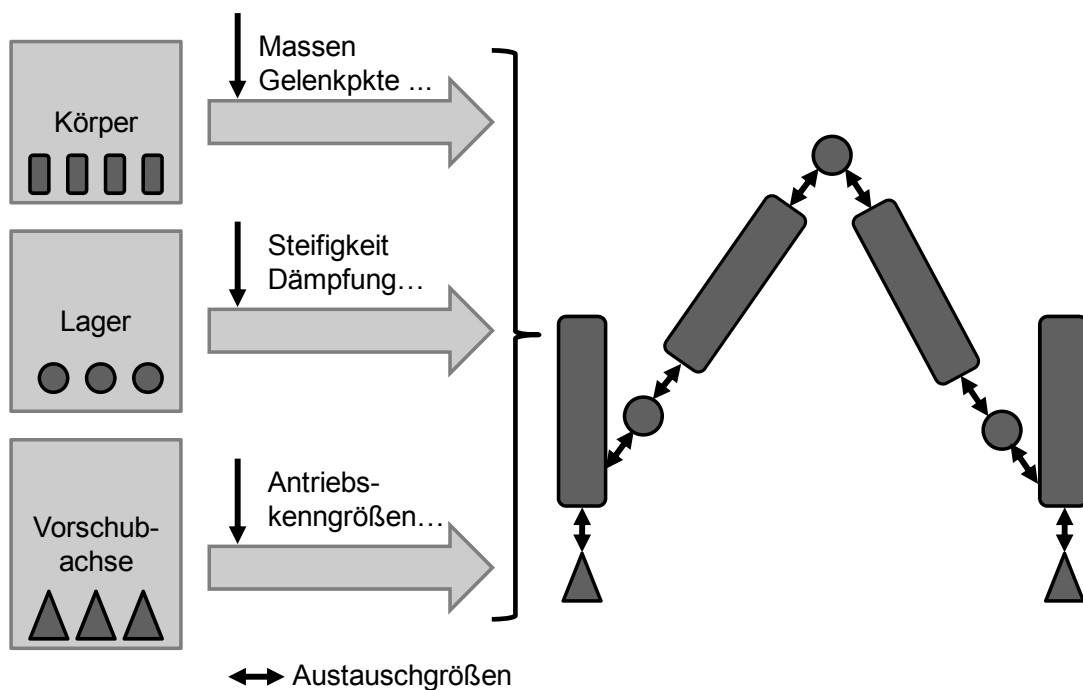


Abbildung 5-8: Bauteilbibliothek

Ein praktikabler Weg dahin ist, dass die Werkzeugmaschinenmodelle aus einer Reihe von vorher in einer Bauteilbibliothek (siehe Abbildung 5-8) abgelegten Standardmodulen aufgebaut werden. Diese Standardmodellteile werden über entsprechende Parameter für die spezifische Konstruktion angepasst und zu einem Maschinenmodell zusammengefügt.

Beim Aufbau der Standardbauteile ist auch darauf zu achten, dass sie im Laufe der Maschinenentwicklung weiter detailliert werden können. Dazu empfiehlt sich auch innerhalb der Bauteile ein modularer Aufbau. Wird zum Beispiel die Position eines Körpers mit Hilfe des Modells bestimmt, geschieht

dies in der Konzeptphase ausschließlich anhand von Geometriedaten. Diese Daten können in der Entwurfsphase genutzt werden, um die Angriffspunkte der Kräfte zu berechnen und die Starrkörperbewegungsgleichung zu lösen. Wird der Starrkörper durch einen modal reduzierten FEM Körper ersetzt, so muss lediglich die Bewegungsgleichung ersetzt werden.

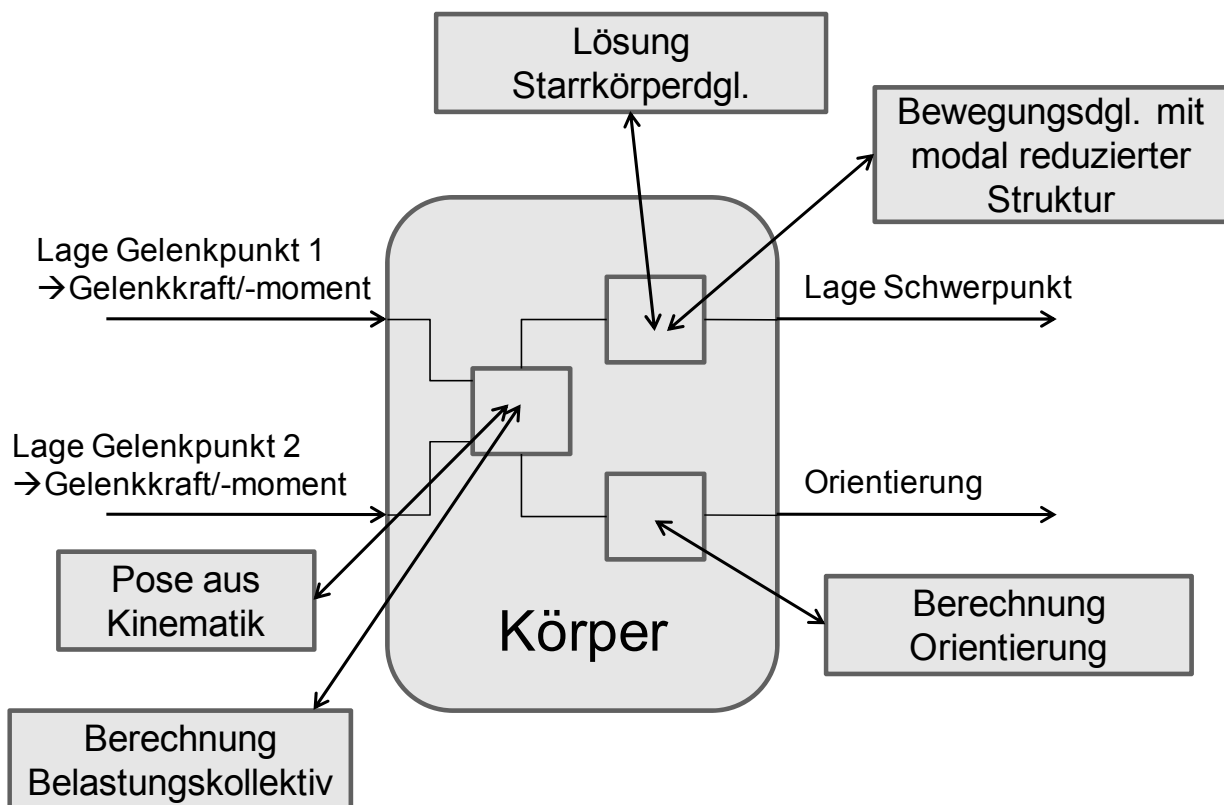


Abbildung 5-9: Modularer Aufbau Bauteile

Das bedeutet, dass die Standardkörper von ihrer Struktur her so aufgebaut sind, dass diese durchgängig über den gesamten Entwicklungsprozess hin genutzt werden können. Dadurch muss die Grundstruktur des Modells nicht in jeder Phase wieder neu aufgebaut werden. Wird eine weitere Detaillierung der Modellierung notwendig, so wird lediglich der entsprechende Teil des Standardbauteils ausgetauscht. Auch diese Submodule sind in einer entsprechenden Bibliothek hinterlegt, so dass auch hier möglichst wenig Aufwand bei der Modellerweiterung entsteht.

## 5.6 Eingangsparmeter in die Simulation

Um mit den im vorherigen Abschnitt dargestellten modular aufgebauten Modellen Berechnungen durchführen zu können, sind eine Vielzahl von Eingangsdaten notwendig, die in einem Unternehmen von verschiedenen am

Entwicklungsprozess beteiligten Personen in unterschiedlichster Form abgelegt werden. Darum besteht auch eine große Herausforderung bei der Umsetzung eines aufwandsoptimal arbeitenden Simulationswerkzeuges darin, den Zugriff und die Schreibrechte für die in der Simulation benötigten Daten möglichst effizient zu organisieren. Dazu ist es notwendig, die in der jeweiligen Firma vorliegenden Prozesse, Datenformate und, falls vorhanden, PLM-Systeme zu analysieren und daraus ein geeignetes Datenverwaltungssystem auszuarbeiten.

Da die konkrete Ausarbeitung eines derartigen Systems eine detaillierte Betrachtung von Dateiformaten, Prozessabläufen und firmenspezifischen Anforderungen erfordert, ist eine konkrete Umsetzung an dieser Stelle nicht zweckmäßig. Allerdings wird ein Konzept für ein Datenverwaltungssystem vorgeschlagen, das im Rahmen einer weiteren Arbeit in Zusammenarbeit mit einem Industriepartner umgesetzt werden soll.

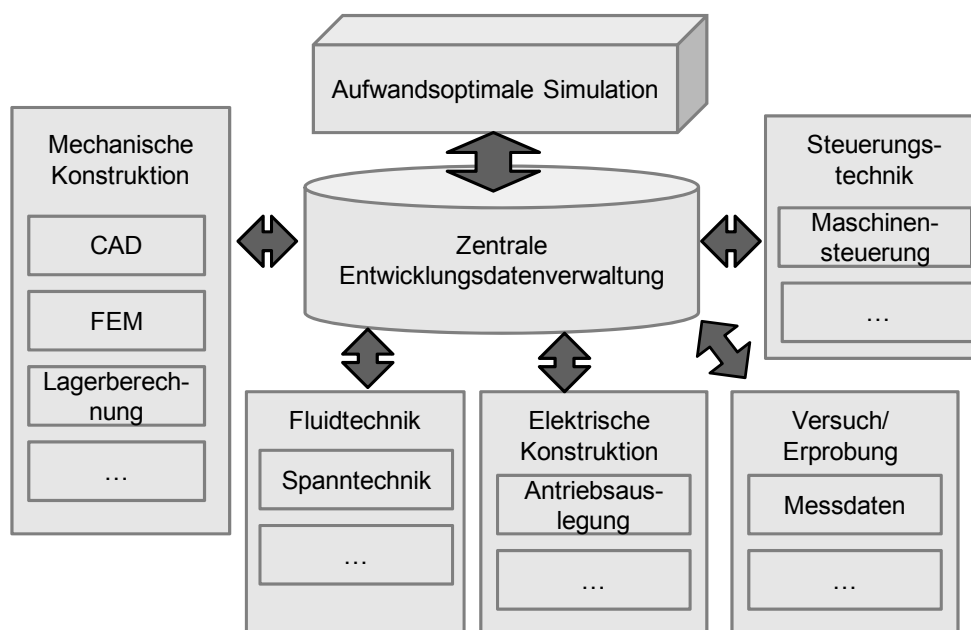


Abbildung 5-10: Datenverwaltung

Der Grundgedanke des Konzeptes ist, dass alle bei der Entwicklung anfallenden Daten in einem zentralen Speicher abgelegt werden (Abbildung 5-10). Das heißt, dass nicht nur Konstruktionsdaten, sondern auch die Ergebnisse von Simulationsrechnungen und Messungen so abgelegt werden, dass alle anderen Anwendungen ihre Modelle möglichst schnell und einfach auf den neusten Stand bringen können. Simulationsergebnisse sind hierbei nicht zwingend Ergebnisse aus dem im Rahmen dieser Arbeit entwickelten auf-

wandsoptimalen Simulationswerkzeug, sondern es können auch Ergebnisse von anderen Simulationsanwendungen in den verschiedenen Bereichen sein, die dann zum Einsatz kommen, wenn spezielle Probleme von einem aufwandsoptimalen Simulationswerkzeug nicht genau genug abgebildet werden können. Das aufwandsoptimale Simulationswerkzeug ist vielmehr dazu da, mit Hilfe der Daten aus dem Datenspeicher schnell und einfach Ergebnisse zu erzeugen, die Konstruktionsentscheidungen unterstützen.

Die Herausforderung bei der Ablage der Daten ist, dass diese mit unterschiedlichsten Systemen erzeugt wurden und so vorliegen müssen, dass sie auch von anderen Systemen benutzt werden können. Wenn also zum Beispiel in der mechanischen Konstruktion die Geometrie der Kinematik im CAD System der Maschine festgelegt wird, so soll diese im aufwandsoptimalen Simulationstool genutzt werden können, um eine erste Kinematiksimulation durchzuführen und um die Steuerungstechnik der Maschine entsprechend zu konfigurieren (z.B. die Inverse Kinematik). Wird nun beim Simulationslauf festgestellt, dass ein geometrischer Parameter angepasst werden muss, so soll diese Information ohne großen Aufwand sowohl in der Steuerung als auch in der CAD-Konstruktion angepasst werden können.

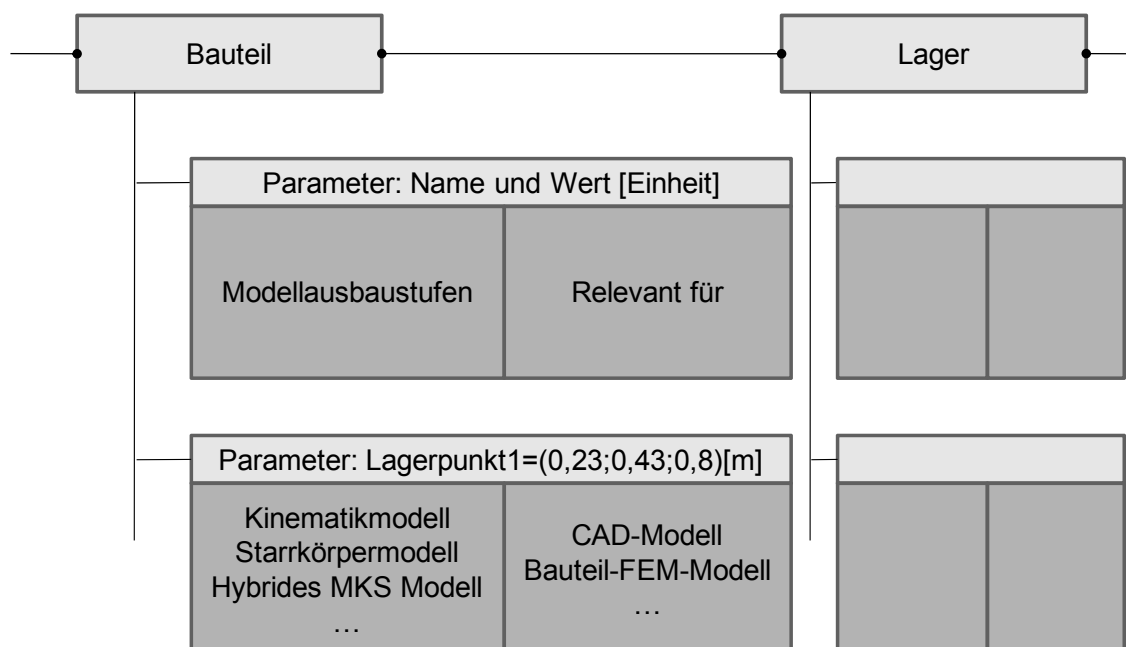


Abbildung 5-11: Datenstruktur

Daraus folgt, dass alle für den Konstruktionsprozess relevanten Parameter in einem neutralen Datenformat abgelegt werden sollten. Neben dem Wert des Parameters und dessen Einheit, muss auch die Information hinterlegt

sein, für welche im Entwicklungsprozess verwendeten Modelle bzw. Modellausbaustufen der Parameter benötigt wird (siehe Abbildung 5-11). Nur so kann gewährleistet werden, dass bei der Änderung eines Parameters alle relevanten Modelle möglichst automatisiert auf den neusten Stand gebracht werden. Für die Datenstruktur wird vorgeschlagen, dass die Bauteile/Komponenten im Datenmodell als Objekte auf Basis der zugehörigen Parametersätze in der soeben dargelegten Form beschrieben werden und Beziehungen/Verknüpfungen zwischen den Objekten festgelegt werden.

Damit sind die konzeptionellen Anforderungen an die Simulationsmethode definiert.

Insgesamt wurden für die Konzeption der aufwandsoptimierten Simulationsmethode zunächst aus den Anforderungen des Entwicklungsprozesses Zielgrößen für die Simulation abgeleitet. Diesen Zielgrößen wurden, unabhängig von konkreten Simulationswerkzeugen, Ansätze zur Simulation gegenübergestellt und es wurden Randbedingungen für deren erfolgreiche Implementierung in einer mitwachsenden Simulationsmethode bestimmt. Durch diese abstrakte Anforderungsdefinition auf Basis konkreter Zielgrößen, wird in einem nächsten Schritt eine effiziente Umsetzung einer mitwachsenden Simulationsumgebung möglich. Auch diese Umsetzung wird zunächst abstrakt auf Basis der zugrunde liegenden mathematischen Gleichungen erfolgen, die erst in einem letzten Schritt mit Hilfe von Matlab/Simulink umgesetzt werden. Das heißt, das Alleinstellungsmerkmal der Arbeit im Vergleich zu angrenzenden Forschungsarbeiten ist, dass nicht am Beispiel einer Softwarelösung gezeigt wird, wie mit möglichst wenig Aufwand eine Werkzeugmaschine simuliert werden kann, sondern, dass ein allgemeingültiges Vorgehen zur effizienten Unterstützung des Entwicklungsprozesses durch Simulation erarbeitet wird, das sich in unterschiedlichsten Systemen implementieren lässt.



## 6 Ausarbeitung der Methode der aufwandsoptimierten Simulation

Nachdem im vorherigen Kapitel geeignete Simulationsansätze ausgewählt wurden, um den Entwicklungsprozess einer Parallelkinematik optimal zu begleiten, werden in diesem Kapitel Simulationstechniken erläutert, mit denen sich das aufgezeigte Vorgehen verwirklichen lässt. Der erste Schritt des Entwicklungsprozesses ist die Auswahl der grundsätzlichen kinematischen Struktur bzw. des Mechanismus der Maschine. Um dessen Leistungsfähigkeit zu beurteilen, wird zunächst eine rein kinematische Simulation verwendet

### 6.1 Kinematiksimulation

#### 6.1.1 Inverse Kinematik, Jacobimatrix

Um das kinematische Verhalten von Mechanismen zu beschreiben, sind vor allem die Zusammenhänge zwischen den Gelenkkoordinaten  $u_i$  und den Koordinaten (Lage und Orientierung) des Endeffektors  $x_i$  interessant, weil sie den Zusammenhang zwischen der über die Antriebe in das System eingebrachten Bewegung und der daraus resultierenden Bewegung des geführten Objektes beschreiben.

Bei parallelkinematischen Werkzeugmaschinen ist hierbei vor allem das inverse kinematische Problem

$$\vec{u} = \vec{f}(x_1, \dots, x_i), \quad \text{Formel 6-1}$$

auch inverse Kinematik genannt, von Bedeutung, weil es damit möglich wird, aus einer geforderten Werkzeugbahn eine Bewegung der Vorschubachsen zu berechnen und somit eine Sollwertvorgabe für die Regelung der Vorschubachsen der Maschine zu erzeugen.

Dementsprechend wird das inverse kinematische Problem in der Kinematiksimulation genutzt, um für eine geforderte Bahn des Endeffektors die Bewegung der Vorschubachsen zu ermitteln. Damit ist die Bewegung des gesamten Mechanismus vorgegeben.

Zur Bestimmung des inversen Kinematik schlägt Merlet [Mer-00] vor, die kinematischen Ketten, die die Basis des Mechanismus (bei Werkzeugmaschinen das Gestell) mit dem Endeffektor (bei Werkzeugmaschinen meistens der Spindelstock) verbinden, getrennt zu betrachten.

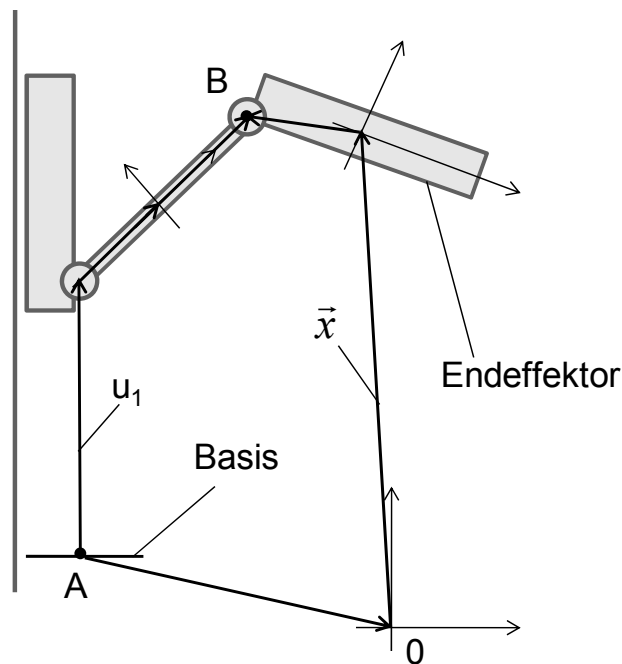


Abbildung 6-1: Inverse Kinematik

Für jede der Ketten wird dazu ein Punkt A auf der Basis und ein Punkt B an der Stelle definiert, wo ein Gelenk den Endeffektor mit dem nächsten Glied der kinematischen Kette verbindet (siehe Abbildung 6-1). Anschließend wird zunächst der Vektor AB von A über 0 nach B definiert, wobei als Variablen lediglich die Endeffektorkoordinaten  $x_i$  (Lage und Orientierung) verwendet werden

$$\overrightarrow{AB} = \overrightarrow{A0} + \overrightarrow{0B} = \vec{H}_1(x_i). \quad \text{Formel 6-2}$$

Dann wird derselbe Vektor nochmal von der Basis A entlang der kinematischen Kette aufgestellt. Dabei werden die Gelenkkoordinaten der angetriebenen Gelenke  $u_i$ , die in der Kette liegen, als Variablen verwendet. Da diese beim Betrachten nur einer Kette unter Umständen nicht ausreichen, um den Vektor eindeutig zu beschreiben, besteht die Möglichkeit, zusätzlich noch Endeffektorkoordinaten in der Beschreibung zu verwenden

$$\overrightarrow{AB} = \vec{H}_2(u_i, x_i). \quad \text{Formel 6-3}$$

Durch Gleichsetzen von  $H_1$  und  $H_2$  ergeben sich dann Gleichungen, die nach den Gelenkkoordinaten  $u_i$  aufgelöst werden können. Damit sind die Formeln der inversen Kinematik bestimmt.

Mit Hilfe der inversen Kinematik lässt sich nicht nur die Bewegung des Mechanismus simulieren. Sie kann zum Beispiel auch genutzt werden, um den

Arbeitsraum einer Kinematik zu berechnen. Dazu müssen zunächst zulässige Wertebereiche für die Gelenkkoordinaten festgelegt werden, beispielsweise der maximal mögliche Verfahrensweg eines Kugelgewindetriebes einer Achse. In einem nächsten Schritt wird dann der mögliche Arbeitsraum mit einem Raster von Punkten überzogen, für welche die inverse Kinematik gelöst wird. Liegen die hierbei berechneten Gelenkkoordinaten innerhalb der vorher als zulässig definierten Wertebereiche, so ist der Punkt Teil des Arbeitsraumes, liegen sie außerhalb, so liegt auch der Punkt außerhalb des Arbeitsraumes.

Neben dem Arbeitsraum sind auch weitere Größen wie beispielsweise die Übersetzung der Kinematik und singuläre Stellungen im Arbeitsraum interessant. Um diese zu berechnen, wird die inverse Kinematik nach der Zeit abgeleitet

$$\dot{\underline{u}} = \underline{J} \cdot \dot{\underline{x}}, \quad \text{Formel 6-4}$$

wobei die Jacobimatrix

$$\underline{J} = \begin{pmatrix} \frac{\partial u_1}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial u_1}{\partial x_j} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial u_i}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \end{pmatrix} \quad \text{Formel 6-5}$$

als Übersetzung des Mechanismus von einer Bewegung des Endeffektors auf eine Bewegung der Achsen interpretiert werden kann. Die Matrix ist nicht immer invertierbar, das heißt, eine allgemeine Formel für die Übersetzung von Achs- in Endeffektorbewegung liegt in der Regel nicht vor. Sie setzt die Kenntnis der direkten Kinematik voraus (siehe Kapitel 6.1.2). Allerdings können für jeden Arbeitspunkt der Kinematik die einzelnen, in der Jacobimatrix zusammengefassten Übersetzungswerte bestimmt werden. Durch Kehrwertbildung kann der Einfluss der einzelnen Achsbewegungen auf die Endeffektorbewegung in diesem Arbeitspunkt berechnet werden.

Neben der Übersetzung lassen sich mit der Jacobimatrix auch singuläre Stellungen zweiter Art im Arbeitsraum identifizieren [Kir-00]. Wird die Determinante der Jacobimatrix Null, so bedeutet das, dass in dieser Position keine kontrollierte Bewegung des Endeffektors mehr möglich ist. Damit können auch Belastungen in dieser Position nicht abgefangen werden. Deshalb empfiehlt es sich beim Abtasten des maximal möglichen Arbeitsraumes auch im-

mer die Determinante der Jacobimatrix der jeweiligen Punkte zu bestimmen, um den Arbeitsraum nicht in Bereiche zu legen, wo dieser Wert nahe bei oder bei null liegt.

Mit Hilfe der Jacobi-Matrix können noch weitere Größen zur Charakterisierung einer Parallelkinematik, wie zum Beispiel die Manipulierbarkeit oder Fehlerübersetzungsverhältnis, abgeschätzt und/oder berechnet werden. Eine ausführliche Darstellung möglicher Berechnungen findet sich beispielsweise in [Kir-00].

### 6.1.2 Direkte Kinematik

Im Gegensatz zur inversen Kinematik ist das direkte kinematische Problem

$$\vec{x} = \vec{f}(u_1, \dots, u_i), \quad \text{Formel 6-6}$$

das für die Berechnung der geometrischen Genauigkeit und die Kalibrierung der Kinematik benötigt wird, bei Parallelkinematiken nicht eindeutig bestimmt. Das bedeutet, es existiert im Allgemeinen keine geschlossene Lösung. Vielmehr ist es möglich, dass für eine Position der Vorschubachsen mehrere mögliche Endeffektorpositionen existieren (siehe Abbildung 6-2) und somit zwischen mehreren möglichen Lösungen die Richtige ausgewählt werden muss.

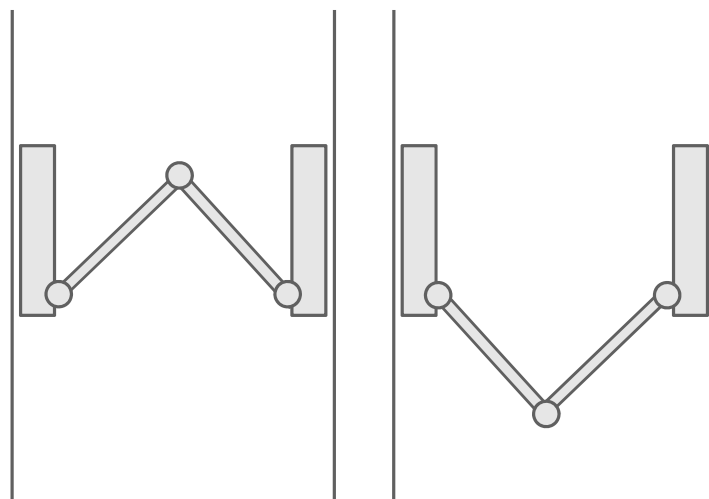


Abbildung 6-2: Verschiedene mögliche Endeffektorpositionen

Diese möglichen Konfigurationen liegen in der Regel nicht direkt nebeneinander. Deshalb wird in der vorliegenden Arbeit der Ansatz verfolgt, die Untersuchung des Arbeitsraumes von einer Konfiguration der Kinematik zu starten, in der sowohl die Position des Endeffektors als auch die Positionen

der Achsen bekannt sind. Alle anderen Konfigurationen können dann bestimmt werden, indem der Arbeitsraum in kleinen Schritten durchquert wird. Dazu wird ein Algorithmus benötigt, der die Lösung für die aktuelle Position des Tool Center Points mit relativ geringem Rechenaufwand aus der benachbarten Lösung aus dem letzten Berechnungsschritt mit guter Genauigkeit bestimmen kann. Es können beispielsweise genetische Algorithmen [Gol-89], der Gauß-Newton-Algorithmus oder Gradientenverfahren [Sny-05] benutzt werden.

Für die vorliegende Aufgabenstellung wurde aufgrund der stabilen Konvergenz bei relativ geringem Rechenaufwand ein Levenberg-Marquardt-Algorithmus [Lev-44, Mar-63] gewählt, dessen Ablauf im Folgenden beschrieben wird.

### 6.1.2.1 Levenberg-Marquardt-Algorithmus

Der Levenberg-Marquardt-Algorithmus ist ein numerisches Verfahren, um das Minimum einer Funktion  $S$  zu bestimmen. In der vorliegenden Arbeit wird es benutzt, um ein Minimum-Quadrate-Problem der Form

$$S(\underline{p}) = \underline{f}^T \underline{f} = \sum_{i=1}^m [f_i(\underline{p})]^2. \quad \text{Formel 6-7}$$

zu lösen. Dabei sind  $f_i$  die den Fehler beschreibenden Funktionen in Abhängigkeit von den zu bestimmenden Parametern  $p_i$ , die im Vektor  $\underline{p}$  zusammengefasst werden. Das heißt, das Ergebnis der Berechnung ist der Vektor  $\underline{p}$  für den  $S$  minimal wird. Da Optimierungsalgorithmen häufig in der Finanzmathematik eingesetzt werden, wird die Funktion  $S$  oft auch als Kostenfunktion bezeichnet.

Bei jedem  $n$ -ten Durchlaufen der Iterationsschleife wird der Parameter  $\underline{p}$  mit einem noch zu bestimmenden Summanden  $\underline{q}$  angepasst

$$\underline{p}_n = \underline{p}_{n-1} + \underline{q}. \quad \text{Formel 6-8}$$

Um einen sinnvollen Wert für diesen Vektor  $\underline{q}$  zu berechnen, wird zunächst die resultierende Fehlerfunktion durch

$$\underline{f}(\underline{p} + \underline{q}) \approx \underline{f}(\underline{p}) + \underline{J} \cdot \underline{q}, \quad \text{Formel 6-9}$$

approximiert, wobei  $\underline{J}$  die Jacobimatrix von  $\underline{f}$  über  $\underline{q}$  ist.

Mit Hilfe dieser Linearisierung wird dann das Minimum von  $S$  über der Variablen  $\underline{q}$  bestimmt. Die notwendige Bedingung hierfür ist, dass

$$\nabla_q S = 0. \quad \text{Formel 6-10}$$

Durch Einsetzen von Formel 6-7 und Formel 6-8 in Formel 6-10 folgt

$$(\underline{J}^T \underline{J}) \cdot \underline{q} = -\underline{J}^T \cdot \underline{f}. \quad \text{Formel 6-11}$$

Im Gegensatz zum Gauß-Newton Algorithmus wird an diesem Punkt noch ein Dämpfungsfaktor  $\lambda$  eingefügt

$$(\underline{J}^T \underline{J} + \underline{\lambda}) \cdot \underline{q} = -\underline{J}^T \cdot \underline{f}. \quad \text{Formel 6-12}$$

Aus dieser Gleichung wird dann schließlich unter Zuhilfenahme von Formel 6-8 der neue Parameter  $p$  und daraus das Fehlerquadrat  $S$  berechnet. Liegt der Wert von  $S$  unter einem zuvor definierten Minimum  $\varepsilon$  so endet der Algorithmus an dieser Stelle; liegt er darüber so beginnt die nächste Iterationschleife.

Der Dämpfungsfaktor in Formel 6-12 wird an die Abnahme des Fehlerquadrates  $S$  angepasst. Nimmt  $S$  schnell ab, so wird ein kleiner Wert für  $\lambda$  gewählt und der Algorithmus verhält sich ähnlich dem Gauß-Newton-Verfahren. Bei einer langsamen Abnahme von  $S$  wird ein großer Wert für  $\lambda$  gewählt und der Algorithmus verhält sich ähnlich einem Gradientenverfahren. Der variable Faktor  $\lambda$  erlaubt es also beim Levenberg-Marquardt-Algorithmus, die Vorteile des Gauß-Newton-Algorithmus mit denen des Gradientenverfahrens zu vereinigen.

### 6.1.2.2 Anwendung auf die kinematische Simulation

Um den Algorithmus für die Simulation der direkten Kinematik einer Parallelkinematik verwenden zu können, muss zunächst eine geeignete Fehlerfunktion  $f(p)$  gefunden werden. Diese Funktion, beziehungsweise die aus ihr abgeleitete Funktion  $S(p)$ , ist ein Maß für den Fehler in der direkten Kinematik und wird mit Hilfe des Algorithmus minimiert. Dementsprechend ist der Vektor der Parameter  $p$ , der optimiert werden soll, der Vektor, der die Pose des Endeffektors der Kinematik beschreibt. Das heißt  $f(p)$  muss so gewählt sein, dass  $S(p)$  umso kleiner wird, je genauer  $p$  geschätzt wurde. Weiterhin sollte auch die Position der Vorschubachsen mit in die Berechnung eingehen, weil die direkte Kinematik die Pose des Endeffektors in Abhängigkeit von den Positionen der Vorschubachsen beschreiben soll.

Deshalb bietet sich die inverse Kinematik

$$\underline{u} = \underline{u}(\underline{p}) \quad \text{Formel 6-13}$$

als Grundlage für die Formulierung von  $f(p)$  an, weil sie für Parallelkinematiken die Position der Vorschubachsen eindeutig in Abhängigkeit der Pose des Endeffektors beschreibt. Durch den Vergleich der aktuellen Position  $u_a$  der Vorschubachsen mit der auf Grundlage der geschätzten Endeffektorpose  $p$  berechneten Position der Vorschubachsen  $u(p)$ , ergibt sich ein Maß dafür wie genau die Schätzung ist.

$$\underline{f}(\underline{p}) = \underline{u}_a - \underline{u}(\underline{p}) \quad \text{Formel 6-14}$$

Die entsprechende quadratische Fehlerfunktion ergibt sich zu

$$S(\underline{p}) = \underline{f}^T \underline{f} = \sum_{i=1}^m [u_{a,i} - u_i(\underline{p})]^2. \quad \text{Formel 6-15}$$

Der resultierende Optimierungsalgorithmus wird dann verwendet, um die direkte Kinematik zu simulieren. Der Ablauf gleicht einem Regelkreis (siehe Abbildung 6-3).

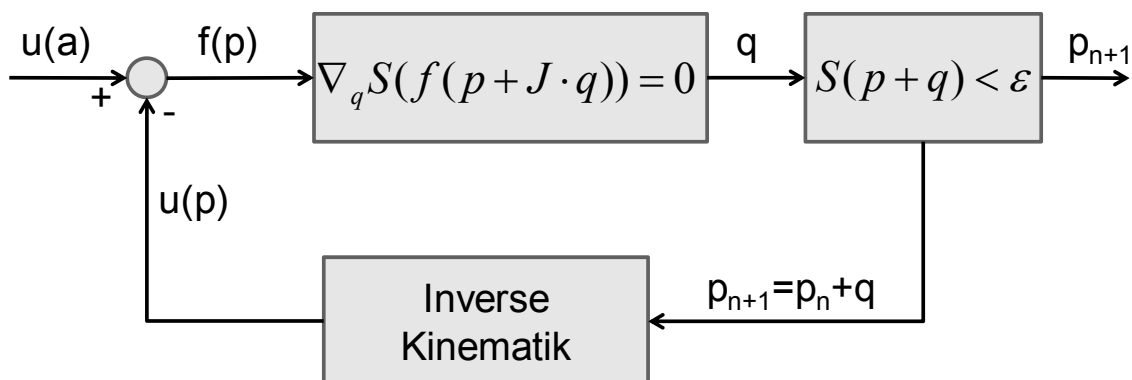


Abbildung 6-3: Direkte Kinematik als Regelkreis

Die Berechnung startet von einer bekannten Konfiguration  $u_0$ . Als Führungsgröße wird der Vektor verwendet, der die Position der Vorschubachsen beschreibt. Stimmt er nicht mehr mit der auf Grundlage der Endeffektorpose bestimmten Positionen überein, so wird die Endeffektorpose so angepasst, dass vorgegebene und berechnete Vorschubachseposition wieder übereinstimmen. Der Levenberg-Marquardt Algorithmus sorgt hierbei dafür, dass die Anpassung der Endeffektorpose in die richtige Richtung verläuft. Der Parameter  $\lambda$  kann in der Analogie eines Regelkreises als adaptiver Regelungsparameter gesehen werden, weil er bestimmt, wie stark sich die Endeffektorpose je Berechnungsschritt ändert. Über den Parameter  $\epsilon$  kann der Rechenaufwand an die benötigte Simulationsgenauigkeit angepasst werden.

An einer Beispielkinematik konnten mit Hilfe des Verfahrens Genauigkeiten im Bereich von  $10^{-12}$  m bei geringen Rechenzeiten erreicht werden (siehe Anhang B oder [Mun-08b]).

### **6.1.3 Simulation der Geometrie der Struktur**

Neben der reinen Bahn des Endeffektors, empfiehlt es sich, bei der kinematischen Simulation auch die Bewegungen der einzelnen Körper des Mechanismus zu visualisieren, zum Beispiel, um das Bewegungsverhalten anhand einer Animation zu diskutieren, oder, um Kollisionen und Singularitäten leichter erkennen zu können. Die Bewegung des Systems ist durch die in den vorherigen Kapiteln gegebenen Gleichungen zur inversen Kinematik in seiner Position schon komplett bestimmt. Allerdings werden noch einige Zwischenpunkte zwischen Achsen/Aktoren und Endeffektor benötigt, um die Kinematik vollständig visualisieren zu können. Außerdem kann es gerade zur Kollisionserkennung nötig werden, auch die Bahnen von Punkten auf den Körpern der Kinematik zu simulieren, die nicht direkt in der Vektorkette von der Achse zum Tool Center Point liegen.

Deshalb wird an dieser Stelle eine Struktur in das Modell gebracht, die sich einerseits dazu eignet, andere Punkte auf den Körpern zu beschreiben und andererseits auch bei der Erweiterung des Modells in ein Mehrkörpermodell genutzt werden kann. Der Grundgedanke dieser Struktur ist, die Position jedes Körpers durch einen charakteristischen Punkt, zum Beispiel den geometrischen Mittelpunkt, später dann den Schwerpunkt, und die Orientierung des Körpers in Form einer Rotationsmatrix zu beschreiben. Es handelt sich hierbei um eine Transformationsmatrix, die es erlaubt, in einem lokalen Koordinatensystem definierte Vektoren in einem globalen Koordinatensystem zu beschreiben (siehe Anhang A). In diesem speziellen Fall wird sie verwendet, um die Orientierung eines im Mittelpunkt/Schwerpunkt des Körpers festen Koordinatensystems relativ zum globalen Koordinatensystem zu beschreiben.

Damit lassen sich dann beliebige Punkte des Körpers, deren Position im körperfesten Koordinatensystem bekannt ist, in jeder Lage des Körpers im globalen Koordinatensystem beschreiben (siehe Abbildung 6-4).



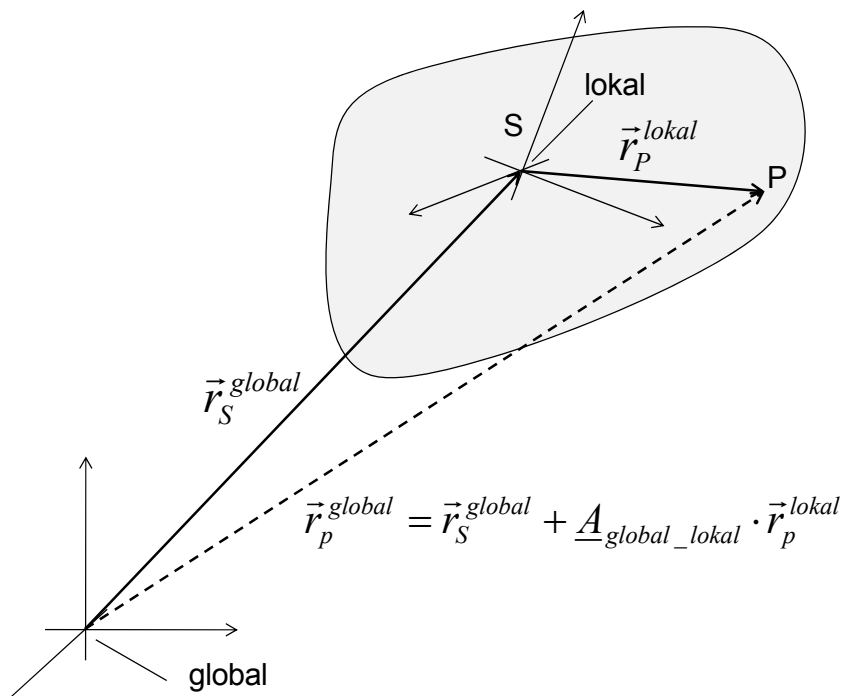


Abbildung 6-4: Beschreibung der Geometrie

Die resultierende Modellstruktur wird im Folgenden am Beispiel einer Scheerenkinematik (siehe Abbildung 6-5) erläutert.

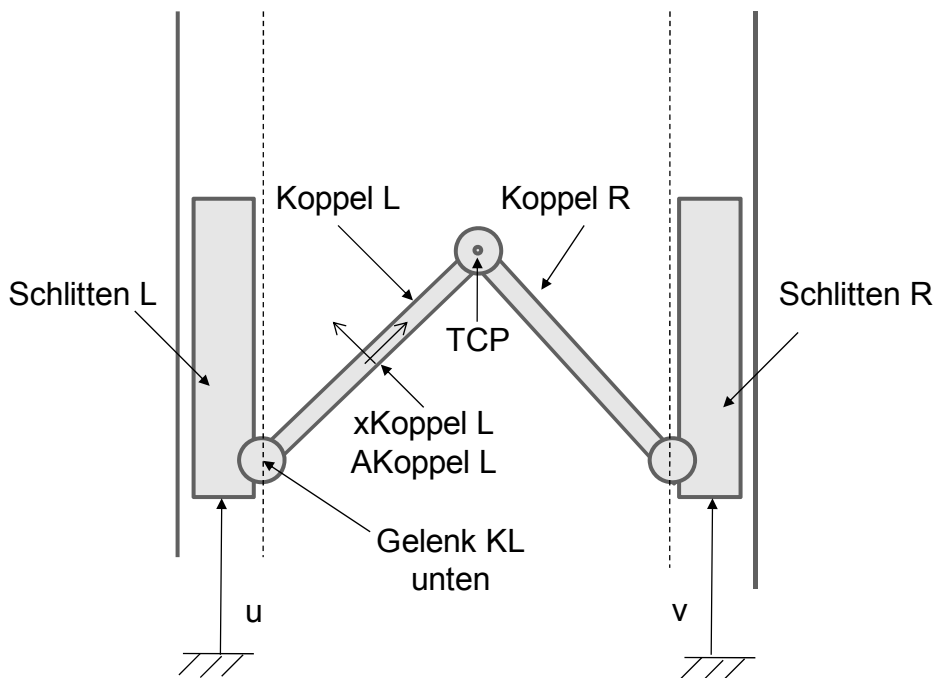


Abbildung 6-5: Benennung der Körper

Für dieses System ergibt sich die in Abbildung 6-6 gezeigte Modellstruktur. Die Schwerpunkte/Mittelpunkte der Körper werden dabei jeweils mit x(..)

bezeichnet, die Orientierung des in diesem Punkt festen Koordinatensystems mit der Rotationsmatrix  $\underline{A}(\cdot)$ .

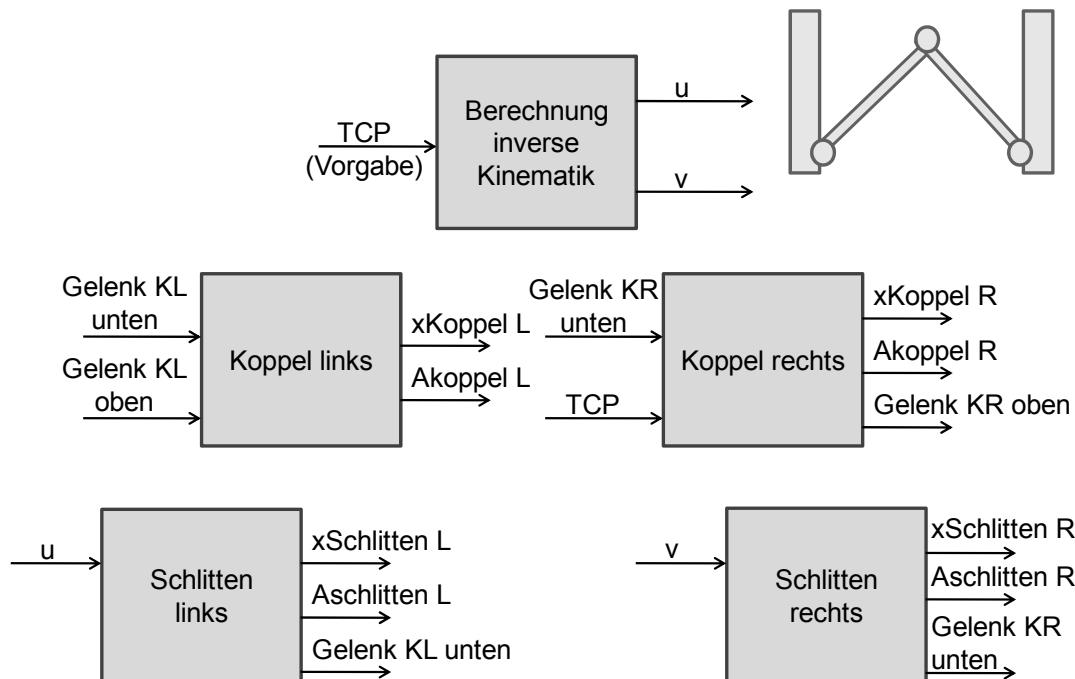


Abbildung 6-6: Modellstruktur

Als Eingangsgrößen in das Modell wird die gewünschte Position/Bahn des Tool Center Points (TCP) verwendet. Daraus werden über die inverse Kinematik die Positionen/Bahnen der Vorschubachsen ( $u$ ,  $v$ ) berechnet. Die Gelenkpunkte ergeben sich durch das systematische Aufstellen einer Vektorkette von den Vorschubachsen zum Tool Center Point. Über die Lage der Gelenkpunkte kann die Position der Schwerpunkte/Mittelpunkte der Körper  $x(\cdot)$  bestimmt werden, weil die Position der Gelenkpunkte relativ zum Schwerpunkt/Mittelpunkt bekannt ist, wenn die Orientierung  $\underline{A}$  der Körper bekannt ist.

Die Orientierung der Körper wird mit Hilfe der Rotationsmatrix  $\underline{A}$  beschrieben, welche die Transformation vom körperfesten in ein globales Koordinatensystem beschreibt. Für den Fall einer ebenen Kinematik wird dieses körperfeste Koordinatensystem nach einem standardisierten Ablauf in einem Körper aufgebaut (siehe Abbildung 6-7).

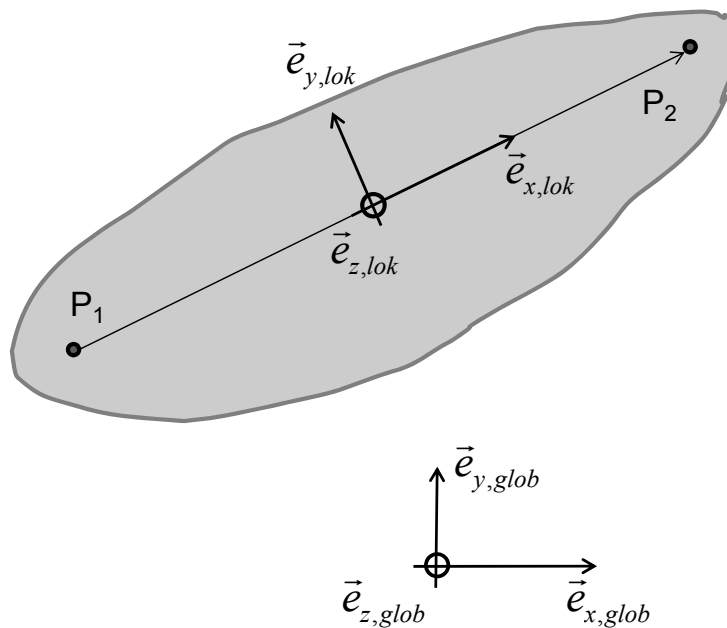


Abbildung 6-7: Koordinatensysteme

Die x-Achse des körperfesten Koordinatensystems wird zunächst auf die Verbindungslinie zweier Gelenkpunkte  $P_1$  und  $P_2$  gelegt, so dass gilt

$$\vec{e}_{x,lok} = \vec{P}_{1 \rightarrow 2} \cdot \frac{1}{|\vec{P}_{1 \rightarrow 2}|} \quad \text{Formel 6-16}$$

Die z-Richtung wird beibehalten und die y-Richtung ist somit durch das Kreuzprodukt

$$\vec{e}_{y,lok} = -(\vec{e}_{x,lok} \times \vec{e}_{z,glob}) \quad \text{Formel 6-17}$$

festgelegt.

Daraus lässt sich nach [Wit-77] die Rotationsmatrix aus den Skalarprodukten der Einheitsvektoren, also den Kosinussen der eingeschlossenen Winkel, der beiden Systeme bilden

$$\underline{A}_{glob,lok} = \begin{pmatrix} \vec{e}_{x,glob} \cdot \vec{e}_{x,lok} & \vec{e}_{x,glob} \cdot \vec{e}_{y,lok} & \vec{e}_{x,glob} \cdot \vec{e}_{z,lok} \\ \vec{e}_{y,glob} \cdot \vec{e}_{x,lok} & \vec{e}_{y,glob} \cdot \vec{e}_{y,lok} & \vec{e}_{y,glob} \cdot \vec{e}_{z,lok} \\ \vec{e}_{z,glob} \cdot \vec{e}_{x,lok} & \vec{e}_{z,glob} \cdot \vec{e}_{y,lok} & \vec{e}_{z,glob} \cdot \vec{e}_{z,lok} \end{pmatrix} \quad \text{Formel 6-18}$$

Für räumliche Kinematiken wird ein ähnliches Vorgehen angewandt. Auch hier wird als x-Richtung der Verbindungsvektor der Gelenke gewählt. Um die nächste Richtung festlegen zu können, müssen zunächst einige Überlegungen zu den Drehfreiheitsgraden des Mechanismus im Körper angestellt werden. Theoretisch ist es möglich, dass ein Körper an beiden Enden mit ei-

nem Kugelgelenk gelagert ist, dann ist seine Drehung um die Verbindungsachse der beiden Gelenke allerdings nicht eindeutig bestimmt und somit einer kinematischen Simulation nicht zugänglich. Deshalb wird im Folgenden davon ausgegangen, dass zumindest eines der beiden Gelenke die Rotation um die Verbindung der beiden Gelenkpunkte einschränkt. Auf diesem Körper, der im Idealfall wieder dem z-Vektor des globalen Koordinatensystems entspricht, wird dann ein Referenzvektor ausgewählt, der in keiner Stellung der Kinematik parallel zur x-Richtung des körpereigenen Koordinatensystems liegt. Dieser Vektor wird benutzt, um die y-Richtung des körpereigenen Koordinatensystems festzulegen.

$$\vec{e}_{y,lok} = \vec{e}_{x,lok} \times \vec{e}_R \cdot \frac{1}{|\vec{e}_{x,lok} \times \vec{e}_R|} \quad \text{Formel 6-19}$$

Die z-Richtung des lokalen Koordinatensystems ergibt sich dann aus dem Kreuzprodukt der Einheitsvektoren in x- und y-Richtung. Aus diesen Einheitsvektoren lässt sich nach Formel 6-18 die Orientierung des Körpers berechnen.

Nachdem somit die Lage und Orientierung aller Körper im System berechenbar ist, wird es möglich, die einzelnen Körper der Struktur mit beliebigen Geometrien auszustatten, die lediglich im Koordinatensystem des jeweiligen Körpers definiert werden müssen. Damit sind die Anforderungen an die kinematische Simulation der Struktur erfüllt.

## 6.2 Dynamische Simulation

### 6.2.1 Grundsätzliches Vorgehen

Nachdem die Kinematik des Systems beschrieben ist, wird in einem nächsten Schritt die Dynamik der parallelkinematischen Werkzeugmaschine in einem Simulationsmodell abgebildet. Wie im vorherigen Kapitel dargestellt, eignen sich hierzu die Methoden der Mehrkörpersimulation.

Die klassische Theorie der Mehrkörperdynamik [Wit-77] ging zunächst von einem System gelenkig miteinander verbundener Starrkörper aus, das durch ein System von gekoppelten Differentialgleichungen beschrieben wird. Eine derartige Formulierung eignet sich allerdings nicht direkt für den Einsatz in der entwicklungsbegleitenden Simulation. Hier wird vielmehr ein modularer Aufbau angestrebt, der auf der in Abbildung 6-6 (Kapitel 6.1.3) an einem Beispiel illustrierten Modellstruktur aufsetzt. Deshalb soll jeder einzelne

Körper als ein eigenes Modul formuliert werden, das sich mit relativ wenig Aufwand an die benachbarten Körper koppeln lässt. Diese Kopplung muss über geeignete Austauschgrößen erfolgen. Dabei wird auf das Grundprinzip der synthetischen Mechanik zurückgegriffen. Das heißt, die einzelnen Körper werden freigeschnitten und die Wirkung der anderen Körper wird durch Kräfte und Momente an den Schnittstellen repräsentiert (siehe Abbildung 6-8).

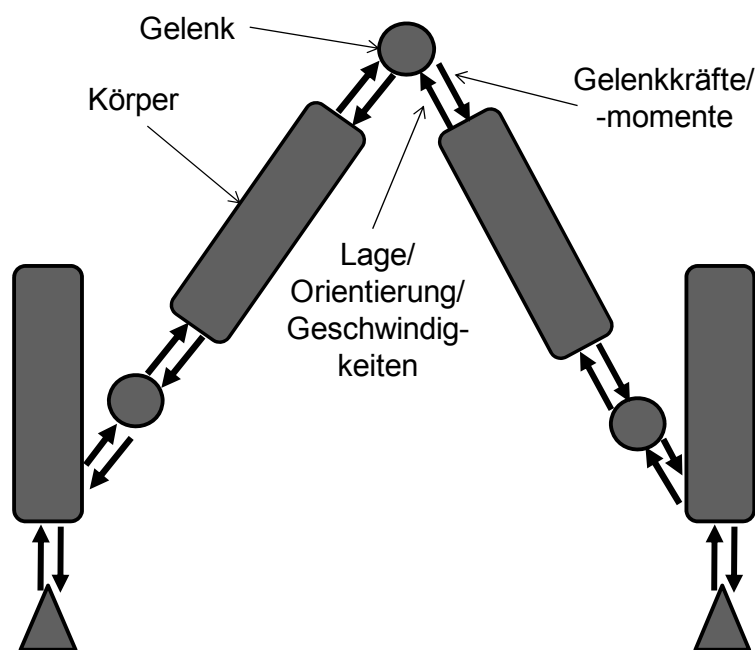


Abbildung 6-8: Aufbau Mehrkörpermodell

Die Berechnung des Mehrkörpersystems läuft dann iterativ ab. In jedem Zeitschritt werden Lage, Orientierung, Geschwindigkeit und Beschleunigung der einzelnen Körper auf Basis der wirkenden Kräfte und Momente berechnet. Parallel dazu läuft die Berechnung der in den Gelenken auftretenden Kräfte auf Basis der Lage, Orientierung und Geschwindigkeiten der angrenzenden Körper.

Daraus folgt, dass die Bewegungsgleichungen so formuliert werden müssen, dass der Bewegungszustand der einzelnen Körper auf Basis der angreifenden Kräfte und Momente berechnet werden kann. Eine einfache Möglichkeit hierzu bieten die Newton-Euler-Gleichungen,

$$m_i \cdot \ddot{\vec{x}}_i = \vec{F}$$

$$\underline{I}_i \cdot \dot{\vec{\omega}}_i + \vec{\omega}_i \times \underline{I}_i \cdot \vec{\omega}_i = \vec{M}_i,$$

Formel 6-20

die im Rechner durch numerische Integration gelöst werden können.

Damit die Gleichungen allerdings in der Form von Formel 6-20 gelten, muss als Bezugssystem für die Drehbewegung ein körperfestes Koordinatensystem im Schwerpunkt des jeweiligen Körpers gewählt werden. Das ist innerhalb der im vorherigen Kapitel erläuterten Struktur möglich und vorgesehen. Außerdem müssen alle Kräfte im Schwerpunkt angreifen. Diese Voraussetzung trifft zwar zum Beispiel für die Gelenkkräfte nicht zu. Allerdings lassen sich Kräfte, deren Wirkungslinie nicht durch den Schwerpunkt geht, entsprechend dem in Abbildung 6-9 gezeigten Vorgehen in den Schwerpunkt verschieben. Die Wirkung der außerhalb des Schwerpunkts angreifenden Kraft wird dazu mit Hilfe einer betragsgleichen, im Schwerpunkt angreifenden Ersatzkraft und einer dem Hebelarm entsprechenden Momentenwirkung im Lastkollektiv auf den Körper abgebildet.

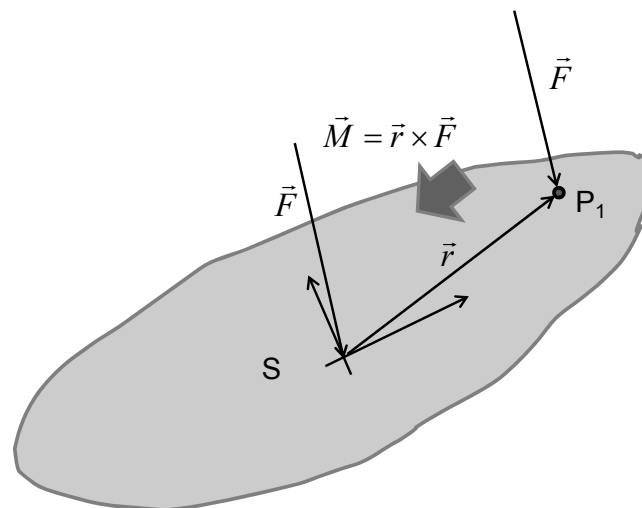


Abbildung 6-9: Verschiebung Kraftangriffspunkt

Das heißt, innerhalb des Körpers müssen zunächst zwei Aufgaben gelöst werden. Zuerst muss das Lastkollektiv auf den Schwerpunkt des Körpers ermittelt werden und mit Hilfe dieses Lastkollektives müssen dann die Bewegungsgleichungen numerisch durch Integration gelöst werden. Damit sind die Lage und Position des Körpers bestimmt.

Bis zu diesem Punkt ist allerdings die Wechselwirkung zwischen den Körpern in den Gelenken in Form von Kräften und Momenten noch nicht abgebildet.

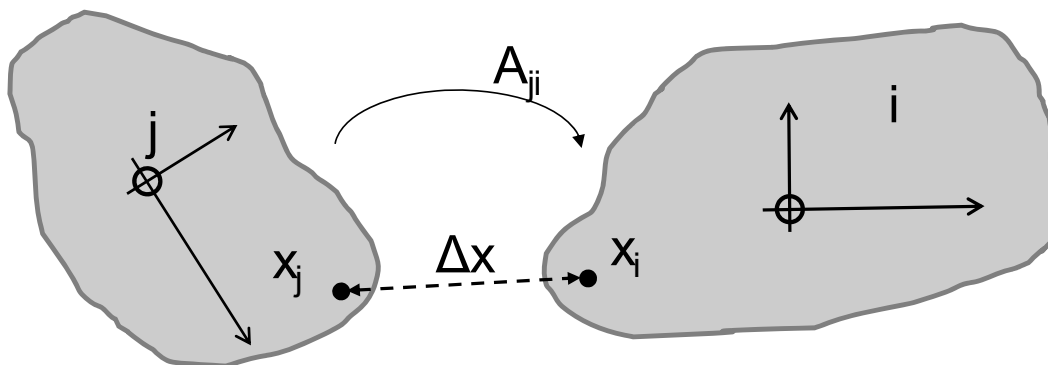


Abbildung 6-10: Verschiebung Kraftangriffspunkt

Die Grundidee bei der Bestimmung der Lagerkräfte und Momente ist, dass nach Lösung der Bewegungsgleichungen (Formel 6-20) die Lage und Orientierung eines Gelenkpunktes auf benachbarten Körpern voneinander abweichen (siehe Abbildung 6-10). Abhängig von der Größe und Richtung dieser Abweichung in Lage und Orientierung treten Kräfte und Momente auf, welche die beiden Körper wieder in eine Pose zurückziehen, in der die Gelenkpunkte zusammenfallen. Wird zum Beispiel eine auf Körper i befestigte Welle um einen Betrag  $\Delta x$  aus dem Zentrum eines sich auf Körper j befindlichen Lagers bewegt, so wird im Modell eine Kraft  $F$  berechnet, die eine dieser Einfederung entsprechende Lagerreaktion simuliert. Außerdem wird abhängig von der relativen Geschwindigkeitsdifferenz eine Dämpfungskraft modelliert, welche die im System auftretende Dämpfung in den Lagern abbildet. Für translatorische Bewegungen stellt sich somit die Aufgabe, die Position der Gelenkpunkte auf zwei benachbarten Körpern zunächst in einem gemeinsamen Koordinatensystem auszudrücken und dann den Unterschied in der Position auf Körper i zu der Position auf Körper j zu bestimmen. Im einfachsten Fall, in dem das Gelenk durch ein einfaches Feder-Dämpfer Paar modelliert wird, ergibt sich die Gelenkkraft

$$\vec{F}_{\text{Gelenk}} = k \cdot \Delta \vec{x} + c \cdot \Delta \dot{\vec{x}}.$$

Formel 6-21

Für Drehbewegungen wird ein analoges Vorgehen angestrebt. Zunächst muss hier die Abweichung der Orientierungen des Gelenks auf den beiden angrenzenden Körpern ermittelt werden. Dazu wird zunächst die Rotation von System i in System j berechnet. Die Orientierung beider Systeme ist nach Lösung der Bewegungsgleichungen in Form von Richtungskosinusmatrizen und in Form von Euler-Parametern (siehe Anhang A) bekannt. An dieser Stelle wird mit Euler-Parametern weiter gearbeitet, weil sie eine in allen Orien-

tierungen eindeutige Beschreibung der Orientierung zulassen. Die Eulerparameter zur Beschreibung der Orientierung der Körper  $i$  und  $j$  lassen sich in einer Quaternion (siehe Anhang A) zusammenfassen.

$$Q_i = (q_{0i}, \vec{q}_i)$$

$$Q_j = (q_{0j}, \vec{q}_j)$$

Formel 6-22

Die Quaternion bzw. die Eulerparameter, die die Drehung von  $i$  nach  $j$  beschreiben ergeben sich zu

$$Q_{ij} = (q_{0i}, \vec{q}_i) \cdot (q_{0j}, -\vec{q}_j),$$

Formel 6-23

wobei darauf zu achten ist, dass das Produkt nach den Regeln der Quaternionenalgebra (siehe Anhang A oder z.B. [Sha-01]) ausgeführt wird. Hat das Gelenk keine rotatorischen Freiheitsgrade, das heißt liegen nur kleine Winkel vor, so kann die Momentenwirkung des Gelenks direkt proportional zu dem sich einstellenden Winkel berechnet werden. Für Gelenke mit Drehfreiheitsgraden wurde ein Verfahren entwickelt, bei dem die Eulerparameter zunächst in Eulerwinkel umgerechnet werden, auf deren Basis sich einfach Gelenke mit einem (Drehgelenk), zwei (Kardangeln) oder drei (Kugelgelenk) rotatorischen Freiheitsgraden modellieren lassen.

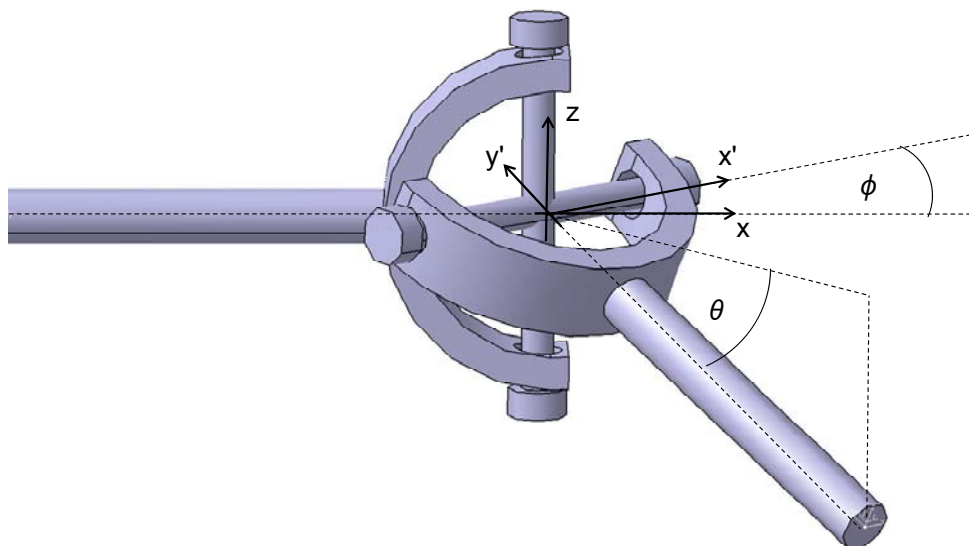


Abbildung 6-11: Kardangeln

Dazu werden die körperfesten Koordinatensysteme so gewählt, dass die einzelnen Freiheitsgrade des Gelenks direkt über die Eulerwinkel ausgedrückt werden können. In Abbildung 6-11 wird dies am Beispiel eines Kardangelns illustriert. Dementsprechend werden auch die Gelenkmomente in Euler-



winkeln berechnet, anschließend wieder in das körperfeste Koordinatensystem von Körper  $i$  und von da aus auch in das körperfeste Koordinatensystem von Körper  $j$  zurücktransformiert. Somit stehen die im nächsten Iterationsschritt nötigen Gelenkmomente zum Lösen der Bewegungsgleichungen bereit.

Nachdem sowohl die Lage und Orientierung der Körper als auch Gelenkkräfte und -momente berechnet werden können, ist das Modell in der Lage die Dynamik eines Mehrkörpersystems zu beschreiben. Im Anhang B ist eine erste Validierung des Verfahrens anhand einer analytischen Berechnung zu finden.

### **6.2.2 Rheologische Modelle zur Gelenkmodellierung**

Die im vorherigen Kapitel aufgezeigte Gelenkmodellierung in Form einer Feder stellt eine sehr grobe Abbildung des realen Verhaltens dar. Im realen Anwendungsfall bestehen die Drehgelenke einer Werkzeugmaschine mit Parallelkinematik meistens aus einer, oder im Falle einer kardanischen Lagerung, sogar mehreren Wälzlagerungen und entsprechenden Fügestellen. Um lineare Bewegungen darzustellen kommen oft Systeme aus Führungswagen und Führungsschienen zum Einsatz. Das heißt, dass in der Simulation neben den Steifigkeitseigenschaften der Körper auch die Steifigkeitseigenschaften von Lagern und Fügestellen berücksichtigt werden müssen. Für diese komplizierten Strukturen müssen einfache Ersatzsysteme gewählt werden, die in einem Simulationsmodell ohne großen Aufwand verwendet werden oder in einfachere Strukturen überführt werden können.

Als Grundbausteine dieser Ersatzmodelle werden Feder- und Dämpferelemente gewählt, da so einzelnen Teilen der oben beschriebenen Kette gezielt Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften zugewiesen werden können. Durch geschickte Kombination der Elemente können dann Gelenke formuliert werden, die die unterschiedlichen Charakteristika der Bauteile zwischen den Schwerpunkten zweier benachbarter Körper erfassen. Eingangsgröße in das Modell ist die Verschiebung der Gelenkpunkte, Ausgangsgröße die Gelenkreaktionskraft. Um diese Ausgangsgröße zu berechnen, muss jedoch zunächst die Differentialgleichung bekannt sein, die das Verhalten des auf Basis von Federn und Dämpfern modellierten Gelenkmodells beschreibt. Die Bestimmung der Gleichung ist im Zeitbereich unter Umständen mit einigen Schwierigkeiten verbunden, da die Kraft in den Federelemente von der Posi-

tion und die Kraft in den Dämpfungselementen von der Geschwindigkeit abhängt. Für diese Fälle werden die beiden Elemente in den Laplacebereich transformiert und dort ihre Übertragungsfunktion  $G(s)$  ermittelt (siehe Abbildung 6-12).

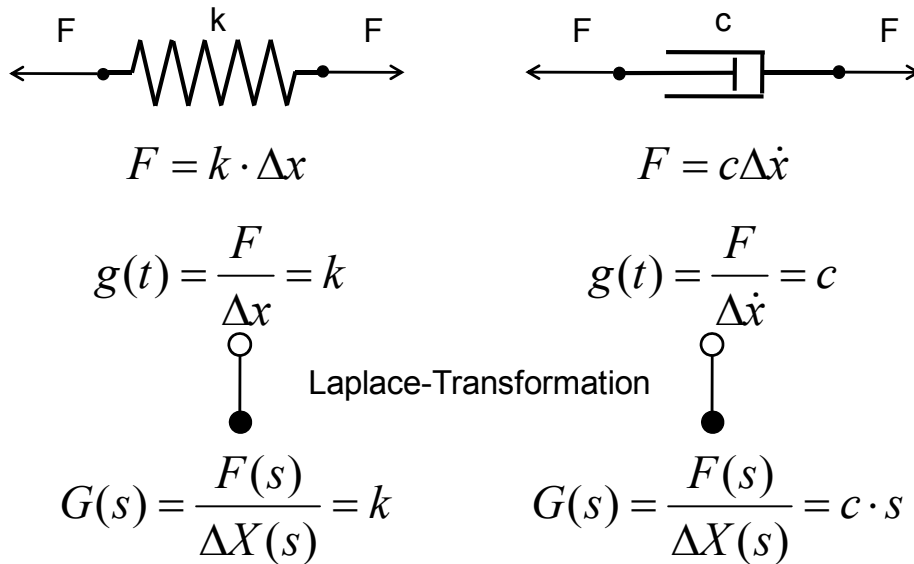


Abbildung 6-12: Formulierung der Übertragungsfunktionen

Diese Übertragungsfunktionen werden zu einem Blockschaltbild kombiniert und aus dem entsprechend der in Abbildung 6-13 gezeigten Schaltungsregeln die Übertragungsfunktion des Gesamtsystems bestimmt werden kann.

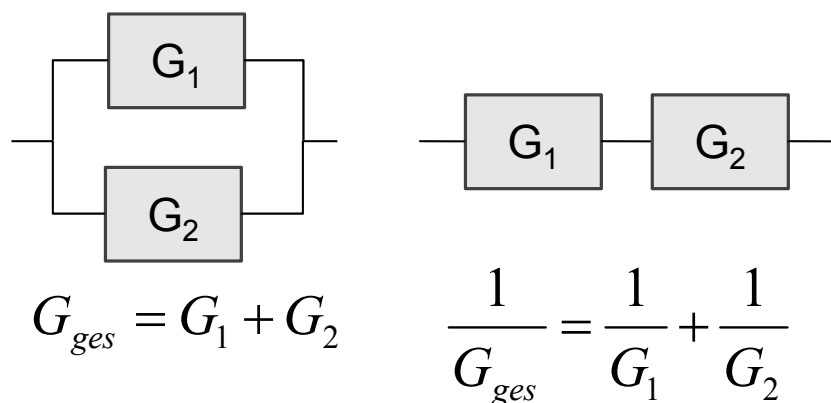


Abbildung 6-13: Formulierung der Übertragungsfunktionen

Diese Übertragungsfunktion kann in gängigen Programmsystemen wie Matlab/Simulink direkt verwendet werden, um aus dem Zeitsignal der auf das Gelenk wirkenden Verschiebung, das Zeitsignal der Gelenkreaktionskraft abzuleiten. Damit bilden die Übertragungsfunktionen eine einfache Mög-

lichkeit, relativ komplexe Sachverhalte in den Gelenken abzubilden. Weiterhin kann durch die geeignete Kombination von Federungs- und Dämpfungselementen ein frequenzabhängiges Übertragungsverhalten der Gelenke dargestellt werden [Mei-08], wie es nach experimentellen Lageruntersuchungen [Klu-80, Oph-86] zu erwarten ist.

### 6.2.3 Modellerstellung

Nachdem in den vorherigen Abschnitten dargelegt wurde, aus welchen Gleichungen ein einfaches dynamisches Modell einer Werkzeugmaschine aufgebaut werden kann, wird im folgenden Abschnitt erläutert, wie diese Modelle auf Basis der in Kapitel 6.1 vorgestellten kinematischen Modelle erzeugt werden können.

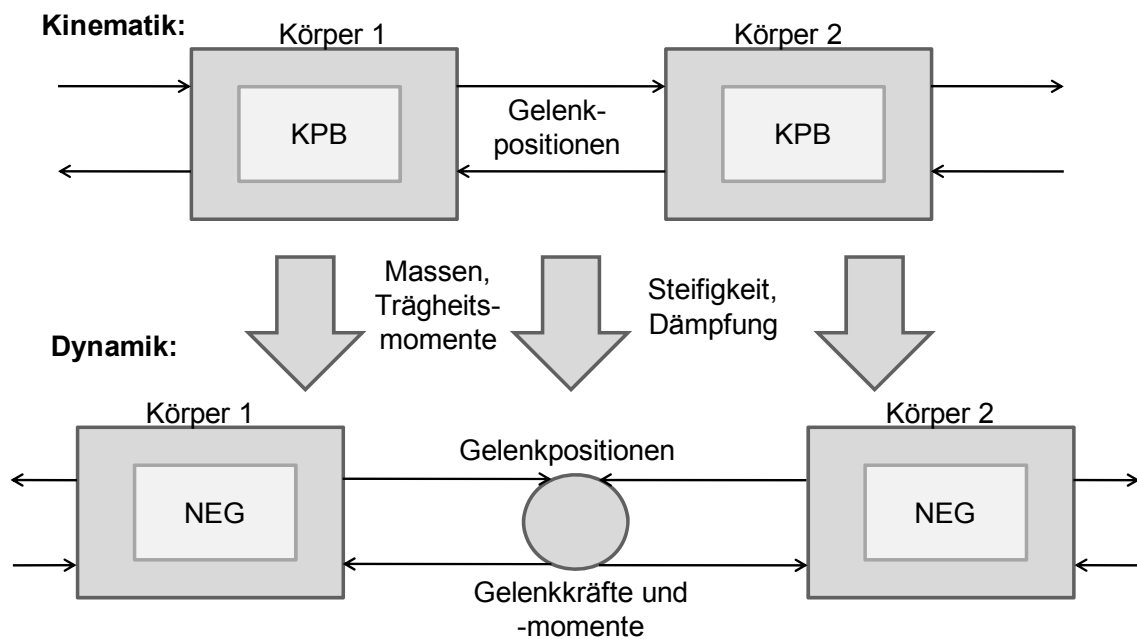


Abbildung 6-14: Modellerweiterung

Die in Abbildung 6-6 gezeigte Modellstruktur kann weiter genutzt werden. Allerdings ändert sich die Grundlage der Berechnung. Im Gegensatz zur kinematischen Berechnung, bei der die Position der Vorschubachsen und des Tool Center Points Grundlage für die Berechnung der Stellung der Kinematik waren, wird jetzt nur noch die Position der Vorschubachsen genutzt. Das Modul für die inverse Kinematik, das bereits im Modell integriert ist, wird allerdings weiter zur Steuerung der Werkzeugposition verwendet. Diese berechnet sich über die oben beschriebenen Newton-Euler-Gleichungen abhängig von den Positionen der Vorschubachsen und der am Werkzeug an-

greifenden Last. Zur Kopplung der Körper müssen, wie oben beschrieben, zusätzliche Module zur Berechnung der Gelenkkräfte und Momente eingeführt werden (siehe Abbildung 6-14).

Das heißt, beim Übergang vom kinematischen zum dynamischen Modell müssen die Gleichungen zur Berechnung der Lage und Orientierung von einer kinematischen Positionsberechnung (KPB) durch die Newton-Euler-Gleichungen (NEG) ersetzt werden. Dazu wird es notwendig, die Körper über Gelenkkräfte und -momente zu koppeln. Das bedeutet, dass das Modell einfach erweitert werden kann. Die der Struktur zugrundeliegenden Koordinatensysteme und darin definierte Gelenkpositionen können komplett übernommen werden. Das gilt auch für die Module zur Datenspeicherung und Auswertung. Außerdem läuft die Steuerung des Modells weiterhin über das Modul für die inverse Kinematik, das vorher hauptsächlich die kinematische Simulation des Modells geleistet hat. Somit wird sichergestellt, dass das Modell im Sinne einer aufwandsoptimierten Simulation möglichst effizient weiter genutzt werden kann.

### **6.3 Integration flexibler Körper**

Die in Kapitel 6.2 vorgestellten Simulationstechniken gehen davon aus, dass alle in einer Werkzeugmaschine vorkommenden Steifigkeiten in den Gelenken beziehungsweise Lagern kondensiert sind. Diese Approximation ist gut geeignet, um die im Werkzeugmaschinenbau vor allem relevanten niederfrequenten Schwingungsmoden mit hohen Anteilen an Starrkörperbewegungen abzubilden, die vor allem bei Parallelkinematiken das Schwingungsverhalten dominieren. Allerdings ist es auch bei Parallelkinematiken möglich, dass auch schon im unteren Frequenzbereich Eigenschwingungsformen auftreten, die in stärkerem Maße durch die elastische Deformationen geprägt sind.

Deshalb ist es Ziel der nachfolgenden Ausführungen zu zeigen, wie diese elastischen Deformationen der Körper in das dynamische Modell einer Werkzeugmaschine integriert werden können und in welchem Maße eine derartige Erhöhung der Modellierungsgenauigkeit die Ergebnislage beeinflusst.

Den Ausgangspunkt für diese Überlegungen bilden zunächst die in Parallelkinematiken typischerweise verbauten Streben. Es handelt sich hierbei in der Regel um relativ schlanke Bauteile, die somit eine relativ große

Neigung aufweisen, zu elastischen Schwingungen angeregt zu werden. Da im Werkzeugmaschinenbau, wie oben erwähnt, hauptsächlich niederfrequente Schwingungen relevant sind, muss vor allem die erste Schwingungsform der Strebe beschrieben werden. Als mögliche Modellausbaustufen werden zwei auf dem Prinzip der modalen Reduktion basierende Verfahren vorgestellt. Hierbei wird die Nachgiebigkeit des Balkens mit Hilfe der Eigenschwingungsformen der Struktur ausgedrückt, die aus einer analytischen Rechnung beziehungsweise einem FEM-Modell hervorgehen.

### 6.3.1 Grundsätzliche Idee der modalen Reduktion

Um das mechanische Verhalten eines Kontinuums exakt zu beschreiben, muss zu jedem Zeitpunkt die Lage eines jeden Punktes des Kontinuums bekannt sein. Das bedeutet, dass ein Kontinuum ein System mit unendlich vielen Freiheitsgraden darstellt. In der FEM wird dieses Problem gelöst, in dem die unendlich vielen Punkte aus denen ein Kontinuum besteht, durch eine endliche Zahl von Knoten mit entsprechend vielen Freiheitsgraden ersetzt werden. Dieses Vorgehen ist äußerst effizient wenn es zum Beispiel darum geht, die Deformation eines Körpers bei statischer Belastung zu beschreiben. Sollen allerdings mehrere elastische Körper über makroskopische Entfernungen relativ zueinander bewegt werden, so ist selbst die Lösung der Bewegungsgleichungen der endlich vielen, die Strukturen beschreibenden Knotenpunkte mit einem rechentechnischen Aufwand verbunden, der für Anwendungen im Werkzeugmaschinenbau in der Regel nicht mehr gerechtfertigt ist.

Deshalb wird in der vorliegenden Arbeit mit der Methode der modalen Reduktion gearbeitet. Sie basiert auf einem von Ritz [Rie-93] entwickelten Verfahren zur Lösung partieller Differentialgleichungen durch die Verwendung von Eigenformen. Der Grundgedanke ist, dass sich das Verhalten eines dynamischen Systems nicht nur in kartesischen oder generalisierten Koordinaten beschreiben lässt, sondern auch mit Hilfe seiner Eigenformen ausgedrückt werden kann. Statt für jeden einzelnen Punkt eine Verschiebung anzugeben, wird stattdessen angegeben, wie stark die einzelnen Eigenformen der Struktur zum jeweiligen Zeitpunkt ausgelenkt sind. Mathematisch ergibt sich somit der Vorteil, dass eine vom Ort und der Zeit abhängige Funktion  $w(x,t)$  in Ortsfunktionen  $\phi_i(x)$  und Zeitfunktionen  $q_i(t)$  aufgespalten werden kann.

$$w(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i(x) q_i(t)$$

Formel 6-24

Diese Koordinatentransformation in sogenannte modale Koordinaten ist eine exakte Abbildung des Systems mit wiederum unendlich vielen Freiheitsgraden. Allerdings werden die im Werkzeugmaschinenbau relevanten Verformungen von Strukturelementen nicht von allen Freiheitsgraden gleich stark beeinflusst, sondern sie werden im Wesentlichen durch die ersten Eigenformen beschrieben. Diese Eigenformen, die in der Regel in den Richtungen der größten Nachgiebigkeiten des Systems liegen, befinden sich noch im für den Werkzeugmaschinenbau relevanten Frequenzbereich. Höhere Eigenformen ab etwa 500 Hz haben in der Regel so wenig Energie, dass sie das Bearbeitungsergebnis nur unwesentlich beeinflussen. Das heißt, dass bei Kenntnis der niederfrequenten Eigenformen des Systems eine ausreichend genaue Beschreibung seiner Strukturmechanik mit relativ wenigen Bewegungsgleichungen möglich wird. Diese Eigenformen des Systems können entweder mittels analytischer Rechnung oder mit Hilfe der FEM gewonnen werden. Der Ansatz auf Basis der FEM eignet sich vor allem, wenn die modalen Daten auf Basis des FEM-Tools des CAD-Systems einfach generiert werden können. Der analytische Ansatz ist angebracht, wenn die Abschätzung getroffen werden muss bevor CAD-Daten vorliegen oder das CAD-System die modalen Daten nicht exportieren kann.

### 6.3.2 Analytischer Ansatz zur modalen Reduktion der Streben

Um eine Abbildung der Strukturmechanik der Streben einer parallelkinematischen Werkzeugmaschine zu erhalten, wird in diesem Abschnitt von einem diskreten zu einem kontinuumsmechanischen Modell der Streben einer Parallelkinematik übergegangen. Hierbei werden die Streben der Einfachheit halber zunächst in Form eines fest-los-gelagerten Euler-Bernoulli-Balkens abgebildet (siehe Abbildung 6-15) und die Bewegungsgleichungen in allen drei Raumrichtungen unabhängig voneinander gelöst.

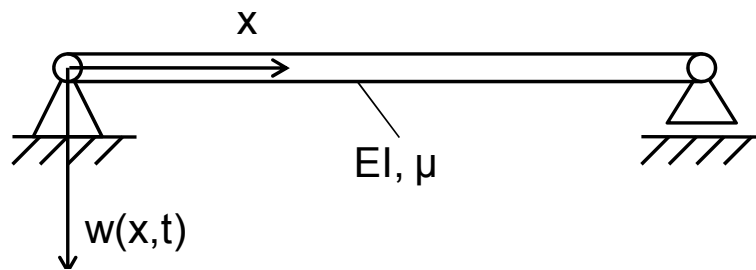


Abbildung 6-15 Euler-Bernoulli-Balken

Um den Rechenaufwand bei der Lösung der Bewegungsgleichungen möglichst gering zu halten, sollen diese mit Hilfe der modalen Reduktion vereinfacht werden. Dazu müssen die Eigenschwingungsformen der Streben bestimmt werden und daraus die Schwingungsgleichung in modalen Koordinaten abgeleitet werden.

### Herleitung der zugrundeliegenden Gleichungen

Im Folgenden wird zunächst die Bewegung der Strebe in den zwei Raumrichtungen senkrecht zur Balkenachse untersucht. Die elastische Deformation der Strebe wird hierbei mit Hilfe der Bewegungsgleichung des Euler-Bernoulli-Balkens [Mag-05] modelliert

$$\mu \ddot{w}(x,t) + EI w''''(x,t) = F. \quad \text{Formel 6-25}$$

Mit Hilfe des Separationsansatzes

$$w(x,t) = T(t)W(x) \quad \text{Formel 6-26}$$

und nach Anpassung an die Randbedingungen ergeben sich hieraus die folgenden Eigenformen:

$$W_n(x) = C_n \sin\left(\frac{n\pi x}{l}\right), \quad n=1 \dots \infty. \quad \text{Formel 6-27}$$

Der Faktor  $C_n$  ist hierbei zunächst frei wählbar und wird durch die verwendete Normierung festgelegt. Für die folgenden Berechnungen wird er gleich eins gesetzt.

Mit Hilfe von Formel 6-27 wird deutlich, dass jede elastische Bewegung, die der Balken ausführen kann, nur ein Vielfaches einer dieser Eigenformen sein kann, bzw. sich aus einer Summe der Vielfachen dieser Eigenformen ergibt. Deshalb kann die Bewegung des Balkens bzw. der Strebe auch exakt mit Hilfe dieser Eigenformen ausgedrückt werden. Dazu wird der Ansatz

$$w(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i(x) q_i(t) \quad \text{Formel 6-28}$$

verwendet, wobei  $\phi_i(x)$  die zuvor berechneten Eigenformen sind und  $q_i(t)$  das noch zu bestimmende Zeitverhalten beschreibt. Der Ansatz der modalen Reduktion geht davon aus, dass vor allem die ersten Eigenformen maßgeblich das elastische Verhalten eines Körpers bestimmen. Daraus kann abgeleitet werden, dass der Fehler, der dadurch entsteht, dass nur eine endliche Zahl von Eigenformen bei der Lösung der zugrundeliegenden Differentialgleichungen betrachtet wird, relativ klein ist. Der Rechenaufwand hingegen verringert sich immens. Deshalb wird auch an dieser Stelle zu einer Darstellung mit endlich vielen Eigenformen übergegangen. Aus rechentechnischen Gründen wird die Summe aus Formel 6-28 in Matrixform geschrieben

$$w(x, t) = \underline{\phi}(x) \underline{q}(t) \quad \text{Formel 6-29}$$

Dabei handelt es sich bei  $\underline{\phi}(x)$  um eine Zeilen- und bei  $\underline{q}(t)$  um eine Spaltenmatrix. Nach Einsetzen dieses Ansatzes in Formel 6-25 und dem Hinzufügen einer Anregung ergibt sich die nur zeitabhängige Differentialgleichung

$$\mu \underline{\phi} \ddot{\underline{q}} + EI \underline{\phi}''' \underline{q} = F \quad \text{Formel 6-30}$$

und nach Multiplikation von links mit  $\underline{\phi}^T$

$$\underline{\phi}^T \mu \underline{\phi} \ddot{\underline{q}} + \underline{\phi}^T EI \underline{\phi}''' \underline{q} = \underline{\phi}^T F. \quad \text{Formel 6-31}$$

Aus dieser Form der Darstellung lassen sich durch Integration über den gesamten Balken die Massen- und Steifigkeitsmatrix der Differentialgleichung des Balkens in modalen Koordinaten ableiten [Mei-80]

$$\underline{M} = \mu \int_0^l \underline{\phi}^T \underline{\phi} dx \quad \text{Formel 6-32}$$

$$\underline{K} = EI \int_0^l \underline{\phi}^T \underline{\phi}''' dx. \quad \text{Formel 6-33}$$

Da es sich bei den Eigenschwingungsformen um vollständige Funktionensysteme handelt, gilt

$$\int_0^l \sin\left(\frac{n\pi x}{l}\right) \sin\left(\frac{m\pi x}{l}\right) dx = 0 \quad \text{Formel 6-34}$$

, für alle  $n \neq m$ .



Darum ergeben sich die folgenden Diagonalmatrizen für die modal reduzierte Schwingungsgleichung:

$$\underline{M} = \mu \int_0^l \sin^2\left(\frac{n\pi x}{l}\right) \underline{I} dx = \frac{\mu l}{2} \begin{bmatrix} 1 & . & . & 0 \\ . & . & . & . \\ . & . & . & . \\ 0 & . & . & 1 \end{bmatrix} \quad \text{Formel 6-35}$$

$$\underline{K} = EI \int_0^l \left(\frac{n\pi}{l}\right)^4 \sin^2\left(\frac{n\pi x}{l}\right) \underline{I} dx = \frac{EI\pi^4}{2l^3} \begin{bmatrix} 1 & . & . & 0 \\ . & . & . & . \\ . & . & . & . \\ 0 & . & . & 1 \end{bmatrix} \quad \text{Formel 6-36}$$

Für die Längsschwingung ergibt sich eine analoge Betrachtung. Sie wird nach [Mag-05] mit der Differentialgleichung

$$\rho A \ddot{u}(x,t) - EA''(x,t) = F \quad \text{Formel 6-37}$$

beschrieben. Nach Anpassung an die Randbedingung ergeben sich mit dem Separationsansatz die folgenden Eigenformen

$$U_n(x) = C_n \sin\left(\frac{(2n-1)\pi x}{2l}\right). \quad \text{Formel 6-38}$$

Auch hier wird der Faktor  $C_n$  wiederum auf eins normiert. Diese Eigen-schwingungsformen werden wiederum mit Hilfe eines Ansatzes der Form Formel 6-28 in die partielle Differentialgleichung Formel 6-37 eingesetzt

$$\mu \underline{\phi} \ddot{q} - EA \underline{\phi}'' q = F. \quad \text{Formel 6-39}$$

Durch linksseitige Multiplikation mit  $\underline{\phi}^T$  ergibt sich hieraus

$$\underline{\phi}^T \mu \underline{\phi} \ddot{q} - \underline{\phi}^T EA \underline{\phi}'' q = \underline{\phi}^T F. \quad \text{Formel 6-40}$$

Daraus können mit einem analogen Vorgehen zur Biegeschwingung wieder-um die Massen- und Steifigkeitsmatrix für die Differentialgleichung der Längsschwingung abgeleitet werden

$$\underline{M} = \mu \int_0^l \underline{\phi}^T \underline{\phi} dx = \frac{\mu l}{2} \begin{bmatrix} 1 & . & . & 0 \\ . & . & . & . \\ . & . & . & . \\ 0 & . & . & 1 \end{bmatrix} \quad \text{Formel 6-41}$$

$$\underline{K} = EA \int_0^l \underline{\phi}^T \underline{\phi}'' dx = \frac{EI\pi^2}{8l} \begin{bmatrix} 1 & . & . & 0 \\ . & . & . & . \\ . & . & . & . \\ 0 & . & . & 1 \end{bmatrix} \quad \text{Formel 6-42}$$

Somit ergibt sich die Schwingungsgleichung des Balkens für jede der drei Raumrichtungen in der Form

$$\underline{M}\ddot{\underline{q}} + \underline{K}\underline{q} = \underline{F} \quad \text{Formel 6-43}$$

Es handelt sich hierbei um ein System nichtgekoppelter linearer Differentialgleichungen, die nur noch von der Zeit abhängig sind. Mit Hilfe der Umformung

$$\underline{\ddot{q}} = \underline{M}^{-1}(\underline{\phi}^T \underline{F} - \underline{K}\underline{q}) = \underline{M}^{-1} \underline{\phi}^T \underline{F} - \underline{M}^{-1} \underline{K}\underline{q} \quad \text{Formel 6-44}$$

lassen sich die Differentialgleichungen in zum Beispiel in Simulink implementieren und durch numerische Integration lösen. Aus dem Lösungsvektor kann dann mit Hilfe von Formel 6-29 die Durchbiegung des Balkens an jedem Ort  $x$  auf dem Balken zu einer beliebigen Zeit  $t$  bestimmt werden.

### Einbindung in das Modell einer Werkzeugmaschine

Um ein geeignetes Konzept für die Einbindung der Strebe zu finden, muss zunächst die Kopplung mit den angrenzenden Maschinenteilen betrachtet werden. Wie oben bereits erwähnt, wird innerhalb der vorliegenden Arbeit von einer kardanischen Lagerung der Strebe ausgegangen. Das bedeutet, dass die Strebe lediglich in Längsrichtung Kräfte überträgt und die Biegung der Strebe somit nur auf Gewichts- und Trägheitskräfte zurückgeführt werden kann. Deshalb erscheint es im Sinne der Einfachheit des Modells angebracht, Biegeschwingungen der Strebe lediglich am Schwerpunkt der Strebe auszuwerten, da die Effekte an den Lagerpunkten modellbedingt gegen Null gehen. Damit wird zwar nicht die Auswirkung der Biegeschwingung auf das Gesamtsystemverhalten erfasst. Allerdings kann durch Auswertung der Übertragungsfunktion vom Tool Center Point zum Strebenschwerpunkt auf die Frequenzen rückgeschlossen werden, bei denen das System durch die Biegeschwingung der Strebe eine erhöhte Nachgiebigkeit zeigt.

Die Längenänderung in Strebenrichtung hingegen muss im Starrkörpermodell der Maschine abgebildet werden. Das lässt sich realisieren, in dem die Positionsänderung des Loslagers bei der Berechnung der Lagerkräfte (siehe Formel 6-21) mit berücksichtigt wird.

Insgesamt lässt sich das soeben beschriebene Verfahren bereits mit wenigen Informationen über die Strebe und relativ geringem Aufwand durchführen. Allerdings wurde vor allem durch die Entkopplung der Schwingungsrichtungen der Strebe eine starke Systemvereinfachung vorgenommen. Eine genauere Möglichkeit bietet das Importieren eines modal reduzierten FEM-Körpers auf Basis der Craig-Bampton Methode.

### 6.3.3 Die Craig-Bampton Methode

Die Craig-Bampton Methode [Cra-68] kombiniert die statische Guyan Reduktion (siehe Anhang B) mit der modalen Reduktion. Auf diese Weise wird es möglich, das statische sowie das dynamische Verhalten flexibler Körper darzustellen.

Die grundsätzliche Idee hinter dem Verfahren ist wiederum, dass sich die dynamischen Verformungen eines flexiblen Körpers relativ genau mit einer geringen Zahl seiner unteren dominanten Eigenmoden darstellen lassen. Da in einem Mehrkörpersystem die Körper aber nicht an einer unendlich steifen Systemgrenze gelagert sind - wie bei der Berechnung der Eigenmoden vorausgesetzt - sondern mit anderen Körpern verbunden sind, sind die Verschiebungen, die in den Lagerpunkten des Körpers auftreten, nicht konstant. Deshalb werden zusätzlich zu den Eigenmoden noch sogenannte statische Korrekturmoden benötigt.

Ausgangspunkt die Berechnung ist wiederum eine allgemeine (dämpfungs-freie) Bewegungsgleichung

$$\underline{M}\ddot{\underline{u}} + \underline{K}\underline{u} = \underline{f}(t), \quad \text{Formel 6-45}$$

wobei der Vektor  $\underline{u}$  die physikalischen Systemfreiheitsgrade aller Knoten enthält.

Zur Reduktion wird der Vektor der Verschiebungen  $\underline{u}$  in Boundaryfreiheitsgrade  $\underline{u}_B$  und innere Freiheitsgrade  $\underline{u}_I$  unterteilt. Die Verschiebung der inneren Freiheitsgrade wird jetzt durch eine Überlagerung der statischen Verschiebung, entsprechend der Guyan-Reduktion [Guy-64] und einer Anzahl an Eigenmoden des betrachteten Körpers, den Craig-Bampton-Moden, dargestellt.

$$\underline{u}_I = \underline{\Phi}_C \underline{u}_B + \underline{\Phi}_N \underline{q} \quad \text{Formel 6-46}$$

$\underline{\phi}_C$  entspricht hierbei genau der statischen Verschiebung  $(-\underline{K}_{ii}^{-1} \underline{K}_{ie})$  aus der Guyan-Reduktion.  $\underline{\phi}_N$  ist die Matrix der Eigenvektoren des Körpers

$$\underline{\Phi}_N = [\underline{\phi}_1, \dots, \underline{\phi}_n] \quad \text{Formel 6-47}$$

Die Modalbasis setzt sich also entsprechend aus den folgenden Anteilen zusammen:

Statische Korrekturmoden: Die statischen Korrekturmoden werden durch eine Einheitsverformung je eines einzelnen Boundaryfreiheitsgrades erzeugt, während alle anderen Boundaryfreiheitsgrade festgehalten werden. Die resultierenden Verformungen wirken dann als statische Korrekturmoden in der modalen Bewegungsgleichung.

Eigenmoden der inneren Freiheitsgrade: Die Eigenmoden der inneren Freiheitsgrade bei gefesselten Boundaryfreiheitsgraden lassen sich über eine Eigenwertanalyse bestimmen.

Die Beziehung zwischen den physikalischen Systemfreiheitsgraden und den transformierten Koordinaten ist also

$$\underline{u} = \begin{pmatrix} \underline{u}_B \\ \underline{u}_I \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{I} & \underline{0} \\ \underline{\Phi}_C & \underline{\Phi}_N \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \underline{u}_B \\ \underline{q} \end{pmatrix} = \underline{\Phi}_{CB} \underline{u}_{CB} \quad \text{Formel 6-48}$$

wobei

$\underline{u}$  die physikalischen Freiheitsgrade,

$\underline{u}_B$  die Boundaryfreiheitsgrade,

$\underline{u}_I$  die inneren Freiheitsgrade,

$\underline{q}$  die modalen Koordinaten,

$\underline{I}$  die Einheitsmatrix,

$\underline{\Phi}_C$  die statischen Korrekturmoden (constraint modes),

$\underline{\Phi}_N$  die Eigenmoden (normal modes) bei festgehaltenen Boundaryfreiheitsgraden und

$\underline{u}_{CB}$  die transformierten Koordinaten

sind.  $\underline{\Phi}_{CB}$  ist die Transformationsmatrix zwischen den physikalischen und reduzierten Koordinaten. Diese wird im Folgenden als Craig-Bampton Matrix

bezeichnet. Durch Einsetzen der Gleichung Formel 6-48 in die Bewegungsgleichung Formel 6-45 ergibt sich

$$\underline{M}\underline{\Phi}_{CB}\ddot{\underline{u}}_{CB} + \underline{K}\underline{\Phi}_{CB}\underline{u}_{CB} = \underline{f}(t) \quad \text{Formel 6-49}$$

und durch Multiplizieren von links mit der transponierten Craig-Bampton Matrix

$$\underline{\Phi}_{CB}^T \underline{M} \underline{\Phi}_{CB} \ddot{\underline{u}}_{CB} + \underline{\Phi}_{CB}^T \underline{K} \underline{\Phi}_{CB} \underline{u}_{CB} = \underline{\Phi}_{CB}^T \underline{f}(t) \quad \text{Formel 6-50}$$

folgt die reduzierte Bewegungsgleichung

$$\hat{\underline{M}}\ddot{\underline{u}}_{CB} + \hat{\underline{K}}\underline{u}_{CB} = \hat{\underline{f}}(t) \quad \text{Formel 6-51}$$

bzw.

$$\begin{bmatrix} \underline{M}_{CC} & \underline{M}_{CN} \\ \underline{M}_{NC} & \underline{M}_{NN} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\underline{u}}_B \\ \underline{\dot{q}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \underline{K}_{CC} & \underline{K}_{CN} \\ \underline{K}_{NC} & \underline{K}_{NN} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{u}_B \\ \underline{q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{f}_C \\ \underline{f}_N \end{bmatrix}. \quad \text{Formel 6-52}$$

Die so erstellten reduzierten Matrizen können verwendet werden, um das strukturdynamische Verhalten eines mittels der FEM erzeugten Körpers mit einer handhabbaren Datenmenge in das Mehrkörpermodell einer Maschine zu integrieren.

Damit ist die Möglichkeit gegeben, die strukturdynamischen Eigenschaften der Körper in das Mehrkörpermodell zu importieren und die Mechanik des Systems detailliert zu untersuchen.

## 6.4 Vorschubachsen und Regelungssimulation

Nachdem in den vorherigen Kapiteln die Grundlagen gelegt wurden, um die Dynamik der mechanischen Struktur einer Werkzeugmaschine zu beschreiben, wird in diesem Kapitel die Basis geschaffen, um die Schnittstelle zwischen dem mechanischen und elektrischen Teil einer Werkzeugmaschine, die Antriebe, zu beschreiben. Dazu werden die zwei wichtigsten Antriebskonzepte für Werkzeugmaschinen, der Elektromotor mit anschließendem Kugelgewindetrieb und der Lineardirektantrieb sowie deren Einbindung in einen kaskadierten Lageregelkreis beschrieben.

### 6.4.1 Elektromotor mit Kugelgewindetrieb

In den Vorschubachsen von Werkzeugmaschinen werden in der Regel Servomotoren verwendet. Dabei ist prinzipiell der Einsatz von Dreh- oder Gleichstrommaschinen denkbar. Um das dynamische Verhalten abzubilden, wird, neben dem Motor selbst, auch dessen Regelung abgebildet. Die Rege-

lung wird innerhalb eines mitdrehenden Koordinatensystems realisiert [Spä-83], so dass sich für beide Motorbauarten ein ähnliches dynamisches Verhalten ergibt. Im Rahmen dieser Arbeit wird deshalb das Modell einer Gleichstrommaschine verwendet, um das Verhalten beider Motorvarianten in der Simulation abzubilden. Dabei wird der Motor selbst nach [Gro-81] modelliert.

Der elektrische Teil des Motors wird über die Serienschaltung eines Widerstandes und einer Induktivität modelliert. Die Kopplung des elektrischen Teils Motors mit der Mechanik wird über das Motormoment

$$M_{mot} = K_{mot} \cdot i_A \quad \text{Formel 6-53}$$

realisiert. Dieses Moment wirkt auf einen Kugelgewindetrieb (KGT), der über eine Mutter mit dem Schlitten der Werkzeugmaschine verbunden ist (siehe Abbildung 6-16).

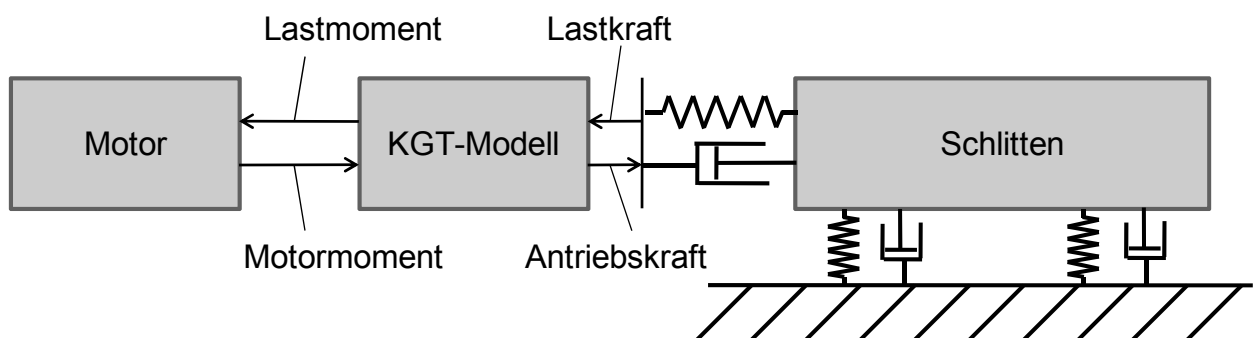


Abbildung 6-16: Kopplung Elektrik mit Mechanik

Das heißt, das Moment muss gleich einem Lastmoment sein, das sich zusammensetzt aus der in ein Moment übersetzten Wechselwirkungskraft mit dem Schlitten, den Trägheitsmomenten von Motor, Spindel, Spindellagern und Kupplung, und den im Antriebsstrang auftretenden Reibkräften/-momenten.

Neben dem Motor und dem Kugelgewindetrieb wird auch die Regelung des Motors in das Maschinenmodell integriert, siehe Abbildung 6-17. Die Regelung des Motors erfolgt über einen kaskadierten Lageregelkreis, dessen Struktur und Modellierung zum Beispiel in [Gro-81] ausführlich dargestellt werden.

Der Übergang vom rein mechanischen Modell zum mechatronischen Modell erfolgt also, indem die direkte Positionssteuerung des Schlittens über die Inverse Kinematik abgestellt wird und stattdessen das geregelte Vorschub-

achsmodul zwischen der inversen Kinematik und dem Schlittenmodell eingebaut wird.

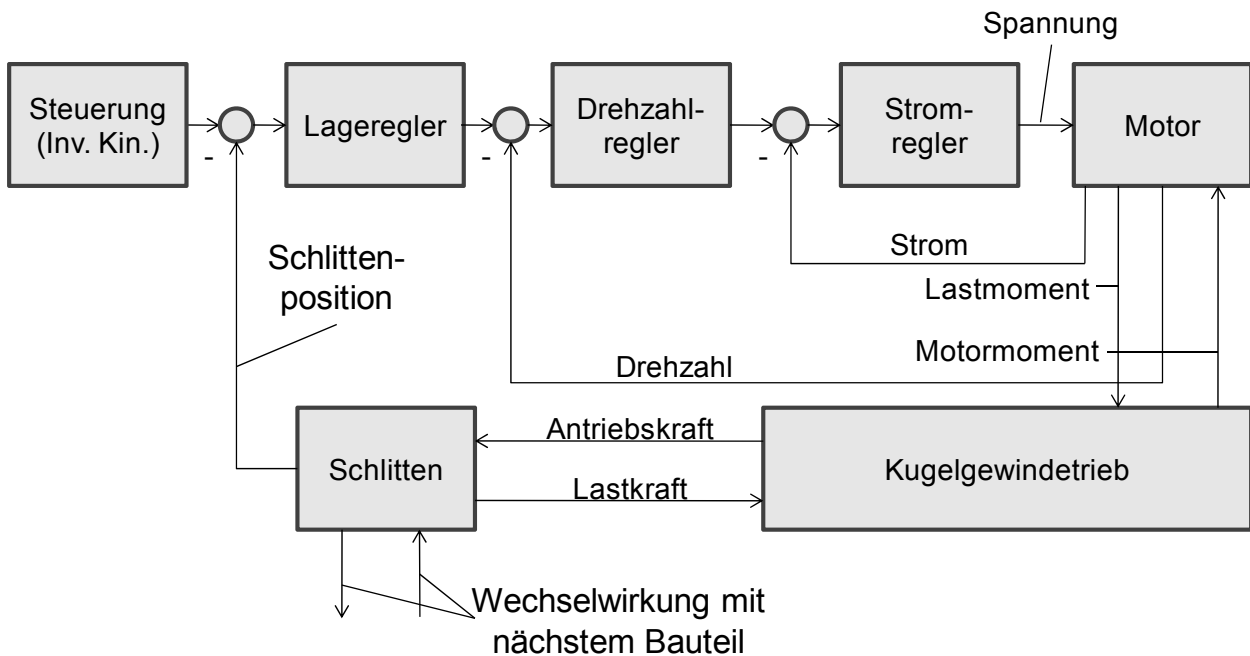


Abbildung 6-17: Ankopplung eines Servomotors mit KGT

Damit ist das dynamische Verhalten der gesamten mechatronischen Vorschubachse bestehend aus Kugelgewindetrieb, Motor und Regelung in das Modell integriert.

### 6.4.2 Lineardirektantrieb

Die zweite weit verbreitete Möglichkeit die Vorschubachse einer Werkzeugmaschine zu gestalten, ist der Einsatz eines Lineardirektantriebes. Mit dieser Variante können eine höhere Regelungsdynamik und eine bessere Positioniergenauigkeit erreicht werden, allerdings entstehen auch höhere Kosten als bei der Variante mit dem Kugelgewindetrieb und Probleme mit der vom Motor erzeugten Abwärme [Fah-99].

Die Kopplung des mechanischen Teils an den elektrischen Teil erfolgt ähnlich wie beim rotatorischen Elektromotor mit KGT, nur dass in diesem Fall eine Lastkraft und eine Antriebskraft den Antrieb direkt mit dem Schlitten koppeln (siehe Abbildung 6-18).

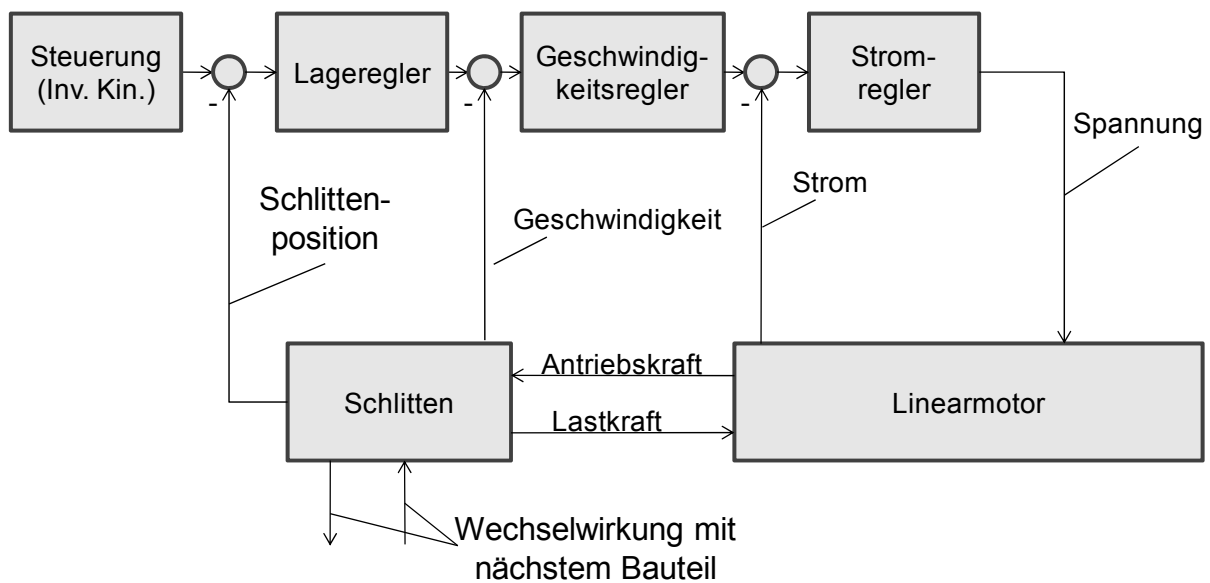


Abbildung 6-18: Ankopplung eines Linearmotors

Die Modellierung des Linearmotors erfolgt hierbei nach [Bre-02]. Der elektrische Teil des Motors wird als die Reihenschaltung einer Spule und einer Induktivität modelliert. Die vom Motor auf die Mechanik ausgeübte Kraft ergibt sich nach

$$F_{mot} = K_{mot} \cdot i_A, \quad \text{Formel 6-54}$$

proportional zum Strom durch den Motor. Auch der Linearmotor wird wieder als reines Gleichstromsystem modelliert. Das hat zur Folge, dass Störungen im Motorstrom, die bei der Umsetzung von Dreh- in Gleichstrom entstehen, nicht abgebildet werden. Da die Abbildung dieser Störungen keinen wesentlichen Mehrwert im Entwicklungsprozess der Werkzeugmaschine bietet, wird auf die Abbildung der sie hervorrufenden elektrischen Teilsysteme verzichtet.

Somit stehen die Simulationstechniken zur Verfügung, um die in Kapitel 5 gestellten Anforderungen zu erfüllen. Im nächsten Schritt müssen Strategien entwickelt werden, wie auf Basis der Entwicklungsdaten geeignete Parameter für die Simulationsmodelle gefunden werden können.

## 6.5 Bestimmung von Parametern

Das Modell einer Werkzeugmaschine besteht aus mechanischen Bauteilen (Körpern), die über Zwischenelemente (Lager- und Fügestellen) miteinander verbunden sind. Die Verbindung mit der Umgebung ist zum Beispiel über Aufstellelemente realisiert. Mit der Steuerung ist sie über elektromechani-



sche Vorschubachsen verknüpft. Alle diese Teilsysteme müssen über Parameter charakterisiert werden, deren Identifikation im folgenden Kapitel beschrieben wird.

### **6.5.1 Parameter der Körper**

Die im vorherigen Abschnitt vorgestellte Methode benötigt von den im Modell abgebildeten Körpern die Masse, das Trägheitsmoment und die Steifigkeit zwischen Schwerpunkt und Lagerpunkt als Parameter. Die Dämpfung kann an dieser Stelle in der Regel vernachlässigt werden, weil sie deutlich unter der Dämpfung der Lager- und Fügestellen liegt [Löw-55].

Die Masse der Körper lässt sich analytisch noch relativ einfach über das Volumen des Körpers und die Dichte des Werkstoffes bestimmen. Das Trägheitsmoment hingegen lässt sich nur bei einfachen Strukturen mittels analytischer Berechnung oder mit Hilfe von zum Beispiel in [Dub-97] angegebenen Tabellen mit vertretbarem Aufwand bestimmen. Allerdings sind derartige Funktionalitäten in nahezu allen CAD-Systemen hinterlegt, so dass eine Berechnung mit dem CAD-System häufig schneller zu bewerkstelligen ist als eine analytische Berechnung. Deshalb bietet sich der Einsatz des CAD-Systems hier schon ab der Entwurfsphase an.

Ähnliche Aussagen gelten für die Steifigkeiten von Maschinenbauteilen. Auch hier existieren für einfache Strukturen wieder analytische Berechnungsmöglichkeiten, die mit vertretbarem Aufwand durchführbar sind [Dub-97, Wec-06a]. Allerdings sind in den meisten CAD-Systemen für einzelne Körper Berechnungsmodule gegeben, die mit geringem Aufwand die Verformung eines Körpers unter Last berechnen. Erst bei der Kopplung mehrerer Körper wird die Berechnung aufwändig, oder ist gar nicht mehr System implementiert.

Das heißt, dass CAD-Systeme in der Regel einfache Möglichkeiten bieten, um die Massen, Trägheitsmomente und Steifigkeiten von Bauteilen zu bestimmen. Deshalb wird an dieser Stelle auf Methoden zu deren Ermittlung nicht weiter eingegangen.

### **6.5.2 Modellierungstechniken für Lager- und Fügestellen**

Neben den Körpern aus denen die Werkzeugmaschine besteht, haben vor allem auch die Lager- und Fügestellen einen entscheidenden Einfluss auf das dynamische Verhalten der Maschine. Dies gilt vor allem für die Dämpfung.

Nach den von Löwenfeld [Löv-55] durchgeführten Untersuchungen macht die reine Werkstoffdämpfung nur 10% der Dämpfung im System Werkzeugmaschine aus. Deshalb werden im Folgenden weitgehend auf rheologischen Modellen basierende Modelle dargestellt, die es erlauben, die Steifigkeits- und Dämpfungsparameter von Lager- und Fügestellen abzuschätzen.

### 6.5.2.1 Fügestellenparameter

Nachdem Corbach [Cor-66] bereits in den sechziger Jahren erste Messungen zu Steifigkeits- und Dämpfungsparametern von Fügestellen durchgeführt hat, stellte auch Petuelli [Pet-83] mit seiner Dissertation umfangreiche Messdaten zu diesem Thema bereit, auf die bei der Berechnung von Werkzeugmaschinen zurückgegriffen werden kann. Ausgangsbasis für die Modellierung einer Fügestelle ist in beiden Arbeiten das sogenannte Kelvin-Voigt-Modell (siehe Abbildung 6-19), die Parallelschaltung einer Feder und eines Dämpfers.

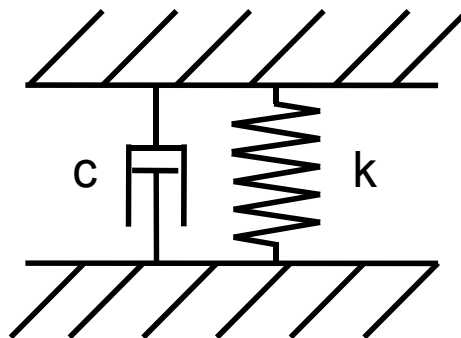


Abbildung 6-19: Kelvin-Voigt-Modell einer Fügestelle

Die Elemente werden durch eine auf die Fläche normierte Federkonstante  $k$   $[(N/mm)/mm^2]$  beziehungsweise Dämpfungskonstante  $c$   $[(Ns/mm)/mm^2]$  charakterisiert. In Abbildung 6-20 und Abbildung 6-21 sind die von Petuelli experimentell ermittelten Werte für diese beiden Parameter über der Vorspannung einer nicht geschmierten Fügestelle aufgetragen.

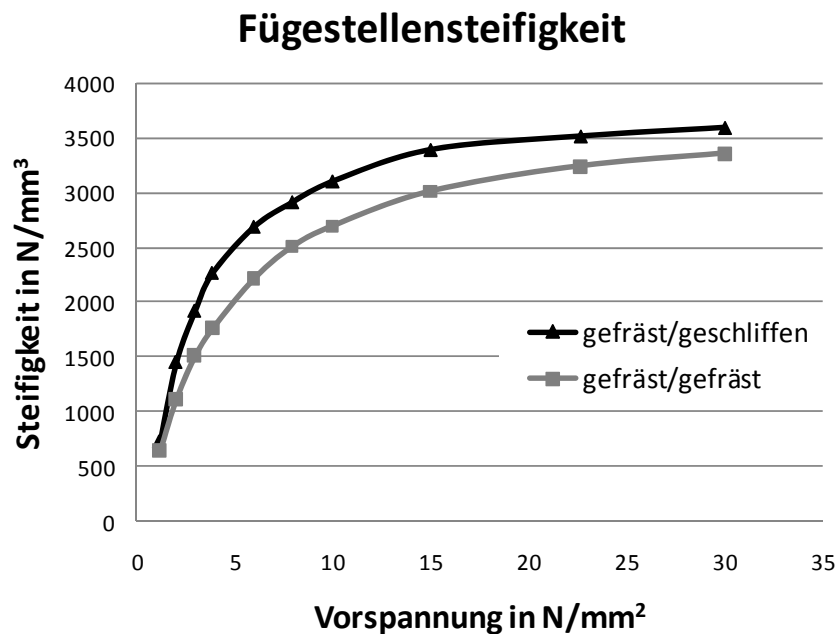


Abbildung 6-20: Fügestellensteifigkeit nach [Pet-83]

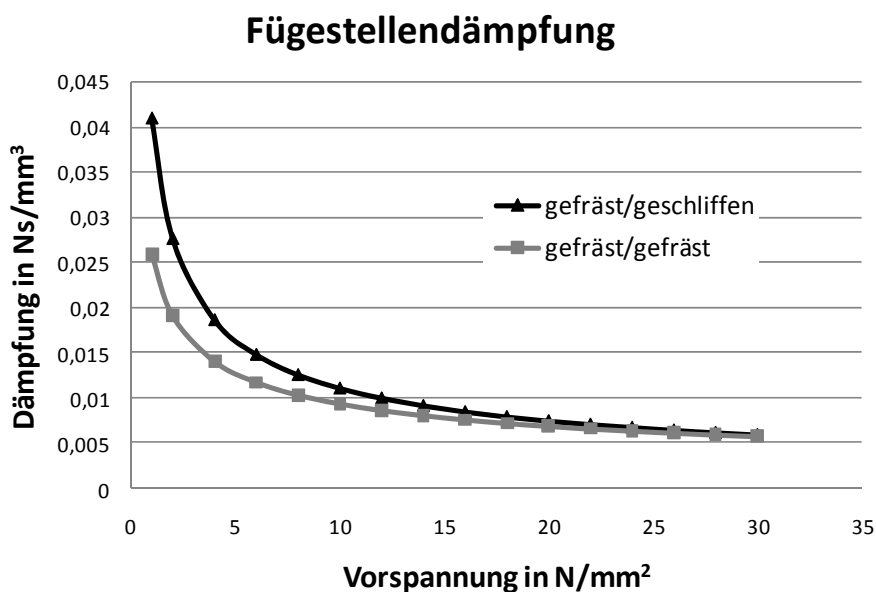


Abbildung 6-21: Fügestellendämpfung nach [Pet-83]

Diese Werte können als ein erster Anhaltswert für das dynamische Verhalten von Fügestellen verwendet werden. Für genauere Betrachtungen sollte allerdings beachtet werden, dass die Fügestellenparameter neben der Oberfläche und Vorspannung der Fügestelle auch noch von weiteren Randbedingungen beeinflusst werden. Entsprechende Messergebnisse dazu finden sich in den Arbeiten von Corbach [Cor-66], Andrew et al. [And-68], Groth [Gro-

72], und Petuelli [Pet-83]. Qualitativ sind die Ergebnisse in der Tabelle 6-1 zusammengefasst.

<b>Einfluss</b>	<b>Steifigkeit</b>	<b>Dämpfung</b>
Oberfläche	Höher bei glatter Oberfläche	Abhängig von Schmierung
Steigende Flächenpressung	Degressiver Anstieg	Degressiver Abfall
Schmierung	Größere Steifigkeit bei geringen Flächenpressungen vor allem bei geringer Viskosität des Öles	Steigend mit sinkender Ölviskosität
Gleitgeschwindigkeit	Anstieg vor allem bei höheren Pressungen und kleinen Geschwindigkeiten	Abfall im Bereich geringer Gleitgeschwindigkeiten

*Tabelle 6-1: Einflüsse auf Fügestellenparameter nach [Pet-83]*

Mit Hilfe der von Petuelli ermittelten Werte kann zum Beispiel das Verhalten von Gleitführungen und verschraubten Verbindungen in Werkzeugmaschinen abgeschätzt werden. Bei Wälzlagern hingegen bestimmen die extremen Verhältnisse, die in der Hertzschen Kontaktfläche zwischen Wälzkörper und Lagerschale auftreten, das dynamische Verhalten des Maschinenelementes. Deshalb werden die Eigenschaften von Wälzlagern im Folgenden gesondert betrachtet.

### **6.5.2.2 Steifigkeits- und Dämpfungsparameter der Lager**

Bereits in den frühen Phasen der Maschinenentwicklung werden Aussagen zur Steifigkeit einer Lagerung benötigt; nicht nur, um die Steifigkeit des Gesamtsystems abschätzen zu können, sondern auch, um eine erste Aussage über die Lage der dominanten Eigenfrequenzen treffen zu können. Die exakte Berechnung der Lagersteifigkeit gestaltet sich relativ kompliziert und erfordert eine genaue Kenntnis der geometrischen Verhältnisse im Wälzlager [Ves-03, Klu-80, Oph-86, Bre-94]. Deshalb werden an dieser Stelle Möglichkeiten aufgezeigt, wie die Steifigkeit eines Lagers trotzdem bereits in der Entwurfsphase abgeschätzt werden kann.

Klumpers [Klu-80] schlägt in seiner Dissertation auf den Arbeiten von Lundberg und Strindberg beruhende Formeln zur Abschätzung der Steifigkeit von Rillenkugel- und Zylinderrollen- bzw. Nadellagern vor.

$$k_{Zylinderrollen} = \frac{1}{\beta} 3,147 \cdot 10^6 (i \cdot z)^{0,9} l^{0,8} F_r^{0,1} \left[ \frac{N}{m} \right]$$

Formel 6-55

$$k_{Rillenkugellager} = \frac{1}{\beta} 1,474 \cdot 10^6 (i \cdot z)^{\frac{2}{3}} r^{\frac{1}{3}} F_r^{\frac{1}{3}} \left[ \frac{N}{m} \right]$$

Dabei steht die Variable  $i$  für die Zahl der Wälzkörperreihen,  $z$  für die Anzahl der Wälzkörper je Reihe,  $l$  für die Zylinderrollenlänge,  $r$  für den Kugelradius und  $F_r$  für die radiale Kraft. Der Parameter  $\beta$ , der die Auswirkung der Vorspannung auf die Steifigkeit beschreibt, muss hierbei aus Tabellen, die beispielsweise in [Klu-80] oder [Wec-06a] zu finden sind, berechnet werden. Die anderen Größen müssen in der Entwurfsphase für die vorzusehende Lagerung abgeschätzt werden.

Alternativ dazu kann auch schon in der Entwurfsphase bereits ein Lager aus einem Katalog repräsentativ ausgewählt werden, das aufgrund seiner Geometrie ungefähr in die noch ungenaue Konstruktion passen könnte. Dadurch bietet sich die Möglichkeit Herstellerangaben zu nutzen. In [Ina-06] sind beispielsweise für zahlreiche Lager Faktoren definiert mit denen sich eine lagerspezifische Steifigkeitskennzahl

$$k_s = K_C d^{0,65}$$

Formel 6-56

berechnen lässt, aus der sich wiederum die Lagerverformungen berechnen lassen.

$$\delta_r = \frac{1}{k_s} F_r^{0,84} + \frac{S}{2} \left[ \frac{N}{\mu m} \right]$$

Formel 6-57

$$\delta_a = \frac{1}{k_s} \left( (F_{av} + F_a)^{0,84} - F_{av}^{0,84} \right) \left[ \frac{N}{\mu m} \right]$$

Daraus können direkt die radialen und axialen Lagersteifigkeiten bei einem bestimmten Belastungswert abgeleitet werden.

$$k_r = \frac{F_r}{\delta_r}$$

$$k_a = \frac{F_a}{\delta_a}$$

Formel 6-58

Falls noch genauere Steifigkeitsdaten für ein bestimmtes Lager benötigt werden, oder die erforderlichen Daten im Katalog nicht gegeben sind, so können diese in der Regel beim Lagerhersteller angefragt werden.

Neben der Steifigkeit ist die Dämpfung ein weiterer wichtiger Parameter, der das dynamische Verhalten eines Lagers bestimmt. Wie bereits in den Grundlagen erwähnt, ist die Berechnung der Dämpfungsparameter von Wälzlager bis zum heutigen Tage nicht vollständig gelöst. Dennoch können aus bereits bestehenden Formeln Anhaltswerte für die Größe der in der Mehrkörpersimulation zu verwendenden Parameter gewonnen werden.

So kann nach Krämer [Krä-93] die Größenordnung der Dämpfung anhand der Wälzlagersteifigkeit abgeleitet werden

$$c \left[ \frac{Ns}{m} \right] \hat{=} (0,25 \dots 2,5) \cdot 10^{-5} \cdot k \left[ \frac{N}{m} \right]$$

Formel 6-59

Diese Abschätzung deckt sich mit den experimentellen Ergebnissen von Dietl [Die-97].

Queins [Que-05] leitet aus den Arbeiten von Klumpers einen Dämpfungswert von 2000-4000 Ns/m ab. Dieser Wert liegt im unteren Bereich des von Krämer angegebenen Schwankungsbereiches.

Hoffmann [Hof-08] folgert aus den Messungen von Dietl [Die-97] einen Dämpfungswert von 0,4 bis 1 Ns/mm pro Kugel bzw. 1 bis 3 Ns/mm pro Rolle.

Mit diesen Überschlagsformeln, die je nach den vorliegenden Daten auszuwählen sind, lässt sich zumindest ein grober Dämpfungswert ermitteln.

Wird es in späteren Phasen der Maschinenentwicklung notwendig, noch genauere Werte zum Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten der Lager zu berechnen, so bietet das in der Dissertation von Dietl [Die-97] entwickelte Verfahren die Möglichkeit dazu. Ausgangspunkt für die Berechnung ist hierbei der einzelne Wälzkontakt (siehe Abbildung 6-22), dessen dynamisches Verhalten wesentlich von der Dämpfungswirkung der Einlaufzone  $c_{ehl}$ , der Steif-

igkeit  $k_h$  und Dämpfung  $c_h$  des Hertzischen Kontaktes und der Steifigkeit des Ölfilmes  $k_{ehl}$  bestimmt wird.

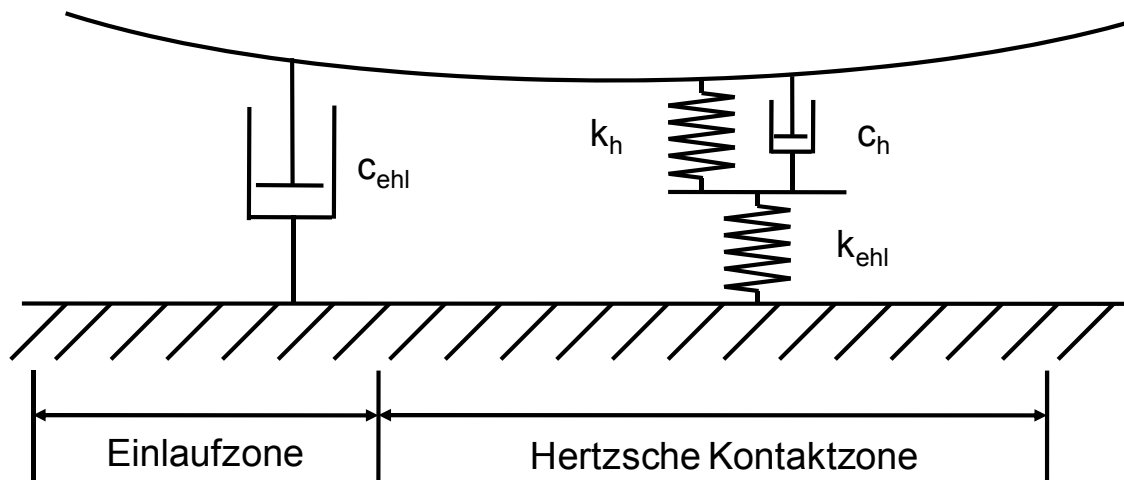


Abbildung 6-22: Modell des Wälzkontakt nach Dietl [Die-97]

Die Dämpfung der Einlaufzone berechnet Dietl mit Hilfe eines von van Nijen entwickelten Computerprogrammes [Die-00]. Alternativ dazu kann die von ihm selbst in seiner Dissertation angegebene Übersichtsformel verwendet werden. Die Genauigkeit dieser Formel sollte für die Anwendung in den Gelenken einer Parallelkinematik ausreichen, da die Dämpfungswirkung in der Einlaufzone von der Geschwindigkeit der Wälzkörper abhängt, die in Gelenken nur relativ geringe Werte annimmt. Sollten für einen speziellen Anwendungsfall dennoch unzureichende Genauigkeiten erreicht werden, so wird auf die Arbeit von Walbeck [Wal-04] verwiesen, der Schmierfilmeigenschaften auf einer breiten experimentellen Datenbasis untersucht hat.

Die Steifigkeit des Hertzischen Kontaktes  $c_h$  ergibt sich auf Basis der Hertzischen Formeln [Her-33] für die jeweilige Kontaktgeometrie und der von Dietl durchgeführten Anpassungen für die Kontakt- und Belastungsverhältnisse im Wälzlager zu

$$k_h = n \cdot C \frac{1}{\delta} Q^{\frac{n-1}{n}}, \quad \text{Formel 6-60}$$

wobei  $C$  für die Hertzische Federkonstante und  $Q$  für die Kontaktkraft steht. Der Parameter  $n$  beschreibt die Kontaktgeometrie. Somit kann das Vorgehen für unterschiedliche Wälzkörper, wie zum Beispiel Kugeln oder Rollen eingesetzt werden.

Die Dämpfung des Wälzkontaktes hängt unmittelbar mit dessen Steifigkeit zusammen.

$$c_h = \psi \frac{k_h}{2\pi f} \quad \text{Formel 6-61}$$

Der Verlustfaktor  $\psi$  ist dabei unabhängig vom Lagertyp und nimmt nach den Messungen von Dietl Werte zwischen 1,7 und 2 % an.

Um das Verhalten des Ersatzmodells vollständig beschreiben zu können, muss schließlich noch die Steifigkeit des Schmierfilmes bestimmt werden. Allerdings hat sich bei den Untersuchungen von Dietl gezeigt, dass diese um einige Größenordnungen über dem Steifigkeitswert des Hertzkontaktes liegt und deshalb einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Steifigkeit des Wälzkontaktes hat. Somit lässt sich das in Abbildung 6-22 gezeigte Ersatzschaubild eines Lagers zu einem Kelvin-Voigt Modell, der Parallelschaltung einer Feder und eines Dämpfers, mit den folgenden Parametern vereinfachen:

$$\begin{aligned} k_s &\approx k_h \\ c_s &\approx c_h + c_{ehl} \end{aligned} \quad \text{Formel 6-62}$$

Damit ergibt sich für das dynamische Verhalten eines Wälzkörpers inklusive der Wälzkontakte das folgende Ersatzschaubild:

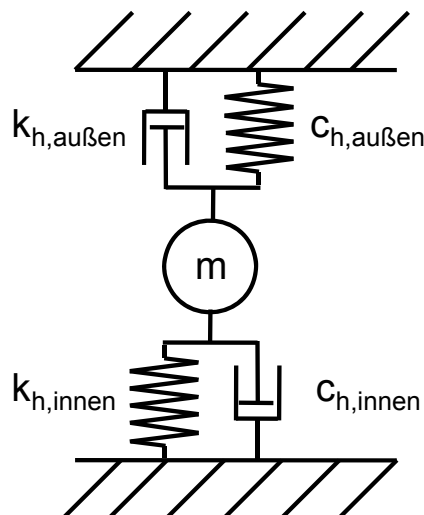


Abbildung 6-23: Modell des Wälzkontakt nach Dietl [Die-97]

Die Frequenz der Schwingungen zwischen Innen- und Außenring ist sehr viel niedriger als die Eigenfrequenz der Schwingung des Wälzkörpers der Masse  $m$  zwischen Innen- und Außenring. Deshalb kann der Wälzkörper vernach-



lässigt werden, wodurch sich das Modell nach den in Kapitel 6.2.2 beschriebenen Regeln wiederum auf ein einfaches Kelvin-Voigt-Element reduzieren lässt. Auf Basis dieses Modells lässt sich dann unter Berücksichtigung der Lagergeometrie eine Übertragungsmatrix für das Verhalten des gesamten Lagers berechnen. Der genaue Ablauf der Berechnung wird in [Die-97] detailliert geschildert.

### 6.5.3 Aufstellelemente

Neben Lager und Fügestellen hat auch die Aufstellung von Werkzeugmaschinen einen Einfluss auf die Dämpfung des Systems. Wie auch schon bei den Lager- und Fügestellen ist die exakte Berechnung der Dämpfungsparameter der Aufstellelemente schwierig, allerdings kann sie auf Basis von Messdaten abgeschätzt werden.

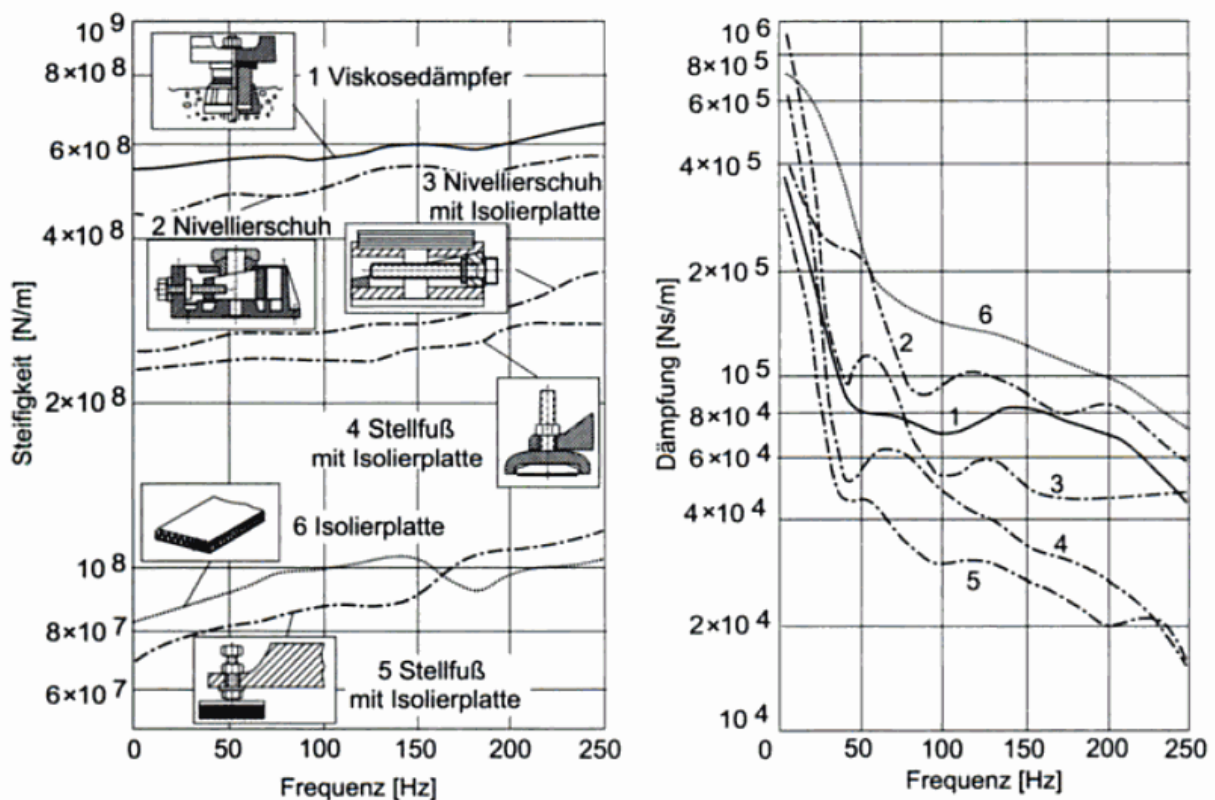


Abbildung 6-24: Steifigkeit und Dämpfung von Aufstellelementen [Wec-06a]

In Abbildung 6-24 sind Messergebnisse zu Steifigkeits- und Dämpfungsparametern aus [Wec-06a] angegeben. Sie können als Ausgangsbasis genutzt werden, um Dämpfungswerte für ein Simulationsmodell abzuschätzen. Mit den in der Arbeit verwendeten rheologischen Lagermodellen lässt sich dabei auch das frequenzabhängige Verhalten der Parameter nachbilden [Mei-08].

## 6.5.4 Parameter der Vorschubachsen

### 6.5.4.1 Steifigkeit Kugelgewindetrieb

Zur Berechnung der Steifigkeit von Kugelgewindetrieben kann auf die ISO-Norm 3408 Teil 4 [ISO-06] zurückgegriffen werden. Diese beschreibt ausführlich wie die statische axiale Steifigkeit von Kugelgewindetrieben inklusive des Kugel-Mutter-Systems in unterschiedlichen Einbauzuständen berechnet werden kann. Als Alternative dazu können die Steifigkeitsparameter von Spindel- und Muttersystem in der Regel auch beim Hersteller nachgefragt werden, oder aber sie sind direkt in den entsprechenden Katalogen angegeben.

Die radiale Steifigkeit des Systems wird im Rahmen der präsentierten Simulationsrechnungen nicht betrachtet, weil die Lasten in diese Richtung bei Werkzeugmaschinen in der Regel durch die Führungsschienen des mit Hilfe des Kugelgewindetriebes angetriebenen Schlittens in das Gehäuse eingeleitet werden.

### 6.5.4.2 Linearführungssysteme

Um die - zum Beispiel von einem Kugelgewindetrieb oder einem Linearmotor - vorgegebene Bewegung abzustützen, werden in Werkzeugmaschinen meist Linearführungssysteme verwendet. Die Steifigkeitskennwerte dieser Systeme können in der Regel vom jeweiligen Hersteller zur Verfügung gestellt werden. Dabei handelt es sich meistens um Diagramme, die ein nicht vollständig lineares Steifigkeitsverhalten wiedergeben und zwischen Zug- und Druckbelastung unterscheiden. Allerdings konnte Queins zeigen [Que-05], dass es für die Mehrkörpersimulation ausreichend ist, das Verhalten der Elemente in einem Arbeitspunkt zu linearisieren und dabei die Unterschiede zwischen Druck- und Zugbelastung zu vernachlässigen.

Die Dämpfung der einzelnen Führungswagen schätzt Queins [Que05] mit einem Wert von 2500 Ns/m ab. Allerdings zeigen weitere Messungen von Queins mit einer größeren Baugröße, dass dieser Wert tendenziell etwas zu niedrig liegt. Tendenziell weisen Kugelschienenführungen höhere Dämpfungswerte als Rollenschienenführungen auf.

Weitere Messwerte zur Dämpfung von linearen Schienenführungssystemen finden sich in der Dissertation von Schneider [Schn-91]. Dort wird das Lehrsche Dämpfungsmaß  $D_{Lehr}$  für die ersten drei Eigenfrequenzen unter-

schiedlicher Bautypen angegeben. Die zwischen null und drei Prozent streuenden Werte eignen sich als Trendbestimmung beim Einsatz unterschiedlicher Systeme.

#### **6.5.4.3 Antriebe und Regelung**

Die Simulationsmethode verlangt eine Modellierung der Antriebe erst in einem Entwicklungsstadium, in dem der Typ des Antriebs und seines Reglers bereits festgelegt sind. Damit sind auch alle Antriebsdaten für die Modellierung in Katalogen des Herstellers verfügbar. Die Parameter für die Regelung können beispielsweise nach dem in [Man-99] beschriebenen Verfahren eingestellt werden. Es beruht im Wesentlichen darauf, dass ausgehend vom nach Herstellerangaben eingestellten Stromregler, die Stabilitätsgrenze der Einstellungen von Drehzahl- bzw. Geschwindigkeitsregler und Lageregler ermittelt werden. Die endgültigen Reglereinstellungen werden dann in ausreichendem Abstand von dieser Grenze gewählt.

Damit sind die zur Simulation des mechatronischen Systems benötigten Parameter bekannt.

#### **6.5.5 Einsetzen der Parameter in das Modell**

Nachdem in den vorherigen Abschnitten erläutert wurde, mit welchen Gleichungen sich das mechanische System beschreiben lässt und mit welchen Parametern Teilsysteme charakterisiert werden können, wird in diesem Abschnitt erläutert, wie auf dieser Basis möglichst effizient ein Modell der Maschine erzeugt werden kann.

Wie am Beispiel in Abbildung 6-14 (Kapitel 6.2.3) zu sehen ist, kann das Modell einer Parallelkinematik prinzipiell in Körper und Verbindungselemente unterteilt werden. Bei der Berechnung des Starrkörpermodells stellt sich die Aufgabe, die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der realen Struktur in den Lagern zu konzentrieren, das heißt, es müssen jeweils die Eigenschaften der zweier Körper und ihres Verbindungselementes in der elastischen Verbindung zweier Starrkörper des Modells abgebildet werden (Abbildung 6-25).

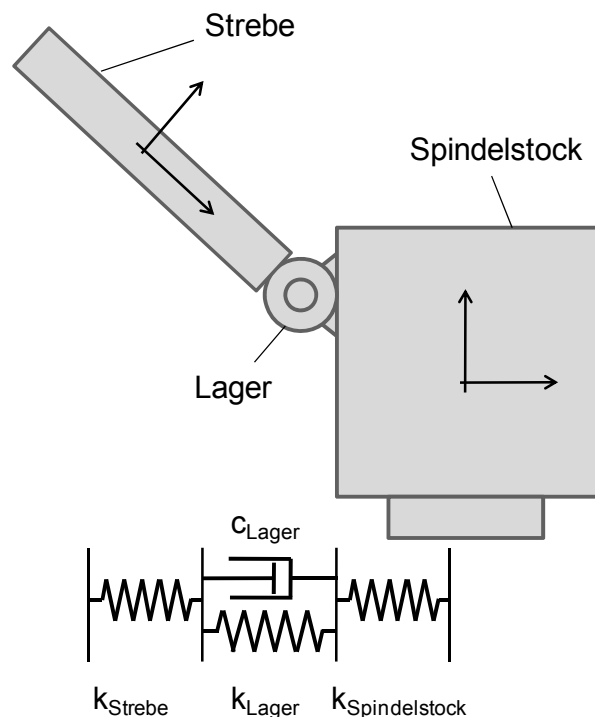


Abbildung 6-25: Abstraktion der Konstruktion

Dabei stellen sich verschiedene Herausforderungen. Zunächst müssen die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der beteiligten Bauteile und Verbindungselemente im elastischen Verbindungselement abgebildet werden. Die in Abschnitt 6.2.2 gegebenen Formeln können dabei genutzt werden, um aus den Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der beteiligten Bauteile eine einzelne Übertragungsfunktion zu berechnen, die zur Berechnung der Lagerkraft genutzt werden kann. Für das in Abbildung 6-25 dargestellte Beispiel ergibt sich die Übertragungsfunktion

$$G(s) = \frac{k_{\text{Strebe}} \cdot k_{\text{Stock}} (k_{\text{Lager}} + c_{\text{Lager}} \cdot s)}{c_{\text{Lager}} \cdot s (k_{\text{Stock}} + k_{\text{Strebe}}) + k_{\text{Stock}} \cdot k_{\text{Lager}} + k_{\text{Strebe}} \cdot k_{\text{Stock}} + k_{\text{Strebe}} \cdot k_{\text{Lager}}}. \quad \text{Formel 6-63}$$

Ob sich eine derart detaillierte Betrachtung des Systems lohnt, kann abgeschätzt werden, indem die Ordnung der einzelnen Terme betrachtet wird. Werden beispielsweise Wälzlager eingesetzt, so ist nach Formel 6-59 davon auszugehen, dass die Ordnung der Lagersteifigkeit ungefähr fünf Größenordnungen größer ist als die Ordnung der Lagerdämpfung. Für die Ordnung der komplexen Variable  $s$  ist von einer Größenordnung von drei auszugehen, weil die für Werkzeugmaschinen interessanten Frequenzen im Bereich von null bis 500 Hz liegen und die entsprechenden Kreisfrequenzen nach

$$\omega = 2\pi \cdot f$$

Formel 6-64

nochmal um Faktor  $2\pi$  höher. Das heißt, dass die durch Dämpfung beeinflussten Terme um zwei Größenordnungen kleiner sind als die nur durch die Steifigkeiten beeinflussten Terme, wenn die Steifigkeiten der Körper in Höhe der Lagersteifigkeiten liegen. In diesem Fall ist der Fehler, der gemacht wird, wenn das Modell aus Abbildung 6-25 durch eine einfache Parallelschaltung von einer Feder und einem Dämpfer ersetzt wird, zwei Größenordnungen kleiner als das exakte Berechnungsergebnis.

Bei einer weicheren Anschlusskonstruktion und stärker gedämpften Lagern kann eine nicht vollständige Abbildung der Übertragungsfunktion allerdings durchaus zu einer Beeinflussung des Ergebnisses führen. So hat beispielsweise die Vermessung von Aufstellelementen für Werkzeugmaschinen Dämpfungskennwerte einer Größenordnung von  $10^4$  bis  $10^5$  gezeigt. Werden diese Werte noch mit einer Eigenkreisfrequenz der Ordnung  $10^3$  multipliziert, so können daraus erhebliche Abweichungen im Berechnungsergebnis entstehen.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass immer dann, wenn Elemente mit moderater Dämpfung und steife Strukturen zum Einsatz kommen, die Übertragungsfunktion zwischen zwei Körpern durch ein einfaches Feder-Dämpfer-Modell abgebildet werden kann.

Neben der Wahl des geeigneten Ersatzmodells, in das die Parameter eingesetzt werden, ist auch die Wahl des Koordinatensystems, in dem die Berechnung durchgeführt wird, von entscheidender Bedeutung für den Berechnungsaufwand und die Güte des Ergebnisses. Wie in Abbildung 6-25 zu erkennen, ändert sich die Orientierung der beiden Körper zueinander, wenn die Kinematik innerhalb des Arbeitsraumes bewegt wird. Um eine exakte Abbildung des Systems zu erreichen, müsste das vereinfachte Ersatzmodell entweder mit veränderlichen Ersatzsteifigkeiten berechnet werden, oder die Steifigkeiten der Körper durch die Integration flexibler Körper in das Modell geleistet werden, siehe Kapitel 6.3. Diese mit deutlichem Modellierungs- und Rechenaufwand verbundenen Lösungsmöglichkeiten können für Berechnungen mit nur mittleren Genauigkeitsanforderungen durch eine geeignete Wahl des Koordinatensystems verhindert werden.

Wie aus der Formel für die Serienschaltung von Federn deutlich wird

$$\frac{1}{k_{\text{ges}}} = \frac{1}{k_1} + \dots + \frac{1}{k_n},$$

Formel 6-65

wird die Steifigkeit des Gesamtsystems maßgeblich durch die Steifigkeit des schwächsten Gliedes bestimmt. Wenn also die Gelenkreaktion zwischen zwei Körpern im körperfesten Koordinatensystem des weniger steifen Körpers berechnet wird, dann lässt sich der Fehler, der durch veränderliche Steifigkeiten des Ersatzmodells entsteht, auf ein Minimum reduzieren.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Werte der Parameter einen Einfluss darauf haben, wie genau einzelne Ersatzmodelle das mechanische Verhalten eines Systems wiedergeben können. Deshalb sollten bei der mechanischen Ausarbeitung zunächst die ermittelten Parameter analysiert werden, um festzulegen, an welchen Stellen das Modell wie verfeinert und/oder modifiziert wird.

### 6.5.6 Einfluss der Parameter auf die Ergebnisgenauigkeit

Nachdem im vorherigen Abschnitt beschrieben wurde, wie die Modellgenauigkeit durch geeignete Analyse der Parameter gesteigert werden kann, soll an dieser Stelle abgeschätzt werden, wie stark sich Ungenauigkeiten bei der Kenntnis der Eingangsgrößen auf die Ergebnisgrößen auswirken. Dazu wird an dieser Stelle zunächst das analytisch einfach beschreibbare Modell des Ein-Massen-Schwingers betrachtet (siehe Abbildung 6-26). Als Ergebnisgröße wird hierbei die Eigenfrequenz betrachtet, die ein wesentliches Maß für das dynamische Verhalten eines Systems darstellt.

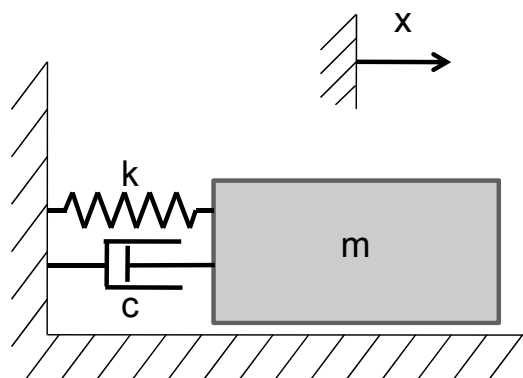


Abbildung 6-26: Ein-Massen-Schwinger

Die Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Systems ist

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}},$$

Formel 6-66

während die Eigenkreisfrequenz des gedämpften Systems durch

$$\omega_d = \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2},$$

Formel 6-67

gegeben ist [Sha-91].

Damit ergeben sich für den Einfluss von Masse und Steifigkeit auf die Eigenfrequenz die in Abbildung 6-27 dargestellten Einflüsse.

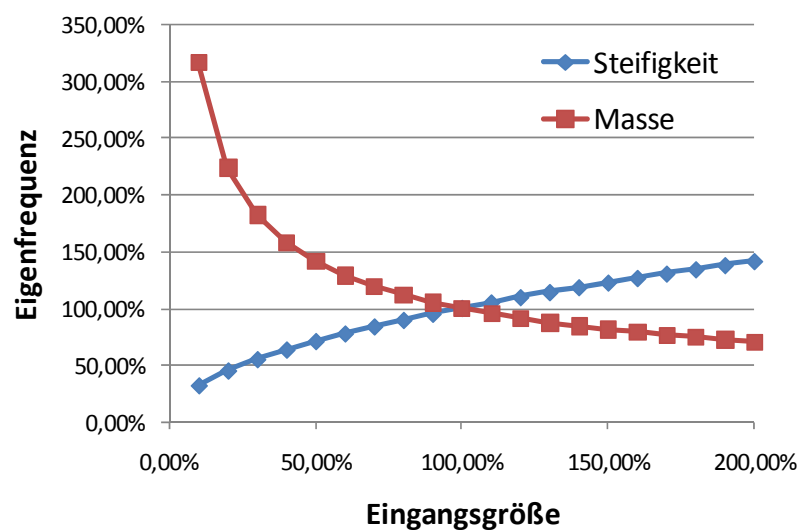


Abbildung 6-27: Einflüsse auf Eigenfrequenz

Es ist zu erkennen, dass kleinere Fehler in den Eingangsgrößen sich um etwa Faktor zwei abgeschwächt in der Ausgangsgröße niederschlagen. Vor allem für die Masse zeigt sich weiterhin, dass zu hoch angenommene Werte das Ergebnis weniger stark verzerren als zu tief angenommene Werte.

Über den Einfluss der Dämpfung lässt sich sagen, dass die Eigenfrequenz des Systems durch steigende Dämpfungswerte reduziert wird und dass dieser Effekt bei steigender Masse geringer wird.

Nachdem die Auswirkung abgeschätzt wurde, die ein Fehler bei den Eingangsparametern nach sich zieht, werden Überlegungen angestellt, wie groß die Fehler sind, die bei der Schätzung des Parameters zu erwarten sind. Die Masse der Bauteile kann direkt mit dem CAD System bestimmt werden. Die Berechnung selbst wird deshalb im Rahmen dieser Arbeit als exakt angenommen. Fehler ergeben sich eher dadurch, dass Teile noch nicht fertig

auskonstruiert sind. Ähnliches gilt bei den Steifigkeiten der Bauteile, die beispielsweise mit im CAD System integrierten FEM-Modulen bestimmt werden können, wobei hier auch Benutzerfehler die Ergebnisse des Systems verfälschen können.

Bei den Steifigkeiten, die für Lager und Führungen angenommen werden, bestehen zwei Probleme. Zum einen werden vom Hersteller oft nichtlineare Kennlinien angegeben. Es hat sich in allerdings gezeigt, dass mit linearisierten Kennlinien gute Simulationsergebnisse erreicht werden können, siehe Kapitel 6.5.4.2. Andererseits besteht in frühen Phasen des Entwicklungsprozesses das Problem, dass die letztendliche Größe von Lagern und Führungen noch nicht festgelegt wurde und eventuell die Baugröße noch angepasst werden muss.

Deshalb wurden die Steifigkeitsunterschiede zwischen einzelnen Baugrößen für einige im Werkzeugmaschinenbau typische Komponenten untersucht.

Komponente	Steifigkeitsunterschied	Stichprobe
Rollenschieneführung	30%	41
Kugelschieneführung	14%	13
Schräggugellager	7%	70
Zweiseitiges Axialschräggugellager	8%	15
Zylinderrollenlager	7%	15
Zylinderrollenlager (zweireihig)	9%	15

*Tabelle 6-2: Steifigkeitsunterschiede zwischen Baugrößen*

In Tabelle 6-2 sind die Ergebnisse dieser Untersuchung aufgelistet. Es zeigt sich, dass die Steifigkeitsunterschiede bei Lagern nur im Bereich von etwa 10% liegen. Das bedeutet, dass selbst bei einer ungefähren Kenntnis der genauen Baugröße schon eine recht gute Abschätzung getroffen werden kann. Im Bereich der Führungen sind die Unterschiede deutlich größer, was aber auch daran liegt, dass die Unterschiede zwischen aufeinanderfolgenden Baugrößen deutlich größer sind. Dadurch wird wiederum eine Änderung der Führungsgröße im Entwicklungsprozess deutlich unwahrscheinlicher.

Insgesamt zeigt sich, dass durch ungefähre Abschätzung der Baugröße die Steifigkeit von Komponenten schon gut approximiert werden kann. Zusam-



men mit den Ergebnissen der am Ein-Massen-Schwinger durchgeführten Untersuchungen lässt sich daraus folgern, dass schon in frühen Phasen des Entwicklungsprozesses eine gute Abschätzung der Maschineneigenschaften möglich ist.

## 7 Zusammenfassende Darstellung der entwickelten Methode

In den vorhergehenden Kapiteln wurden zunächst Anforderungen an eine den Entwicklungsprozess aufwandsoptimal unterstützende Simulationemethode definiert und daraus die optimale Struktur eines Simulationsmodells abgeleitet. Im Anschluss daran wurde die simulationstechnische Umsetzung diskutiert und es wurden Möglichkeiten aufgezeigt, die Parameter für das Simulationsmodell zu bestimmen.

An dieser Stelle wird zusammenfassend dargestellt, wie die Ergebnisse zur aufwandsoptimalen Simulation einer Werkzeugmaschine mit Parallelkinematik angewendet werden können (siehe Abbildung 7-1).

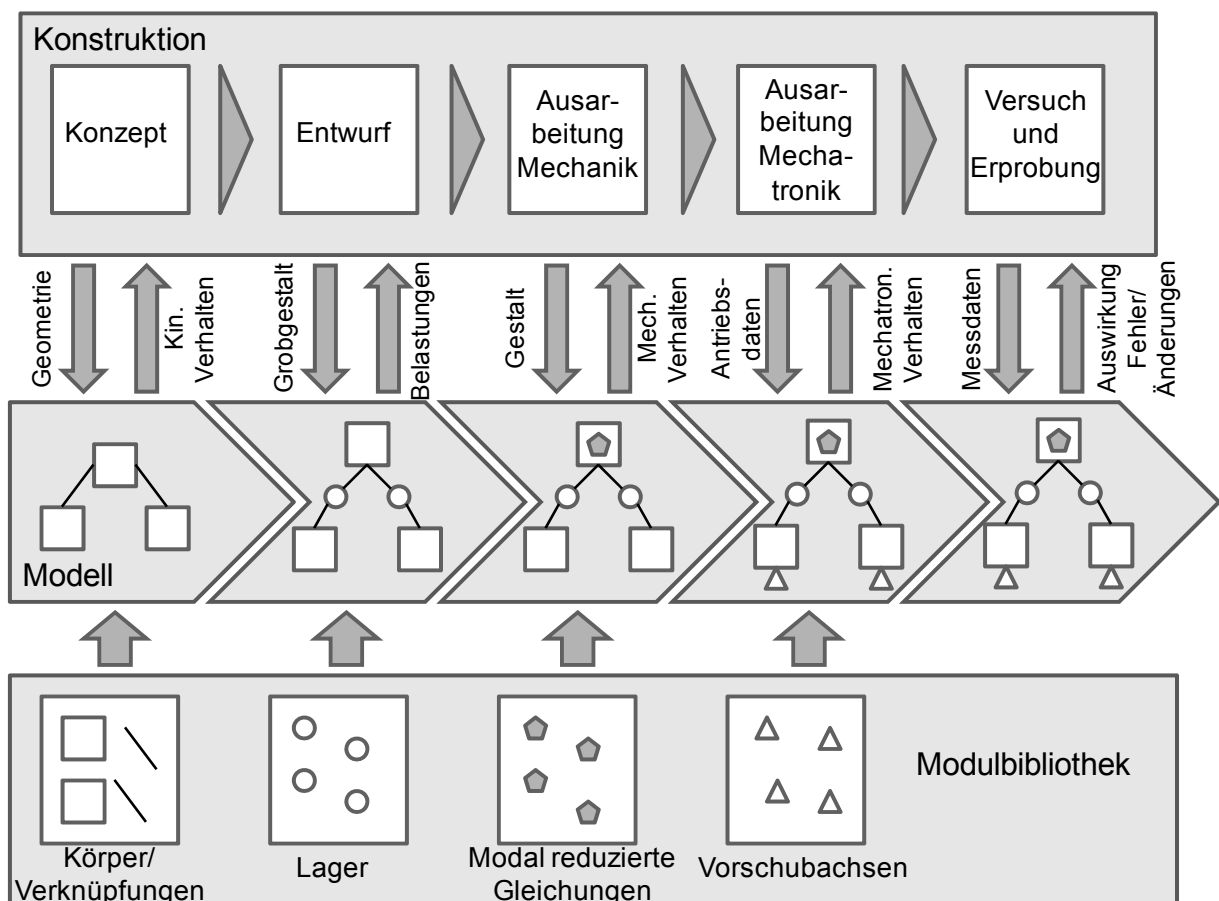


Abbildung 7-1: Aufwandsoptimale Simulationemethode

In Tabelle 7-1 sind die in den einzelnen Phasen erzeugten Parameter und Ergebnisdaten nochmal etwas ausführlicher dargestellt.

<b>Phase</b>	<b>Modell</b>	<b>Parameterermittlung</b>	<b>Ergebnisse</b>
<b>Konzept</b>	Kinematisches Modell auf Basis der inversen Kinematik	Festgelegt durch Konstrukteur	Kinematische Kennwerte (Arbeitsraum, Übersetzung, Singularitäten) Vollständige Beschreibung des Bewegungsverhaltens des Mechanismus (→Visualisierung)
<b>Entwurf</b>	Dynamisches Modell aus elastisch gekoppelten Starrkörpern	Überschlagsrechnung Gezielte Schätzung	Bauteil- und Komponentenbelastungen (→Dimensionsrechnungen) Erste Abschätzung der Steifigkeit und Eigenfrequenzen
<b>Ausarbeitung Mechanik</b>	Dynamisches Modell mit einzelnen modal reduzierten Körpern Direkte Kinematik	Herstellerangaben Genauere Berechnung	Geometrische Genauigkeit (→Toleranzfelder) Statische Steifigkeit Eigenfrequenzen (inklusive Strukturschwingungen kritischer Bauteile)
<b>Ausarbeitung Mechatronik</b>	Dynamisches Modell + Vorschubachsen	Herstellerangaben Einstellung	Regelungsparameter Mechatronisches Systemverhalten (Dynamik, Genauigkeit)
<b>Versuch und Erprobung</b>	Direkte und inverse Kinematik Problemspezifisch	Messung	Kalibrierung / Kompensation Virtuelle Inbetriebnahme Problemspezifische Ergebnisse

*Tabelle 7-1: Detaillierte Übersicht*

In der Konzeptphase geht es zunächst darum, den passenden Mechanismus für die zu entwickelnde Maschine auszuwählen. Dazu erfolgt zunächst eine

kinematische Simulation auf Basis der inversen Kinematik (siehe Kapitel 6.1.1). Als Eingangsparameter in das Modell werden lediglich geometrische Größen benötigt, die direkt vom Konstrukteur festgelegt werden. Damit können kinematische Kennwerte wie der Arbeitsraum und die Übersetzung bestimmt werden und das Verhalten des Mechanismus kann visualisiert werden.

In der Entwurfsphase soll einerseits das mechanische Verhalten verschiedener Maschinenentwürfe/Mechanismen gegenübergestellt werden können und andererseits sollen die Grundlagen für die Dimensionierung der Bauteile geschaffen werden. Als Simulationsmodell wurde deshalb ein Mehrkörpermodell aus durch Federn und Dämpfern verbundenen Starrkörpern gewählt (siehe Kapitel 6.2).

Die Modellparameter sind in diesem Entwicklungsstadium noch nicht bekannt/nicht festgelegt und müssen deshalb über gezielte Schätzungen und Überschlagsrechnungen bestimmt werden. Die Massen und Trägheitsmomente der Körper können anhand der im Entwurf vorgegebenen Geometrie und der Werkstoffdichte überschlägig berechnet werden. Die Steifigkeits- und Dämpfungsparameter hingegen lassen sich nur schwer berechnen. Das ist an dieser Stelle aber auch gar nicht notwendig. Lagersteifigkeiten können entweder anhand der Formeln in Kapitel 6.5 (Formel 6-55) oder anhand von Erfahrungswerten aus bereits umgesetzten Maschinen abgeschätzt werden. Die Dämpfung wird dann ausgehend von den in Kapitel 6.5 angegebenen Anhaltswerten so angepasst, dass das Simulationsmodell stabil läuft.

Das mechanische Verhalten verschiedener Maschinenentwürfe wird über die Steifigkeit und Eigenfrequenzen verglichen. Für Dimensionierungsrechnungen wird das Modell statisch und dynamisch belastet.

Bei der Ausarbeitung der Mechanik muss sichergestellt werden, dass der mechanische Teil der Maschine funktionstüchtig ist. Dazu wird das in der Entwurfsphase aufgebaute Simulationsmodell mit genaueren Parametern genutzt, um wiederum die Steifigkeit und die ersten Eigenfrequenzen des Systems zu berechnen. Die Massen, Trägheitsmomente und Steifigkeiten können dabei mit Hilfe des CAD-Systems beziehungsweise der integrierten FEM-Werkzeuge berechnet werden. Die Lagersteifigkeiten werden, falls nicht im Katalog oder beim Hersteller verfügbar, mit Hilfe der in Kapitel 6.5.2.2 dargestellten Verfahren berechnet, wobei an dieser Stelle die genauere Be-

trachtungsweise von Formel 6-60 verwendet werden sollte. Die Dämpfungswerte der Lager können anhand von Formel 6-61 auf Basis der Steifigkeitswerte berechnet werden. Die Steifigkeiten der Kugelgewindetriebe können, sofern nicht im Katalog angegeben, nach der ISO-Norm 3408 Teil 4 (siehe Kapitel 6.5.4.1) berechnet werden. Die Steifigkeiten der Linearführungssysteme sind in Herstellerkatalogen zu finden.

Außerdem wird das Modell um das strukturdynamische Verhalten kritischer Körper erweitert. Die modalen Daten der Körper werden aus dem FEM-Tool des CAD-Systems exportiert (→Craig-Bampton Methode Kapitel 6.3.3). Falls dies nicht möglich ist, kann ein analytisches Ersatzsystem entsprechend dem in Kapitel 6.3.2 beschriebenen Vorgehen verwendet werden.

Zur Simulation der geometrischen Genauigkeit der Maschine für die Toleranzfelddimensionierung sind nur vom Konstrukteur festgelegte Maße bzw. Toleranzfeldbreiten notwendig. Die Simulation der Auswirkungen am Endeffektor erfolgt mit Hilfe der direkten Kinematik (siehe Kapitel 6.1.2).

Bei der Ausarbeitung des mechatronischen Systems werden die Modelle der Vorschubachsen und ihrer Regelung zunächst an das dynamische Maschinenmodell angekoppelt. Die Parameter der Antriebe können aus den Katalogen der Hersteller gewonnen werden. Die Regelungsparameter werden entsprechend dem zum Beispiel in [Man-99] gezeigten Vorgehen eingestellt. Damit lassen sich die Dynamik ( $K_v$ -Faktor) und auf Basis des Bewegungsverhaltens auch die Genauigkeit des mechatronischen Systems bestimmen.

In der Phase von Versuch und Erprobung können zum ersten Mal Messdaten der Maschine gewonnen werden. Diese Daten können genutzt werden, um das dynamische Modell der Maschine abzugleichen und somit zu verbessern. Es ist dann besser geeignet, um den Effekt eventuell notwendiger Änderungen an der Maschine zu prognostizieren. Messungen zur Geometrie der Bauteile und des Mechanismus können genutzt werden, um Fertigungs- und Montagefehler an der Maschine zu identifizieren. Ihr Effekt kann mit Hilfe der direkten Kinematik berechnet werden und eine entsprechende Kompensation/Kalibrierung über die Steuerung ermöglichen. Die inverse Kinematik kann außerdem verwendet werden, um ein kinematisches Modell der Maschine für die virtuelle Inbetriebnahme zu steuern.

Die beschriebene Methode wurde schließlich in der Softwareumgebung Matlab/Simulink prototypisch umgesetzt (siehe Abbildung 7-2).

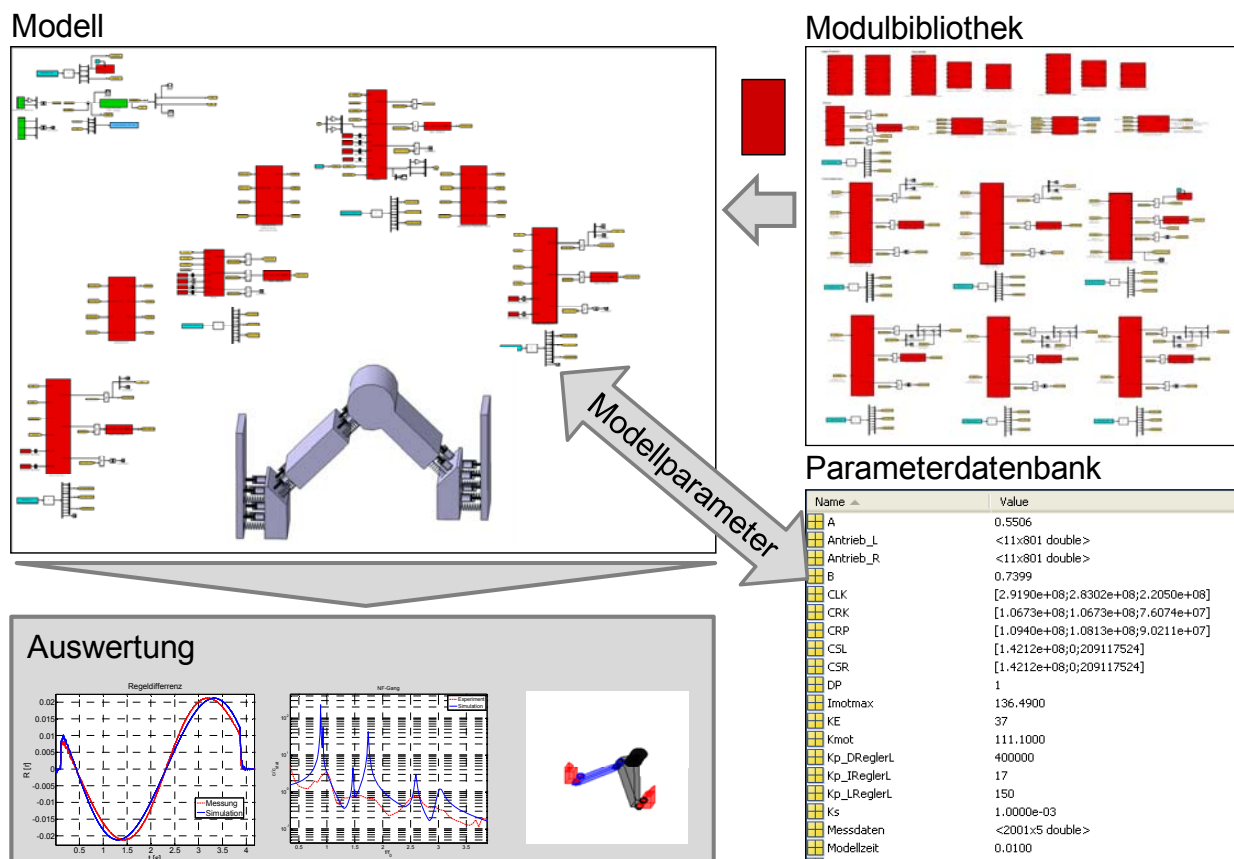


Abbildung 7-2: Implementierung in Matlab/Simulink

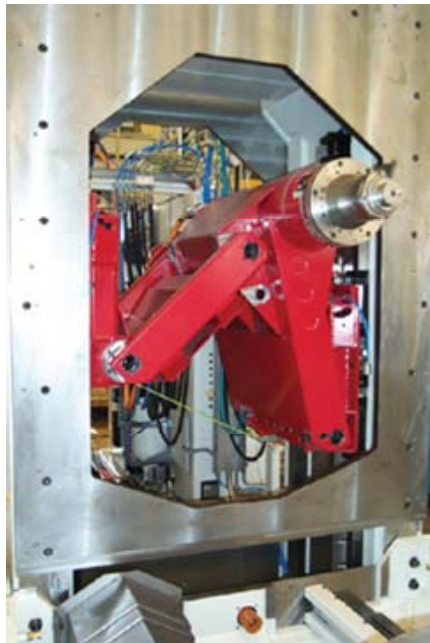
Dazu wurden zunächst die im vorherigen Kapitel beschriebenen Simulationstechniken genutzt, um eine Modulbibliothek aufzubauen. Aus den darin hinterlegten Modulen und Submodulen lässt sich mit Hilfe von Parametern das mitwachsende Simulationsmodell generieren und weiter detaillieren. Die Parameter sind in einer Parameterdatenbank hinterlegt, die nicht nur eine leichte Anpassung der Werte ermöglicht, sondern auch eine durchgängige Datenbasis für Simulationsrechnungen entlang des Entwicklungsprozesses liefert. Auch die Auswertalgorithmen, die ergänzend zum Modell entwickelt wurden, können entlang des gesamten Prozesses durchgängig verwendet werden. Es konnte also gezeigt werden, dass die mitwachsende Modellierung der Maschine in nur einem Simulationssystem möglich ist und somit der Modellierungsaufwand reduziert werden konnte. In einem nächsten Schritt wird die Güte der damit erreichbaren Simulationsergebnisse untersucht.

## 8 Anwendung und Bewertung der Simulationsmethode

### 8.1 Beispielmaschinen

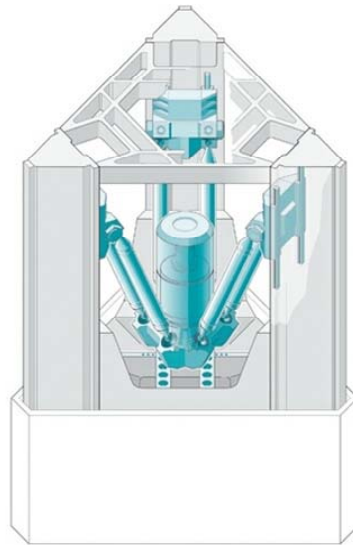
Um die in den vorherigen Kapiteln ausgearbeitete Simulationsmethode zu bewerten, wird sie in einem nächsten Schritt an zwei Maschinen getestet.

Bei der ersten Maschine, dem Prototypen der Genius 500 von MAG Powertrain (siehe Abbildung 8-1), handelt es sich um eine Scherenkinematik mit Lineardirektantrieben, die in erster Linie zur Schwerzerspannung von kubischen Bauteilen entwickelt wurde.



*Abbildung 8-1: Genius 500*

Die zweite Maschine ist die Vertikaldrehmaschine V 100 von Index (siehe Abbildung 8-2). Es handelt sich hierbei um einen Hexaglide, dessen Vorschubachsen über einen Kugelgewindetrieb von Servomotoren angetrieben werden.



*Abbildung 8-2: Index V100*

An beiden Maschinen wurden umfangreiche messtechnische Untersuchungen durchgeführt. Die Ergebnisse können verwendet werden, um die mit Hilfe der Methode erzeugten Simulationsergebnisse zu bewerten. In den folgenden Abschnitten werden dazu an diesen beiden Maschinen die in den einzelnen Phasen anfallenden Simulationsrechnungen durchgeführt.

## **8.2 Konzeptphase**

In der Konzeptphase geht es zunächst darum, das kinematische Verhalten des ausgewählten Mechanismus zu beurteilen. Als Grundlage hierfür dienen kinematische Kenngrößen wie der Arbeitsraum, die Übersetzung und Singularitäten.

Am Beispiel der Referenzmaschinen wird deshalb gezeigt, dass es möglich ist, derartige Größen mit Hilfe der Methode zu bestimmen.

Zur Bestimmung des Arbeitsraumes wird der maximal mögliche Arbeitsraum mit einem Netz von gleichmäßig verteilten Punkten überzogen. Der Abstand dieser Punkte bestimmt dabei die Auflösung der ermittelten Ergebnisse. Für jeden dieser Punkte wird das inverse kinematische Problem gelöst, das heißt, es werden die zum Erreichen dieser Endeffektorposition notwendigen Achspositionen ermittelt. Liegen diese Achspositionen innerhalb der vorher festgelegten möglichen Achsverfahrwege so ist der Punkt Teil des Arbeitsraumes. Auf Grundlage dieser Berechnung kann der maximal erreichbare Ar-



beitsraum visualisiert werden (siehe Abbildung 8-3). Die Achsen wurden dabei auf die Länge der Verfahrwege Delta normiert.

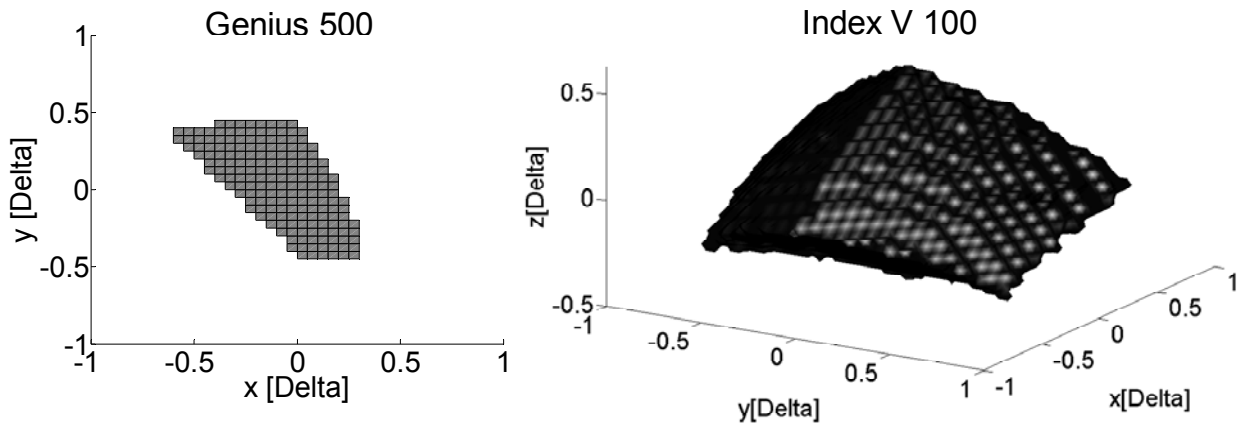


Abbildung 8-3: Arbeitsraum

Um das Arbeitsraumvolumen, bzw. die Fläche des Arbeitsraumes abschätzen zu können, muss die Anzahl der Punkte im Arbeitsraum lediglich mit einem Quadrat beziehungsweise einem Kubus multipliziert werden, dessen Kantenlänge der Auflösung der Berechnung entspricht.

Nachdem bestimmt wurde, welche Punkte die Maschine erreichen kann, muss in einem nächsten Schritt sichergestellt werden, dass der Endeffektor an diesen Punkten mit den Antrieben auch kontrolliert verfahren werden kann. Dazu wird in einem ersten Schritt die Jacobimatrix (Formel 6-5) bestimmt. Ist die Determinante dieser Jacobimatrix null, dann liegt eine sogenannte Singularität zweiter Art vor [Kir-00]. Deshalb wird die Determinante der Jacobimatrix für alle untersuchten Arbeitsraumpositionen bestimmt und der Benutzer bei Werten nahe null gewarnt. Für die beiden Beispielmaschinen wurden für die vorgegebenen Verfahrwege der Vorschubachsen keine Singularitäten zweiter Art identifiziert.

Um sicherzustellen, dass die Bewegung des Endeffektors in einem vernünftigen Verhältnis zur Bewegung der Vorschubachsen steht, wurde in einem nächsten Schritt die Übersetzung der Mechanismen auf Basis der Einträge der Jacobimatrix an den ausgewählten Arbeitsraumpositionen bestimmt. In Abbildung 8-4 ist exemplarisch die Übersetzung einer Vorschubachsbewegung in eine Endeffektorbewegung über den Arbeitsraum aufgetragen. Sie wurde auf den Verschiebeweg Delta der Vorschubachse normiert.

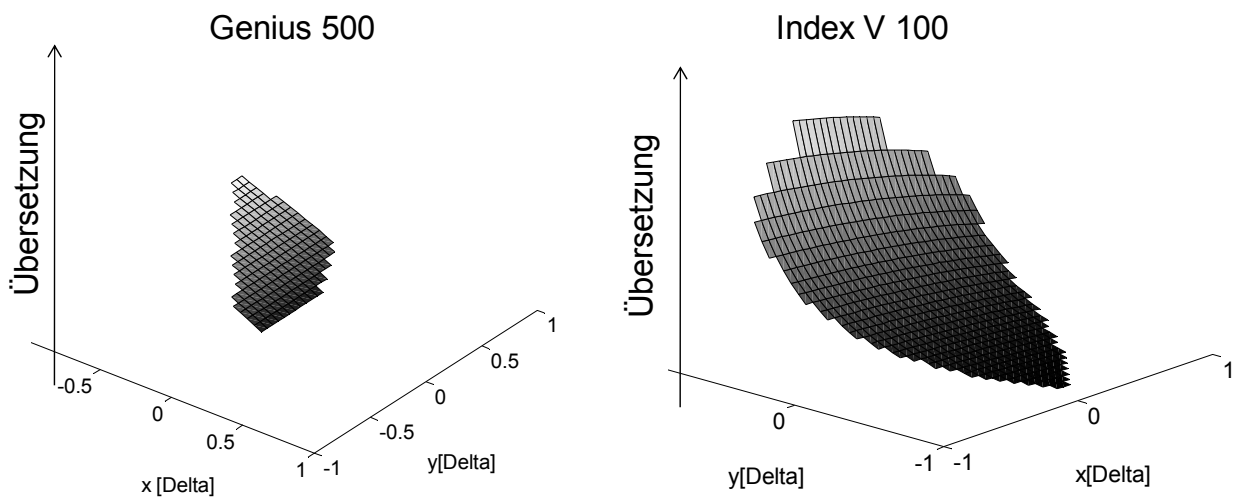
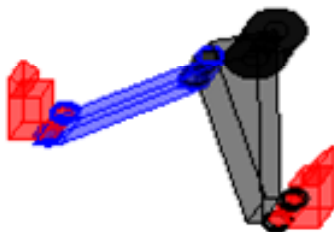


Abbildung 8-4: Übersetzung

Neben Kennzahlen ist eine Visualisierung des Verhaltens der Kinematik oft hilfreich. Diese eignet sich einerseits, um die Plausibilität der Ergebnisse zu überprüfen und andererseits, um mögliche Kollisionen zu erkennen. Außerdem kann sie die Basis für ein späteres Verhaltensmodell der Maschine bilden, das hilft, die Entwicklungszeit durch eine sogenannte virtuelle Inbetriebnahme wesentlich zu verkürzen.

Auch für die behandelten Maschinen wurden nach dem in Kapitel 6.1.3 vorgestellten Vorgehen mit einer Visualisierung entwickelt (siehe Abbildung 8-5).

Genius 500



Index V 100

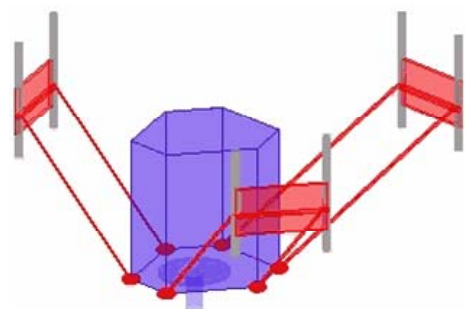


Abbildung 8-5: Visualisierung

Da die Modelle alle wesentlichen geometrischen Zustandsgrößen der Mechanismen enthalten, ist es damit bei einer späteren kommerziellen Umset-

zung der Methode auch ohne weiteres möglich, komplexere graphische Darstellungen, zum Beispiel auf Basis von CAD-Daten, zu steuern.

## **8.3 Entwurfsphase**

In der Entwurfsphase stellt sich die Aufgabe auf Basis des reinen Maschinenkonzepts die grobe Maschinengestalt zu entwickeln. Die Simulation kann hierbei in zweierlei Hinsicht unterstützen. Zum einen sollte sie den Konstrukteur bei Dimensionierungsrechnungen unterstützen, indem die zum Beispiel auf Lager, Führungen und Antriebe wirkenden Belastungen abgeschätzt werden. Zum anderen sollte sie erste grobe Abschätzungen zulassen, wie gut eine Maschinenvariante statische und dynamische Anforderungen erfüllt, um damit einen Vergleich verschiedener Entwürfe möglich zu machen. Um festzustellen, inwieweit eine derartige Prognose möglich ist, wird im Rahmen dieser Arbeit die Sensitivität noch unbekannter Maschinenparameter auf das dynamische Verhalten der Maschine untersucht.

### **8.3.1 Auslegungsrechnungen**

Wie in Kapitel 6.2 beschrieben, lassen sich auf Basis der Kinematikmodelle mit relativ geringem Aufwand Starrkörpermodelle der Maschinenkinematiken ableiten. Dabei werden sämtliche elastische Eigenschaften der Struktur sowie die Dämpfung durch Feder- und Dämpferelemente an den Kopplungsstellen der Körper modelliert. In Abbildung 8-6 ist die daraus resultierende Modellvorstellung schematisch für die beiden Beispielmaschinen dargestellt. Die Position bzw. Bahn der Schlitten wird mit Hilfe der inversen Kinematik aus der vorgegebenen Position bzw. der Bahn des Tool Center Points berechnet.

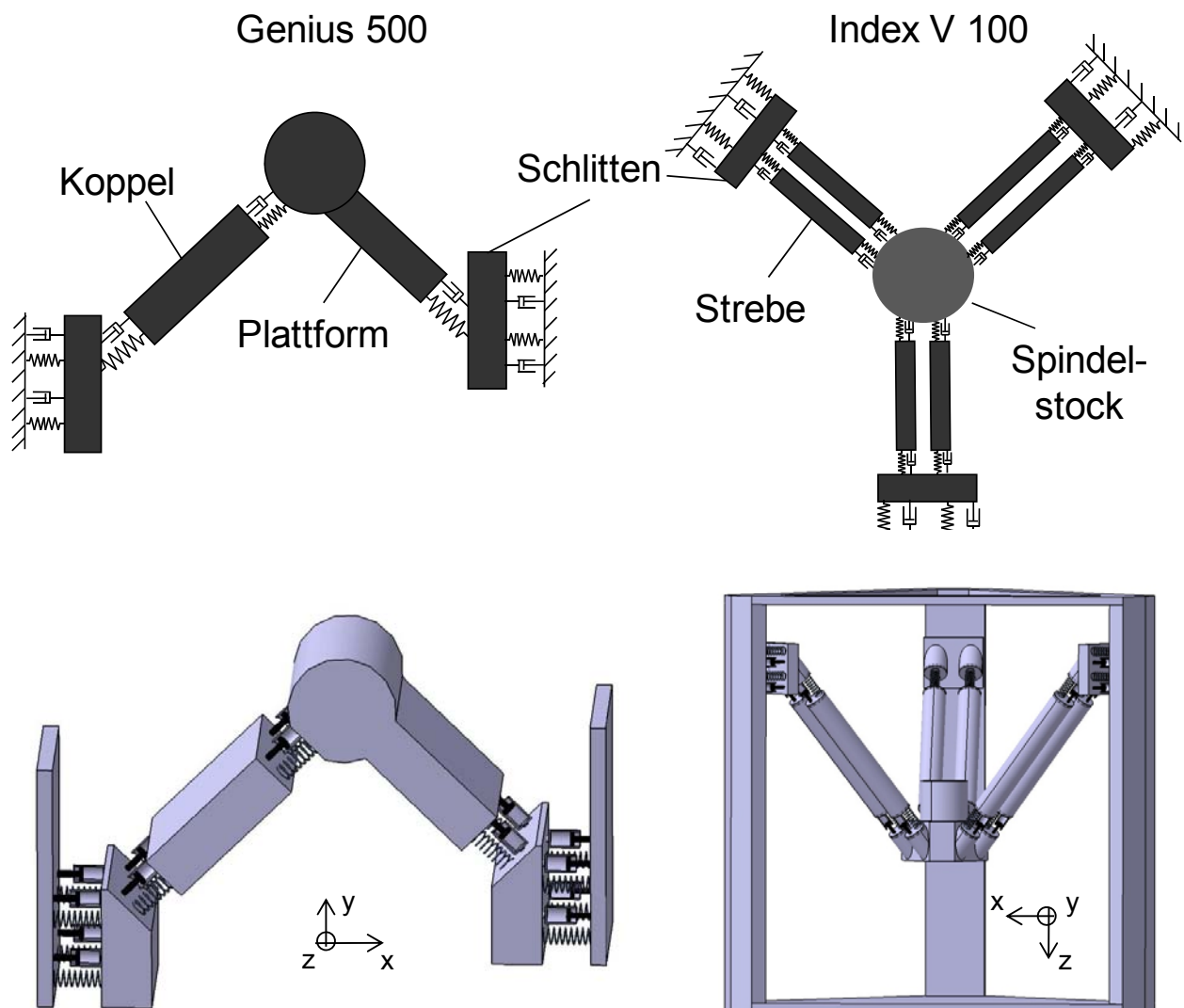


Abbildung 8-6: Ersatzmodelle der Beispielmaschinen

Die Massen und Trägheitsmomente der Körper wurden anhand der im Entwurf vorgegebenen Geometrie und der Werkstoffdichte abgeschätzt. Die Steifigkeits- und Dämpfungsparameter hingegen lassen sich nur schwer abschätzen. Da es zur korrekten Ermittlung der Gelenk- und Lagerbelastung unwesentlich ist, die genauen Steifigkeitswerte zu kennen, erfolgte die Berechnung anhand der Abschätzungsformeln in Kapitel 6.5. Die Dämpfung wurde dann ausgehend von den in Kapitel 6.5 angegebenen Anhaltswerten so angepasst, dass das Simulationsmodell stabil läuft.

Mit Hilfe des entstehenden Modells wurden dann als Beispiel die Lager- und Gelenkkräfte berechnet, die auftreten, wenn am Werkzeug eine konstante Kraft angreift. In Tabelle 8-1 sind die relativen Belastungen eines Kardangelenkes der V100 und des vorderen unteren Koppellagers der Genius 500 bei

Belastung des Tool Center Points mit einer Kraft  $F_{0,stat}$  im Koordinatensystem des jeweiligen Gelenkes angegeben.

Belastung der Komponente	Index V100 (Kardangelen)	Genius 500 (Koppellager)
x	0	$0,70 \cdot F_{0,stat}$
y	$0,77 \cdot F_{0,stat}$	$0,30 \cdot F_{0,stat}$
z	$0,025 \cdot F_{0,stat}$	$0,19 \cdot F_{0,stat}$

*Tabelle 8-1: Statische Komponentenbelastung*

Dabei ist deutlich zu erkennen, dass das Kardangelen nur in Richtung der Strebe eine Kraft überträgt, die Kraftkomponente in z-Richtung ist lediglich die durch die Gewichtskraft der Strebe verursachte Last.

Um die dynamische Last auf Maschinenkomponenten abschätzen zu können, wird die maximal auftretende Beschleunigung am Tool Center Point aus dem Pflichtenheft verwendet. Wird eine entsprechend beschleunigte Bewegung in Form eines parabelförmigen Wegsignals über die inverse Kinematik auf die Antriebe gegeben, so können aus den Gelenken und Lagern die dabei auftretenden Belastungen ausgelesen werden.

In Tabelle 8-2 ist die bei einer Beschleunigung des Tool Center Points von  $5 \frac{m}{s^2}$  an einem Kardangelen der V100 und dem vorderen unteren Koppellager der Genius 500 auftretende Belastung zu sehen. Sie wurde auf die Kraft  $F_{0,dyn}$  normiert, die benötigt wird, um alle bewegten Teile der Maschine mit diesem Wert zu beschleunigen.

Belastung der Komponente	Index V100 (Kardangelen)	Genius 500 (Koppellager)
x	$0,026 \cdot F_{0,dyn}$	$0,91 \cdot F_{0,dyn}$
y	$1,02 \cdot F_{0,dyn}$	$0,65 \cdot F_{0,dyn}$
z	$0,11 \cdot F_{0,dyn}$	$0,057 \cdot F_{0,dyn}$

*Tabelle 8-2: Dynamische Komponentenbelastung*

Das Modell ermöglicht es somit, die statischen und dynamischen Belastungen auf Lager und Führungen zu ermitteln. Auch die mechanischen Belastungen der Vorschubachse werden im Modell indirekt berechnet. Sie entsprechen den Lasten, die in den Lagern der Vorschubachsen in Richtung der Stellbewegung auftreten. Somit kann schon in der Entwurfsphase mit der Auslegung der Antriebe begonnen werden.

### 8.3.2 Korrelationsanalyse

Neben den Dimensionierungsrechnungen muss es in der Entwurfsphase auch möglich sein, das mechanische Verhalten unterschiedlicher Entwürfe zu vergleichen. Ein wesentliches Hindernis dabei sind die nur grob bekannten Parameter des Simulationsmodells. Deshalb wurde im Folgenden anhand der Beispielmotoren untersucht, welchen Einfluss einzelne Parameter auf das Simulationsergebnis haben. In einem ersten Schritt wurde dazu eine Korrelationsanalyse durchgeführt, um wesentliche Parameter zu identifizieren. Als Ergebnisgröße wurden die ersten fünf Eigenfrequenzen der Maschine verwendet, weil im Gegensatz zur auch in dieser Phase ermittelten Steifigkeit, alle Parameter einen Einfluss auf den Wert dieser Frequenzen haben.

Als Maß für den Einfluss einzelner Parameter auf das Ergebnis wird der sogenannte Korrelationskoeffizient  $\rho_{ij}$  verwendet [Opt-07].

$$\rho_{ij} = \frac{1}{N-1} \frac{\sum_{k=1}^N (x_i^{(k)} - \mu_{x_i})(x_j^{(k)} - \mu_{x_j})}{\sigma_{x_i} \sigma_{x_j}} \quad \text{Formel 8-1}$$

Zu dessen Berechnung werden zunächst die Differenzen der  $k$  Eingangsgrößen  $x_i$  von deren Mittelwert  $\mu_{x_i}$  mit denen der Ausgangsgrößen  $x_j$  von deren Mittelwert  $\mu_{x_j}$  multipliziert. Die Summe dieser Produkte wird mit Hilfe der jeweiligen Standardabweichungen  $\sigma$  normiert. Der Korrelationskoeffizient gibt also mit Hilfe einer normierten Zahl an, wie stark sich eine Ergebnisgröße aufgrund eines Eingangsparameters ändert. Werte nahe eins bedeuten, dass ein Anstieg des Eingangsparameters einen Anstieg der Ergebnisgröße nach sich zieht, Werte nahe minus eins bedeuten, dass ein Anstieg des Eingangsparameters einen Abfall der Ergebnisgröße zur Folge hat.

Die Ermittlung der Koeffizienten erfolgte mit Hilfe eines Parameteroptimierungsprogrammes [Opt-07] auf Basis der statistischen Versuchsplanung [Box-05]. Es wurde eine vollfaktorielle Untersuchung mit mindestens drei Stützpunkten pro Parameter gewählt, was bei der unten beschriebenen Parameterwahl zu 2187 Iterationen pro Maschine geführt hat.

Als Eingangsgrößen für die Analyse wurden jeweils die Steifigkeit und Dämpfung der die Körper verbindenden Lager,  $k_{\text{Lager}}$  und  $c_{\text{Lager}}$ , und die Steifigkeits- und Dämpfungswerte der Anschlusskonstruktion,  $k_{\text{Schlitten}}$  und  $c_{\text{Schlitten}}$ , gewählt. Außerdem wurden die Massen der bewegten Bauteile betrachtet (siehe Abbildung 8-7).

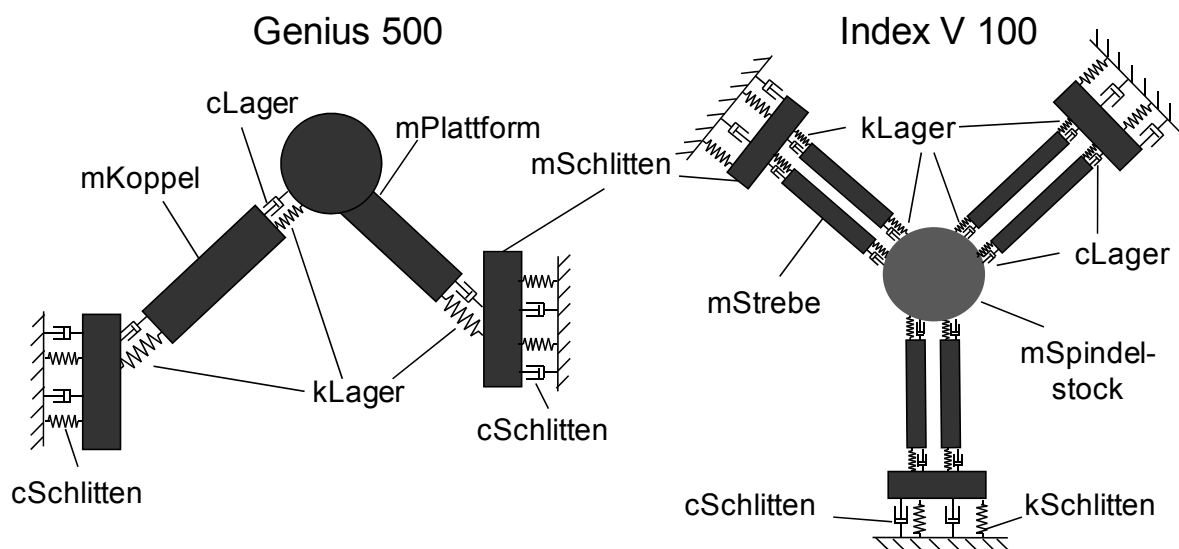


Abbildung 8-7: Untersuchte Parameter

Für die Genius 500 ergeben sich für die Beträge der Korrelationskoeffizienten die in Tabelle 8-3 gezeigten Werte. Sie sind absteigend sortiert. Bis zu einem Koeffizienten von 0,7 sind der Parameter und die Eigenfrequenz stark korreliert, ab einem Koeffizienten von 0,3 liegt nur noch eine schwache Korrelation vor [Opt-07].

Parameter	1. Eigenfrequenz	2. Eigenfrequenz	3. Eigenfrequenz	4. Eigenfrequenz	5. Eigenfrequenz
mPlattform	0,48	0,7	0,74	0,74	0,72
mKoppel	0,05	0,04	0,07	0,12	0,09
mSchlitten	0,01	0,01	0,03	0,05	0,08
kLager	0,7	0,55	0,46	0,2	0,33
kSchlitten	0,24	0,33	0,36	0,5	0,43
cLager	0	0,01	0	0	0
cSchlitten	0	0	0	0	0

*Tabelle 8-3: Korrelationskoeffizienten Genius 500*

Für die Index V 100 ergibt die Korrelationsanalyse das in Tabelle 8-4 gezeigte Ergebnis.

Parameter	1. Eigenfrequenz	2. Eigenfrequenz	3. Eigenfrequenz	4. Eigenfrequenz	5. Eigenfrequenz
mStock	0,764	0,411	0,513	0,279	0,063
mStrebe	0,06	0,104	0,103	0,125	0,515
mSchlitten	0,016	0,425	0,351	0,237	0,161
kLager	0,439	0,169	0,196	0,266	0,346
kSchlitten	0,393	0,74	0,085	0,141	0,001
cLager	0,001	0,001	0,001	0,001	0
cSchlitten	0,007	0,038	0,29	0,317	0,476

*Tabelle 8-4: Korrelationsanalyse Index V100*

Eine erste Aussage, die sich auf Basis der Analysen treffen lässt, ist, dass die Werte der Eigenfrequenzen in erster Linie von Massen und Steifigkeiten innerhalb des Systems bestimmt werden und die Dämpfung eine geringere Bedeutung hat. Dennoch kann sie für einzelne Frequenzen von entscheidender Bedeutung sein, wenn die Größe des Dämpfungswertes darüber entscheidet, ob sich eine einzelne Eigenfrequenz ausbildet oder aufgrund eines hohen Dämpfungswertes unterdrückt wird. Es tritt dann eine unstetige Abhängigkeit auf. Dieses Phänomen erklärt die hohen Korrelationskoeffizienten des Dämpfungswertes cSchlitten bei der Index V100.



### 8.3.3 Parameterstudien

Um neben den qualitativen Aussagen darüber, welche Parameter die Simulationsergebnisse am stärksten beeinflussen auch quantitative Aussagen darüber zu erhalten, wie stark eine Unsicherheit in den Parametern sich auf das Simulationsergebnis auswirkt, wurden die Einflüsse der Steifigkeiten und Masse detaillierter untersucht.

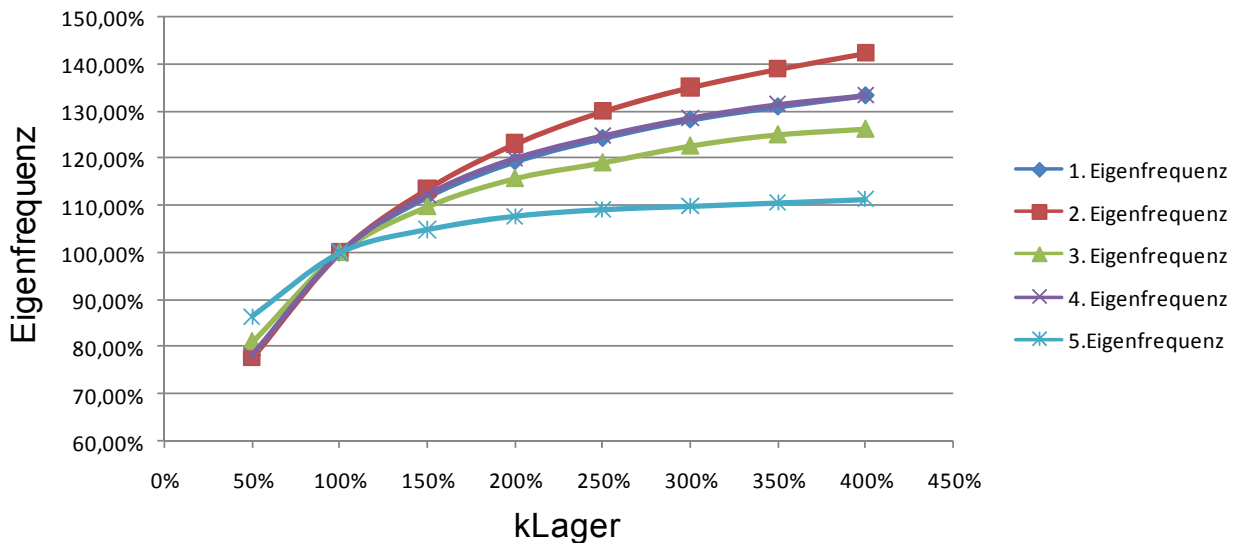
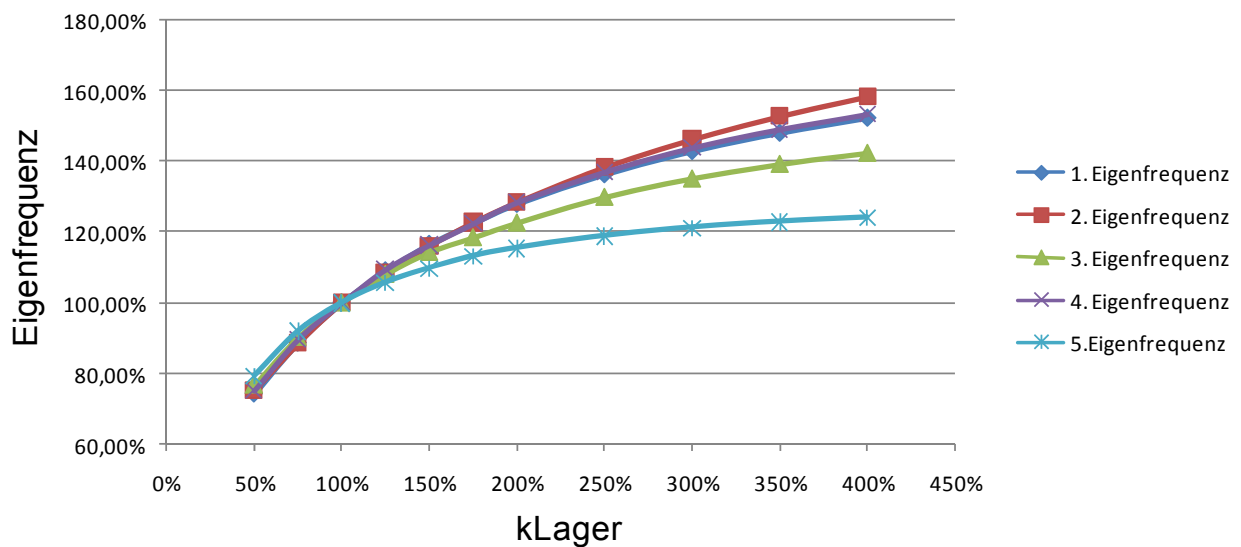


Abbildung 8-8: Variation von  $k_{\text{Lager}}$  bei der Genius 500

In Abbildung 8-8 ist zu sehen, wie sich die ersten fünf Eigenfrequenzen der Genius 500 verändern, wenn die Lagersteifigkeit variiert wird. Die Kurven zeigen ein qualitativ ähnliches Verhalten wie es bereits beim in Kapitel 6.5.6 untersuchten Ein-Massen-Schwinger beobachtet wurde. Eine Unsicherheit in den Steifigkeitsparametern wirkt sich nur abgeschwächt auf die damit bestimmten Eigenfrequenzen aus, wobei zu groß geschätzte Parameter das Ergebnis weniger verfälschen als zu klein geschätzte Parameter.

In einem nächsten Schritt wurde untersucht, ob sich die Ergebnisse verändern, wenn sich der Wert der Lagersteifigkeit relativ zu den anderen Steifigkeiten ändert. Weil beobachtet werden konnte, dass sich die Unsicherheiten besonders stark auswirken, wenn die Steifigkeit gering wird, wurde bei der zweiten Untersuchung der andere im Modell vorkommende Steifigkeitswert, die Schlittensteifigkeit, verdoppelt.



*Abbildung 8-9: Variation kLager bei Verdopplung der Schlittensteifigkeit*

In Abbildung 8-9 ist zu erkennen, dass der qualitative Verlauf der Kurven erhalten bleibt, die Steigung der Kurven allerdings größer wird, wenn die variierte Steifigkeit relativ zu den anderen Steifigkeiten im System kleiner wird. Das heißt, dass geringere Steifigkeiten größere Fehler im Ergebnis verursachen als große Steifigkeiten. Das kann darauf zurückgeführt werden, dass sich Eigenschwingungsformen niedriger Ordnung in Richtung der geringsten Systemsteifigkeit ausbilden werden. Ähnliche Ergebnisse konnten auch für die zweite untersuchte Maschine, die Index V100, gefunden werden.

Als Faustregel kann aus den Ergebnissen abgeleitet werden, dass bei einer Halbierung oder Verdopplung der Lagersteifigkeit mit einer Verschiebung der Eigenfrequenzen in einem Bereich von etwa 30% zu rechnen ist.

In darauffolgenden Berechnungen wurde am Beispiel der Genius 500 untersucht, ob auch die Variation der Masse qualitativ ähnliche Ergebnisse zeigt, wie sie in Kapitel 6.5.6 am Ein-Massen-Schwinger gefunden wurden.

Wie auch schon bei der Korrelationsanalyse, hat sich am Beispiel der Genius 500 gezeigt, dass die Eigenfrequenzen im Wesentlichen durch die Masse der Plattform bestimmt werden. Deshalb sind diese Ergebnisse exemplarisch in Abbildung 8-10 zu sehen.

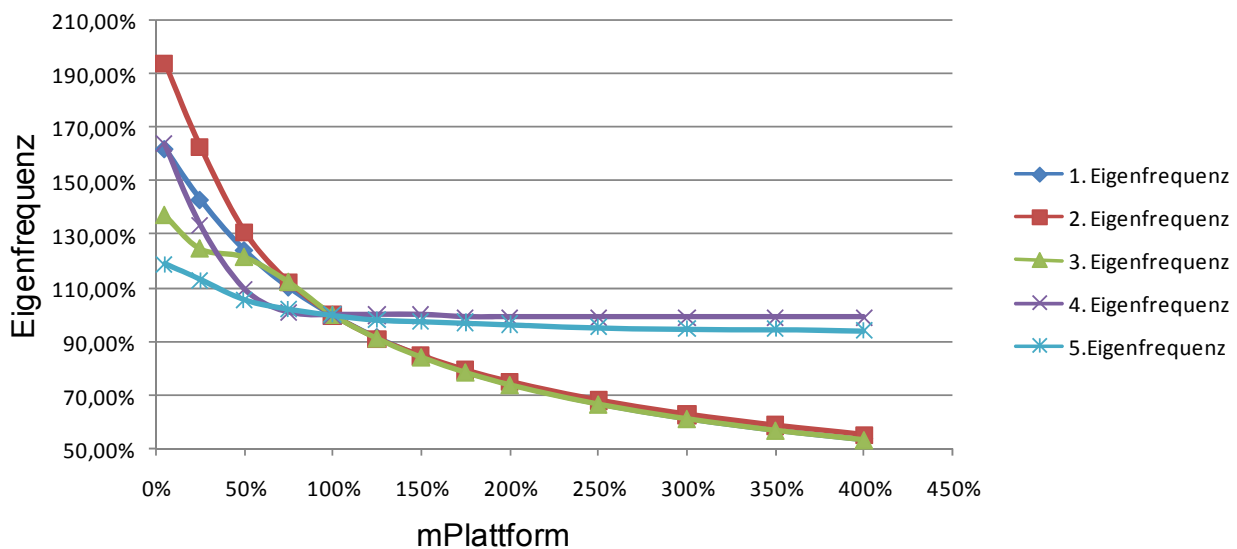


Abbildung 8-10: Variation mPlattform bei der Genius 500

Es ist zu erkennen, dass die Kurven auch hier wieder eine ähnliche Form aufweisen wie beim Ein-Massen-Schwinger, siehe Abbildung 6-27.

Wiederum hat sich auch hier gezeigt, dass bei einer Halbierung oder Verdopplung der Masse der Plattform mit einer Verschiebung der Eigenfrequenzen in einem Bereich von etwa 30% zu rechnen ist.

Bei der Variation der Massen der Koppel und der Schlitten war das gezeigte Verhalten nicht so deutlich zu erkennen. Allerdings hat eine Verdopplung oder Halbierung der Masse hier nur eine Verschiebung der Eigenfrequenz im Bereich von etwa 5 % bewirkt. Das heißt, die Effekte sind für die Bewertung der Kinematik als unwesentlich einzustufen. Ähnliche Ergebnisse konnten auch bei der Index V100 gefunden werden. Der Spindelstock zeigt Kurven in einer der Abbildung 8-10 ähnlichen Form. Bei Variation der Strebenmassen hingegen ist nur ein schwacher Einfluss zu erkennen.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass für die beiden untersuchten Maschinen die ersten fünf Eigenfrequenzen mit grob bekannten Eingangsparametern abgeschätzt werden können. Dabei hat sich gezeigt, dass die Lage der Eigenfrequenzen hauptsächlich durch die kleinsten Steifigkeiten und größten Massen im System bestimmt wird. Die Dämpfung wird vor allem dann wichtig, wenn es darum geht, ob sich bei einer bestimmten Frequenz eine signifikante Eigenschwingungsform ausbildet, oder, ob diese durch Dämpfungseffekte unterdrückt wird.

Keine der Analysen konnte einen stärkeren Einfluss zeigen als er beim Ein-Massenschwinger beobachtet wurde. Vielmehr wurden bei Verdopplung oder Halbierung der Massen und Steifigkeiten nur Änderungen der Eigenfrequenzen um bis zu 30% betrachtet.

## **8.4 Ausarbeitung Mechanik**

Nachdem der Maschinenentwurf fertiggestellt wurde, wird in einem nächsten Schritt die Maschine im Detail auskonstruiert. Im Simulationsmodell werden dazu die geometrische Genauigkeit, die statische Steifigkeit und die Eigenfrequenzen bestimmt. Dabei wird auch die Strukturmechanik kritischer Bauteile betrachtet.

### **8.4.1.1 Geometrische Genauigkeit**

Beim Erstellen der Fertigungszeichnungen einer Maschine müssen Toleranzen festgelegt werden. Im Folgenden wird beschrieben, wie das Simulationsmodell genutzt werden kann, um die Auswirkungen der tolerierten Fehler am TCP zu bestimmen.

Dabei wird zunächst die inverse Kinematik verwendet, um die Achspositionen für eine gewünschte Position des Tool Center Points zu bestimmen. Aus diesen Achspositionen wird dann mit Hilfe einer entsprechend dem Komponentenfehler modifizierten direkten Kinematik (siehe Kapitel 6.1.2) die tatsächliche Position des Tool Center Points bestimmt. Die Abweichung der Positionen ergibt den durch den Komponentenfehler erzeugten geometrischen Fehler der Maschine am Endeffektor.

Eine derartige Berechnung wurde anhand der beiden Beispielmaschinen durchgeführt.

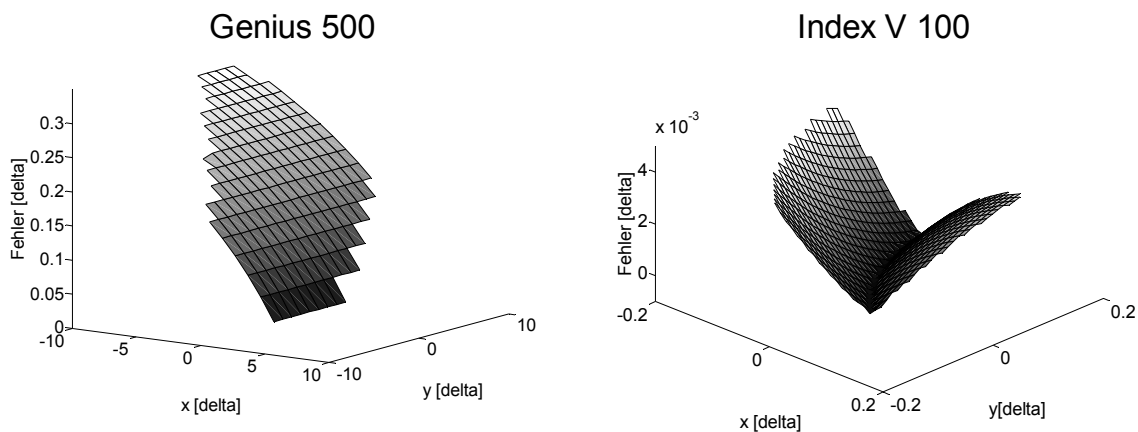


Abbildung 8-11: Geometrischer Fehler

Bei der Genius 500 wurde hierzu der Abstand der beiden Führungsbahnen um eine Strecke „delta“ erweitert, bei der Index V100 wurde eine Strebe um einen Abstand „delta“ verkürzt. Durch die mittels eines Algorithmus erzeugten Diagramme (siehe Abbildung 8-11), welche die resultierende Abweichung über den Arbeitsraum zeigen, kann der Konstrukteur beurteilen, wie stark sich die Breite des Toleranzfeldes in der Region auswirkt, in der die Maschine bearbeitet. Somit ist er in der Lage, die Toleranzfeldbreiten entsprechend der geforderten Genauigkeit am Tool Center Point zu dimensionieren.

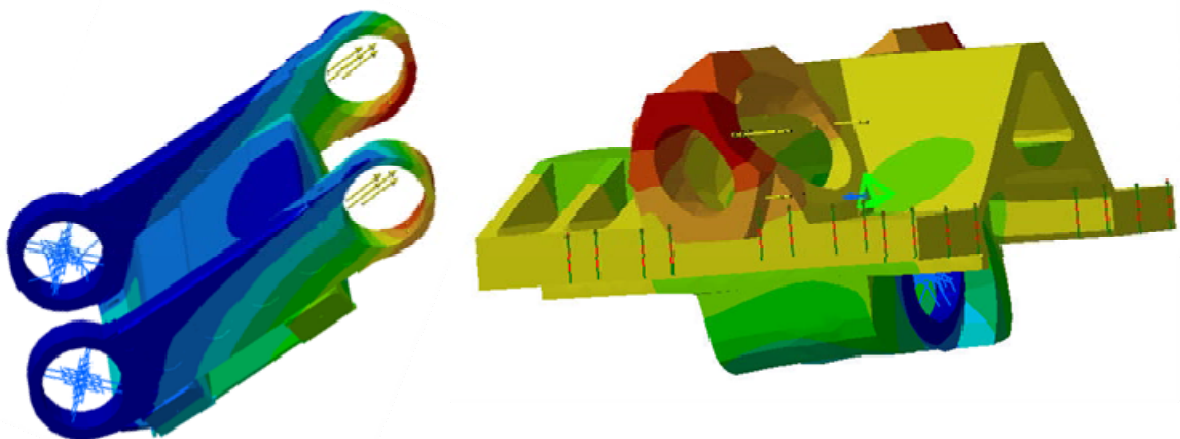
Abschließend wurde überprüft, wie genau das beschriebene Verfahren die Verlagerung des Tool Center Points durch geometrische Fehler abbildet. Dazu wurde die inverse Kinematik des fehlerbehafteten Systems aufgestellt. Mit Hilfe dieser Kinematik wurden dann die Achspositionen berechnet, die zu den soeben berechneten fehlerbehafteten Positionen des Tool Center Points führen. Es hat sich gezeigt, dass diese Positionen bei der Genius 500 um maximal  $3,3 \cdot 10^{-10}$  m und bei der Index V100 um maximal  $5,27 \cdot 10^{-10}$  m von den Achspositionen abweichen, auf deren Grundlage die direkte Kinematik berechnet wurde. Somit ist das Verfahren um einige Größenordnungen genauer als die damit untersuchten Fehler.

#### 8.4.1.2 Steifigkeit

In einem weiteren Schritt ist zu beachten, dass die Genauigkeit der Maschine nicht nur durch die geometrische Genauigkeit ihrer Komponenten beschränkt wird, sondern auch durch die Verformung aufgrund der im Bearbeitungsprozess auftretenden Kräfte.

Die in Abbildung 8-6 gezeigten Modelle können genutzt werden, um diese Größe zu bestimmen, indem eine Last am Tool Center Point des Modells angebracht wird und die Verformung der Struktur aufgrund dieser Belastung berechnet wird. Um die Qualität der Ergebnisse der Berechnung zu verbessern, werden vorher geeignete Steifigkeitswerte für die Federelemente bestimmt. Diese setzen sich aus den Steifigkeitswerten der Lager bzw. Führungen und den Steifigkeiten der Bauteile zusammen.

Für die beiden untersuchten Beispielmaschinen konnten sämtliche Lager- und Führungssteifigkeiten vom Hersteller zur Verfügung gestellt werden. Die Steifigkeiten der Bauteile konnten mithilfe der im CAD-System integrierten einfachen FEM-Umgebung bestimmt werden (siehe Abbildung 8-12).



*Abbildung 8-12: Bestimmung der Bauteilsteifigkeit mittels FEM*

Die Bauteil- und Lagersteifigkeiten wurden in einem nächsten Schritt mit Hilfe der in Kapitel 6.2.2 vorgestellten Methoden derart zusammengefasst, dass in den Federelementen jeweils die Steifigkeit der zwischen den Massenschwerpunkten der angrenzenden Teile abgebildet wurde.

Um nachzuweisen, dass es mit Hilfe des Modells möglich ist, die Steifigkeit der Maschinen zu berechnen, wurde deren Steifigkeit in einem nächsten Schritt experimentell bestimmt. Dazu wurden die Maschinen mit Hilfe eines Pneumatikzylinders belastet (siehe Abbildung 8-13) und die resultierende Verformung ermittelt.

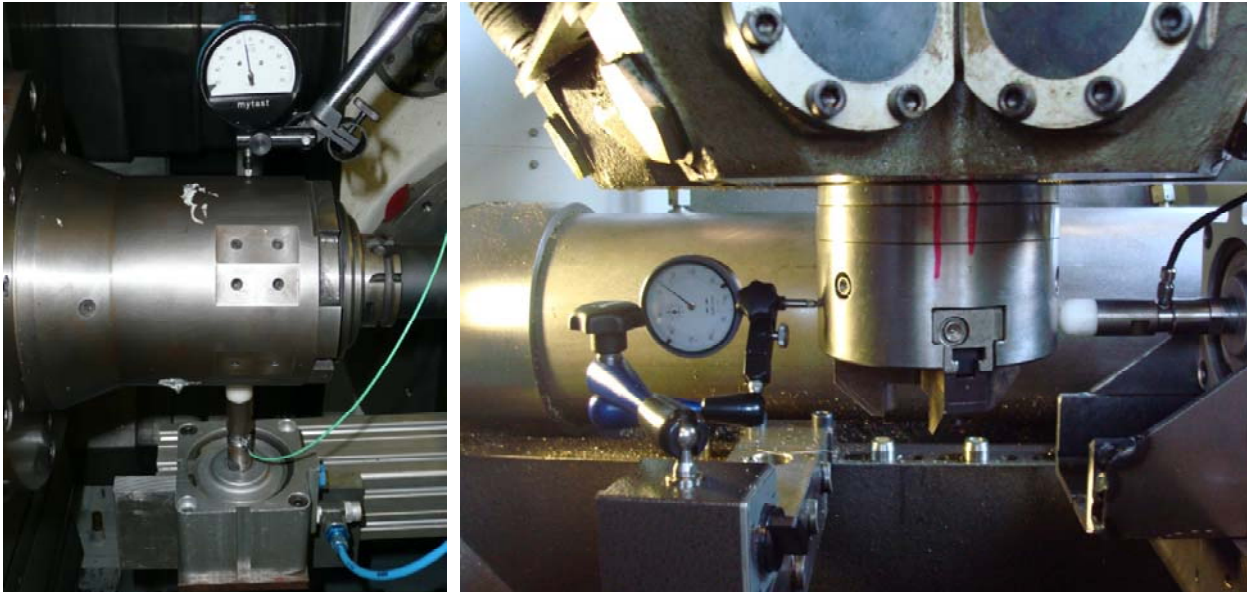


Abbildung 8-13: Experimentelle Ermittlung der Maschinensteifigkeit

Die aufgebrachte Kraft wurde mit Hilfe eines piezoelektrischen Kraftsensors gemessen, die Nachgiebigkeit der Struktur mit einer Messuhr.

In Tabelle 8-5 sind die Ergebnisse aus Messung und Simulation gegenübergestellt.

Genius 500

Index V100

Richtung	Messung	Simulation
x	100,00%	97,29%
y	100,00%	113,35%
z	100,00%	88,97%

Richtung	Messung	Simulation
x	100,00%	113,31%
y	100,00%	115,60%
z	100,00%	112,42%

Tabelle 8-5: Vergleich Steifigkeiten

Es zeigt sich, dass die Abweichungen zwischen Messung und Simulation in einem Bereich bis etwa 16 % liegen.

Das heißt, dass sich die statische Steifigkeit eines Maschinenentwurfes recht gut mit Hilfe der entwickelten Methode abschätzen lässt. In Kombination mit den im vorherigen Kapitel gezeigten geometrischen Genauigkeitsrechnungen bietet die Methode also die Möglichkeit abzuschätzen, wie gut ein Maschinenentwurf die im Pflichtenheft festgelegten Anforderungen an die Genauigkeit einer Maschine erfüllen kann.

### 8.4.1.3 Eigenfrequenzen

Neben der geometrischen Genauigkeit können auch Schwingungen das Bearbeitungsergebnis einer Werkzeugmaschine wesentlich beeinflussen. Liegt die Frequenz der durch den Prozess eingebrachten Kräfte im Bereich der Eigenfrequenzen der Maschine, so wird diese zu Schwingungen angeregt. Treten diese Schwingungen direkt am Werkzeug auf, stören sie die vorgegebene Werkzeugbahn und haben somit einen direkten Einfluss auf die Bearbeitungsqualität.

Im Entwicklungsprozess einer Maschine kann die Bestimmung der Eigenfrequenzen also genutzt werden, um Aussagen über das zu erwartende dynamische Verhalten des Systems zu gewinnen. Innerhalb der Simulationsmethode können die nach den Vorgaben in Kapitel 6.2 erstellten Modelle, die im vorherigen Abschnitt schon zur Steifigkeitsbestimmung genutzt wurden, auch zur Bestimmung der Eigenfrequenzen herangezogen werden.

Um zu zeigen, dass es die Methode gestattet, diese Frequenzen richtig zu bestimmen, wurden die Simulationsergebnisse mit den experimentellen ermittelten Eigenfrequenzen der beiden Beispielmaschinen verglichen (siehe Tabelle 8-6).

Genius 500			Index V100		
Nr.	Messung	Simulation	Nr.	Messung	Simulation
1	100,00%	114,29%	1	100,00%	91,98%
2	100,00%	93,33%	2	100,00%	98,28%
3	100,00%	114,87%	3	100,00%	97,39%
4	100,00%	108,08%	4	100,00%	107,40%
5	100,00%	99,40%	5	100,00%	106,87%

*Tabelle 8-6: Eigenfrequenzanalyse*

Auch bei der Abbildung des dynamischen Verhaltens der Maschinen zeigt sich, dass trotz der relativ einfachen Modellierung eine gute Ergebnisgenauigkeit mit Abweichungen kleiner 15 % für die ersten fünf Eigenfrequenzen erreicht werden konnte. Im Bereich höherer Frequenzen, die im Sinne einer aufwandsoptimalen Simulation bewusst nicht abgebildet wurden, trifft diese Aussage nicht mehr ganz so gut zu, da auch zunehmend strukturdynamische



Schwingungen einzelner Bauteile einen Einfluss auf die Eigenfrequenzen des Systems haben. Da aber das Frequenzband, innerhalb dessen Eigenschwingungen für den Werkzeugmaschinenbau interessant sind bei etwa 500 Hz endet, reicht eine Analyse der Starrkörperschwingungen bei Parallelkinematiken in der Regel aus, um die wesentlichen Effekte zu beschreiben.

#### 8.4.1.4 Strukturdynamische Schwingungen

Nach den Ausführungen im vorherigen Abschnitt ist die Abbildung der Strukturdynamik für eine aufwandsoptimale Betrachtung von Werkzeugmaschinen mit Parallelkinematik in der Regel zweitrangig. Treten dennoch von strukturdynamischen Effekten geprägte Schwingungsformen auf, so gehen diese in der Regel von den jeweils schwächsten Gliedern der mechanischen Kette der Maschine der Werkzeugmaschine aus. Daraus folgt, dass bei Werkzeugmaschinen mit Parallelkinematik eine Abbildung der Strukturdynamik dieser Komponenten einer Abbildung der Strukturdynamik der gesamten Maschine vorzuziehen ist, wenn der Simulationsaufwand begrenzt werden soll.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden deshalb Konzepte verglichen, wie ein einzelnes Bauteil möglichst effizient abgebildet werden und in ein Maschinenmodell integriert werden kann. Als Beispiel wird hier die Strebe der V 100 gewählt, weil eine experimentelle Modalanalyse ergab, dass ihre strukturdynamischen Eigenschaften die in Abbildung 8-14 dargestellte Schwingungsform wesentlich beeinflussen.

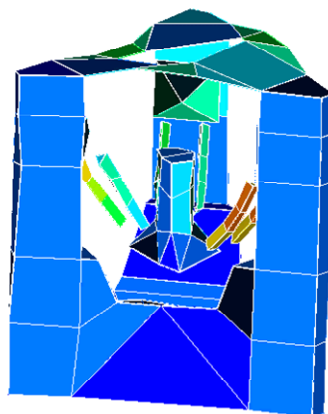


Abbildung 8-14: Strebenschwingung V100

Im Folgenden werden die in Kapitel 6.3 beschriebenen Möglichkeiten zur Integration von flexiblen Körpern in die Simulation am Beispiel der Strebe der V100 verglichen.

### **Euler-Bernoulli-Balken**

Wie in Kapitel 6.3.2 beschrieben, wurde im Rahmen der Arbeiten die Möglichkeit untersucht, das strukturdynamische Verhalten der Streben einer Parallelkinematik mit Hilfe eines kontinuumsmechanischen Modells analytisch zu beschreiben. Dazu wurde die Strebe der V100 mit Hilfe eines Euler-Bernoulli-Balkens nachgebildet und modal reduziert in das Modell integriert. Da der Balken die Geometrie der realen Strebe nur sehr grob abbildet, wurden die Balkenparameter so angepasst, dass die erste Eigenfrequenz des Balkens den vorher mittels einer FEM-Simulation am Bauteil bestimmten Werten entspricht.

In einer anschließenden dynamischen Untersuchung der Gesamtmaschine wurde dann überprüft, wie gut die in Abbildung 8-14 dargestellte Schwingungsform mit Hilfe des Modells abgebildet werden konnte. Bei einer Untersuchung am Tool Center Point konnte die Schwingungsform nicht nachgewiesen werden. Dieses Ergebnis wurde allerdings auch erwartet, weil das verwendete Modell keine Biegeschwingung an benachbarte Körper übertragen kann.

Allerdings kann die Schwingungsform nachgewiesen werden, indem die dynamische Analyse direkt am Bauteil durchgeführt wird. Diese Untersuchung bietet einen Mehrwert gegenüber der Analyse des FEM-Bauteils, weil sich die Frequenz der Schwingung im Verbund mit den anderen Bauteilen verschiebt. Die betrachtete Frequenz konnte mit einer Genauigkeit von 11 % gegenüber der Messung bestimmt werden. Die Frequenz der durch die Strebe dominierten Schwingungsform im Verbund mit der Maschine lag 13% tiefer als die mittels der FEM bestimmte Eigenfrequenz der Strebe.

Der Aufwand für eine derartige Analyse erscheint zunächst relativ hoch im Vergleich zum Ergebnis. Allerdings kann er sich durchaus lohnen, wenn die Eigenfrequenz der Streben einer Parallelkinematik in noch vertretbarem Abstand zur Bearbeitungsfrequenz liegen und abgeschätzt werden muss, ob beim Einbau der Streben in das Gesamtsystem mit einer kritischen Veränderung der Eigenfrequenz zu rechnen ist.

## **Craig-Bampton-Methode**

Nachdem im letzten Abschnitt gezeigt wurde, wie mit einem vereinfachten Modell der Einfluss der Anschlusskonstruktion auf die Schwingung eines Bauteils bestimmt werden kann, wird nun erläutert, wie das strukturdynamische Verhalten eines Körpers in einem Mehrkörpermodell abgebildet werden kann.

Dazu wird, wiederum am Beispiel der Strebe der Index V100, das in Kapitel 6.3.3 erläuterte Verfahren nach Craig und Bampton angewendet, um die mittels der FEM bestimmten strukturdynamischen Eigenschaften der Strebe im Mehrkörpermodell der Maschine abzubilden. Diese genauere Abbildung der Strebe erlaubt es auch, die Effekte der Biegeschwingung an den Lagerpunkten abzubilden. Damit wird es möglich, die in Abbildung 8-14 dargestellte Schwingungsform auch am Tool Center Point als Eigenschwingungsform der Maschine nachzuweisen. Dieser Nachweis konnte mit einer Genauigkeit von 6% im Vergleich zur Messung erbracht werden. Auch an dieser Stelle konnte wiederum beobachtet werden, dass die ermittelte Eigenschwingungsform sich unterhalb der Eigenfrequenz der Strebe aus der FEM ausgebildet hat. In diesem Fall lag die Abweichung bei 11,5 %.

## **Vergleich**

Insgesamt liefert die Craig-Bampton Methode das bessere Simulationsergebnis. Allerdings ist die zugehörige Modellerstellung nur dann mit vertretbarem Aufwand machbar, wenn sich aus dem CAD-System direkt die Eingangsdaten für die modale Reduktion der Streben generieren lassen. Andernfalls stellt die analytische Reduktion auf Basis eines Euler-Bernoulli-Balkens eine gute Möglichkeit dar, erste Erkenntnisse über das strukturdynamische Verhalten der Strebe zu gewinnen. Die Anwendung dieses Verfahrens kann auch interessant sein, wenn schon in der Entwurfsphase, wo die genaue Geometrie des Balkens noch unbekannt ist, eine Abschätzungsrechnung benötigt wird.

## **8.5 Ausarbeitung Mechatronik**

Nachdem in den vorherigen Kapiteln lediglich die mechanische Struktur der Werkzeugmaschine betrachtet wurde, wird in den folgenden Ausführungen gezeigt, dass es die Methode auch gestattet, die Wechselwirkung der Struk-

tur mit ihren elektromechanischen Vorschubachsen und deren Regelung zu simulieren.

Dazu wurden die Maschinenmodelle entsprechend der in Kapitel 6.4 vorgestellten Vorgehensweise erweitert. Die Parameter der elektrischen Bauteile konnten dabei aus Katalogangaben gewonnen und mit Hilfe der in der Maschinensteuerung hinterlegten Werte überprüft werden. Die Regelungsparameter wurden mit dem in [Man-99] beschriebenen Vorgehen am Modell ermittelt. Dabei konnte der  $K_v$ -Faktor als Maß für die Dynamik des mechatronischen Systems mit einer Genauigkeit von 10 % im Vergleich mit dem an der Steuerung eingestellten Wert bestimmt werden (siehe Tabelle 8-7).

	$K_v$ -Faktor Steuerung	$K_v$ -Faktor eingestellt
Genius 500	100,00%	108,33%
Index V100	100,00%	90%

*Tabelle 8-7: Bestimmung  $K_v$ -Faktor*

Für die Modellierung der Regelung in den folgenden Beispielen wurden die in der Maschinensteuerung hinterlegten Werte verwendet, um beim Vergleich von Simulation und Messung eine Abweichung aufgrund einer falsch/anders eingestellten Regelung bei den Validierungsexperimenten ausschließen zu können. Die für die Validierung verwendeten Messdaten wurden alle mit Hilfe der Servotrace-Funktion aus der Maschinensteuerung ausgelesen. Als Testbewegung wurde für beide Maschinen eine Kreisfahrt des Tool Center Points gewählt.

In Abbildung 8-15 und Abbildung 8-16 sind zunächst der bei einer Kreisfahrt des Tool Center Points von der Vorschubachse zurückgelegte Weg und die zugehörige Geschwindigkeit über der Zeit aufgetragen. Der Weg wurde hierbei auf den Radius des Kreises, die Geschwindigkeit auf die Bahngeschwindigkeit des Tool Center Points normiert. Es ist zeigt sich, dass die Simulations- und Messergebnisse bei beiden Größen nur minimale Unterschiede aufweisen. Deshalb ist jeweils in der rechten Graphik ein links markierter Ausschnitt vergrößert dargestellt.

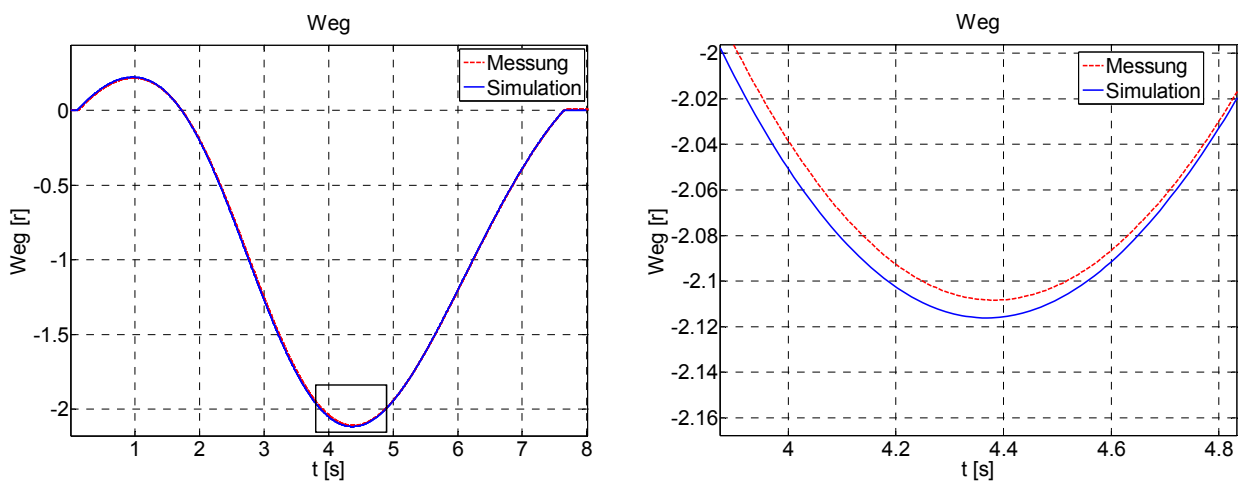


Abbildung 8-15: Verfahrweg der Vorschubachse des Genius 500

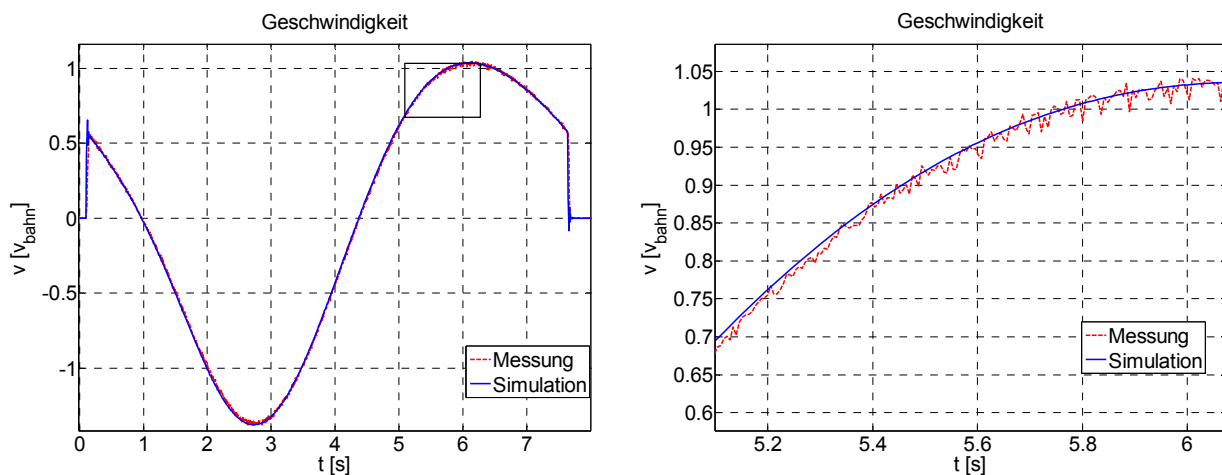


Abbildung 8-16: Geschwindigkeit der Vorschubachse der Genius 500

Das bedeutet, dass das Bewegungsverhalten des mechatronischen Systems richtig wiedergegeben wird. Das heißt, dass mit Hilfe des Modells auch Rückschlüsse über die Bahngenauigkeit und damit die Konturtreue der Maschine gezogen werden können. Um das zu illustrieren, sind in Abbildung 8-17 die gemessene und die simulierte Regeldifferenz am Beispiel der Index V100 dargestellt. Der Spindelstock fährt dabei einen Kreis in der Ebene senkrecht zu den Bewegungsachsen. Die Regeldifferenz wurde auf den Radius dieses Kreises normiert. Es zeigt sich, dass die Modellierung, trotz des recht groben Modells, eine geringe Abweichung von der Realität zeigt und somit bereits eine gute Abschätzung des Systemverhaltens getroffen werden kann.

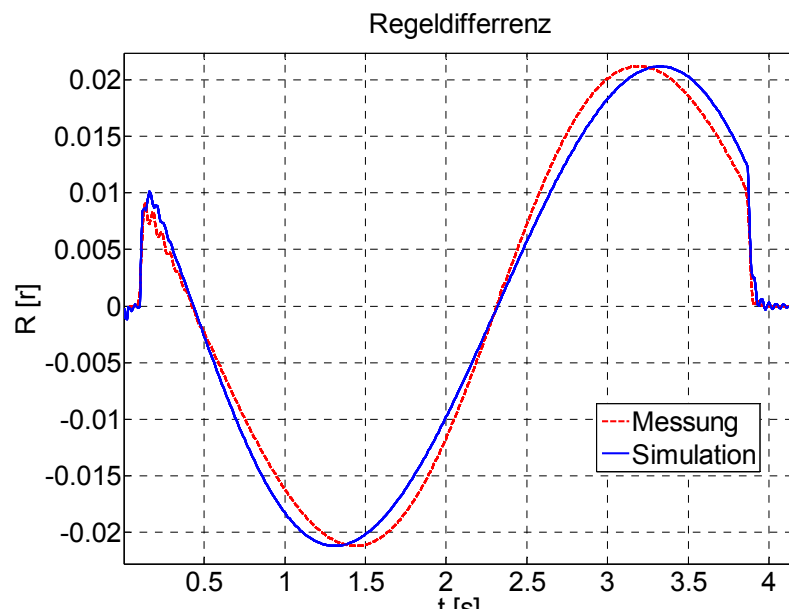


Abbildung 8-17: Simulation der Regeldifferenz der Index V100

Neben dem Bewegungsverhalten lassen sich auch dynamische und elektrische Größen im Antriebsstrang berechnen. In Abbildung 8-18 wird die aus der Steuerung ausgelesene Sollkraft mit der im Modell berechneten Antriebskraft verglichen. Auch hier zeigt sich eine gute Übereinstimmung. Es fällt allerdings auf, dass die Sollkraft Unstetigkeiten aufweist, welche die Simulation nicht abbildet.

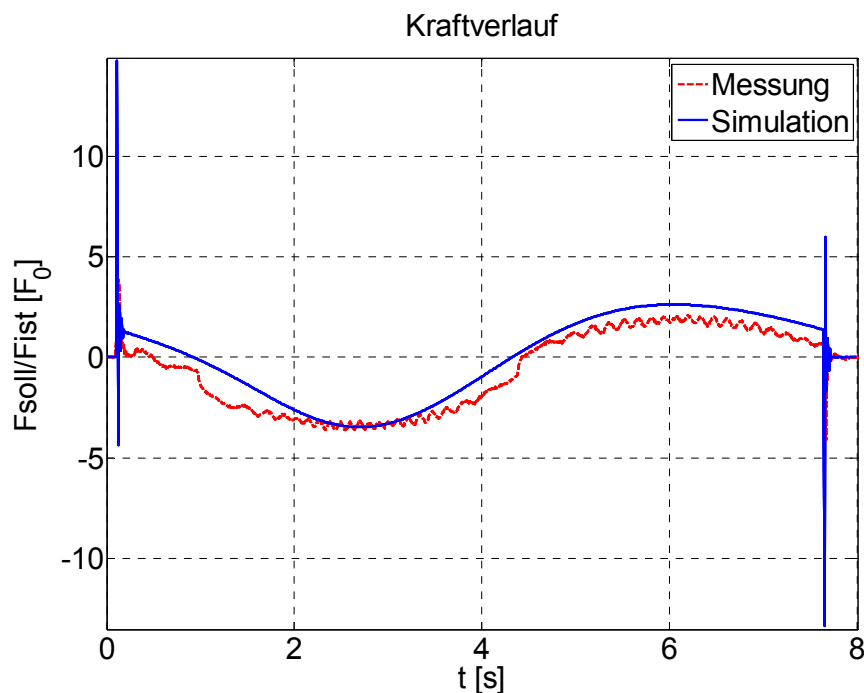


Abbildung 8-18: Antriebskraft der Vorschubachse der Genius 500

Diese Unstetigkeiten sind auf den Motorstrom zurückzuführen, dessen Verlauf Abbildung 8-19 normiert auf den maximal zulässigen Motorstrom zu sehen ist. Auch hier sind die Unstetigkeiten wieder lediglich in den Messwerten zu erkennen.

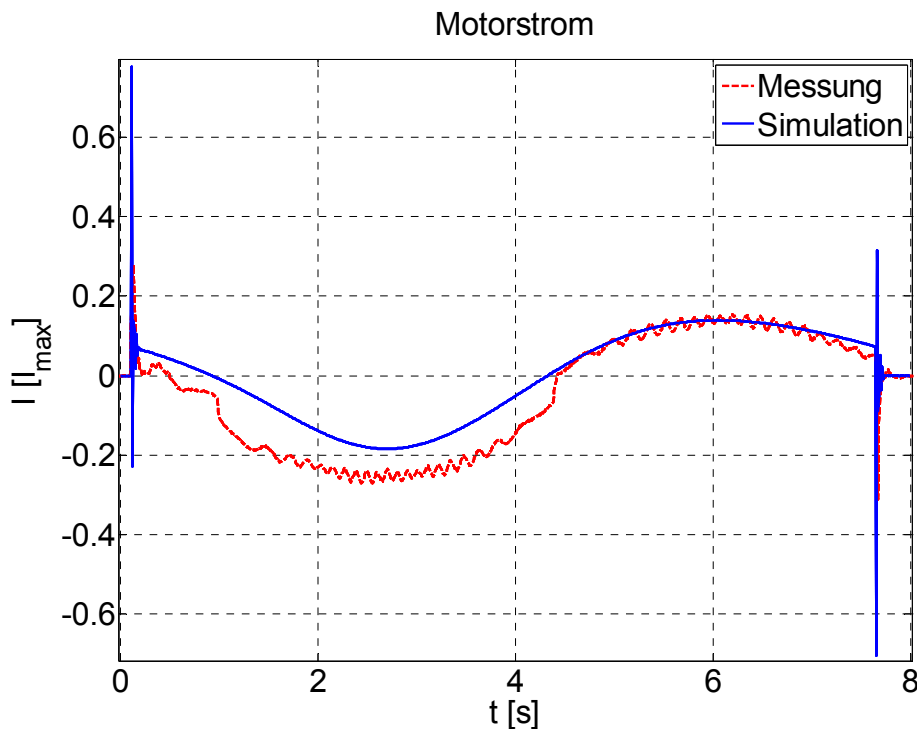


Abbildung 8-19: Motorstrom durch den Linearmotor der Genius 500

Sie können darauf zurückgeführt werden, dass die elektronischen Bauelemente, die aus dem eingespeisten Drehstrom das Wanderfeld für den Linearmotor generieren, nicht abgebildet werden. Da sich dennoch eine gute Übereinstimmung der beiden Verläufe zeigt, wird von der Beschreibung dieser Elektronik im Sinne einer aufwandsoptimalen Simulation abgesehen.

Insgesamt konnte gezeigt werden, dass es die Modelle erlauben, das Verhalten der elektromechanischen Vorschubachsen zu integrieren und die kinematischen, dynamischen und elektrischen Größen des mechatronischen Systems damit abzuschätzen.

## 8.6 Versuch und Erprobung

In der Phase von Versuch und Erprobung erfolgt der Übergang von der rein prognostizierenden Simulation zu einer Simulation, die die Konfiguration einer bereits existierenden Maschine unterstützt. Diese Unterstützung kann

im Bereich der virtuellen Inbetriebnahme, der Kalibrierung/Kompensation und der Abstimmung des dynamischen Verhaltens erfolgen.

Das Ziel der virtuellen Inbetriebnahme, die auch schon vor dem Bau des ersten Prototyps stattfinden kann, ist es, die für die Maschine entwickelten Steuerungs- und SPS-Programme zu testen. Dazu ist ein Modell des kinematischen Maschinenverhaltens notwendig, das im Rahmen der Methode entwickelt wurde.

Bei der Erstellung von Kompensations- bzw. Kalibrierungsdateien für die Steuerung kann die Simulationsmethode eingesetzt werden, um die Abweichung des Verhaltens der realen, fehlerbehafteten Maschine mit der idealen Struktur zu bestimmen. Eine Möglichkeit hierzu ist, das Verhalten der fehlerhaften Struktur mit Hilfe der direkten Kinematik zu berechnen und mit den Vorgaben an die inverse Kinematik zu vergleichen. Dieses Vorgehen wurde bereits in Kapitel 8.4.1.1 im Kontext der Dimensionierung von Toleranzfeldbreiten erläutert. Alternativ kann das geometrische Verhalten der fehlerbehafteten Maschine auch mit Hilfe des Mehrkörpermodells berechnet werden. In [Fle-05] wurde an einem Versuchsträger nachgewiesen, dass die im Rahmen der Methode verwendeten Techniken zur Mehrkörpersimulation die benötigte Genauigkeit liefern.

Zeigen sich bei der dynamischen Abstimmung der Maschine Probleme, so muss abhängig vom beobachteten Phänomen entschieden werden, welche Art von Modell zur genaueren Untersuchung des Problems herangezogen wird.

In jedem Fall bieten die in dieser Phase des Entwicklungsprozesses vorliegenden Messdaten die Möglichkeit, die Modellparameter so anzupassen, dass das Modell die Realität möglichst gut abbildet. Um diese Anpassung zu automatisieren, kann zum Beispiel ein Optimierungsprogramm mit einem genetischen Algorithmus [Opt-07] verwendet werden.

In Abbildung 8-20 wurde das Verfahren am Beispiel der ersten drei Eigenfrequenzen der Index V100 angewendet. Die Frequenzen wurden dabei auf die erste Eigenfrequenz normiert, die Nachgiebigkeit auf den Wert bei statischer Belastung. Es wurden verschiedene Zielfunktionen verglichen, um diese Optimierung vorzunehmen. Zunächst wurden nur die Frequenzen als Optimierungskriterium festgelegt, in einem zweiten Schritt wurde als zusätzliches Optimierungskriterium eine möglichst kleine Fläche zwischen Simulati-



ons- und Messdaten verlangt und in einem letzten Schritt wurde zusätzlich noch eine möglichst geringe Abweichung in den Amplituden gefordert.

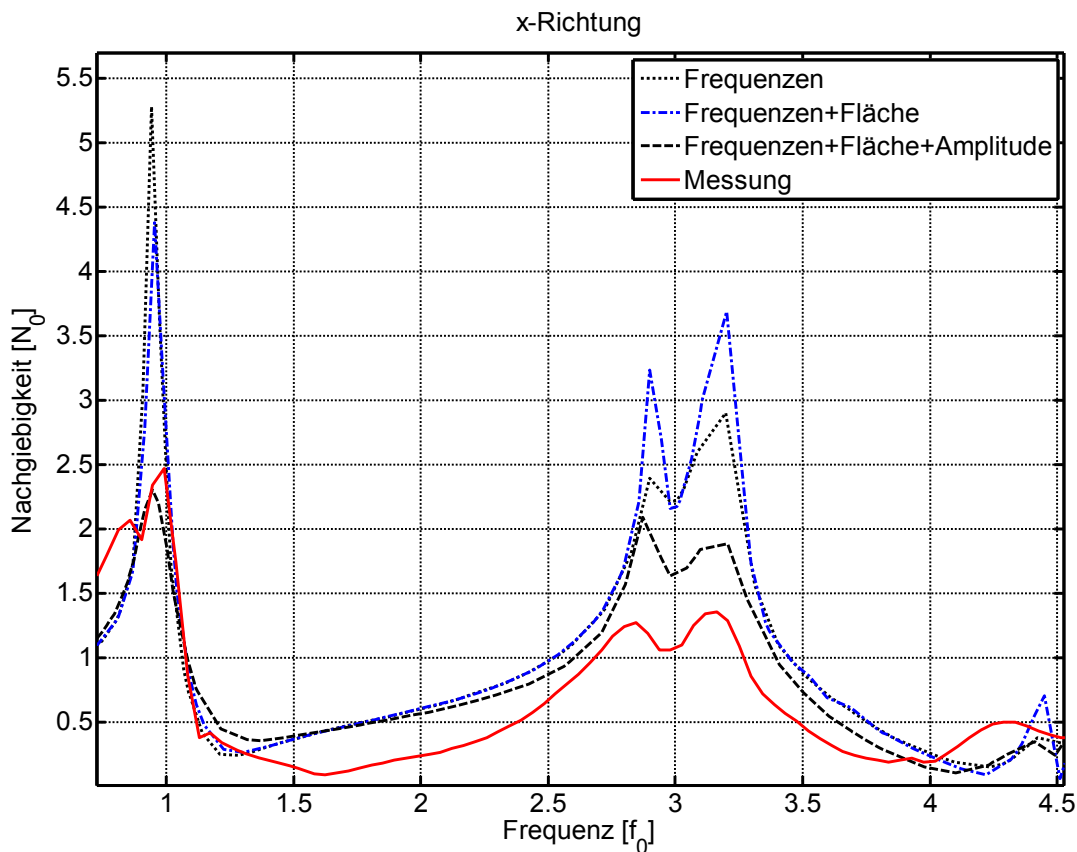


Abbildung 8-20: Vergleich Optimierungsstrategien

Die Analyse der Ergebnisse zeigt, dass durch die Anpassung der Parameter, die Abbildungsgenauigkeit der Methode hinsichtlich der Eigenfrequenzen und deren Amplituden noch deutlich gesteigert werden kann. Die vergleichsweise geringe Anzahl der Parameter hat dabei den Aufwand für die Optimierung erheblich reduziert.

Insgesamt konnte gezeigt werden, dass die vorliegende Methode auch in der Phase von Versuch und Erprobung einen Mehrwert für die Entwicklung einer Werkzeugmaschine mit Parallelkinematik bietet.

## 8.7 Abschließende Bewertung

Ziel der vorliegenden Arbeit war die Erarbeitung einer Methode zur effizienten Unterstützung des Entwicklungsprozesses einer Werkzeugmaschine mit Parallelkinematik durch Simulation. Dies erfordert, dass diejenigen Zielgrößen mit minimalem Aufwand erzeugt werden, die eine Unterstützung

der im Entwicklungsprozess anstehenden Konstruktionsentscheidungen erlauben.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden dazu zunächst diese Zielgrößen identifiziert. Dann wurden diejenigen Simulationsansätze ausgewählt, die diese Größen mit minimalem Aufwand erzeugen und es wurde gezeigt, wie die Ansätze zu einem mitwachsenden Simulationsmodell kombiniert werden können, das redundante Modellierungen verhindert. Um die damit verbundene Aufwandsreduktion zu illustrieren, werden der Methode in Tabelle 8-8 diejenigen Softwaresysteme gegenübergestellt, mit denen die identifizierten Berechnungsaufgaben zum heutigen Stand der Forschung und Technik typischerweise gelöst werden.

Phase	Ergebnisse	aufwandsoptimiert	herkömmlich
<b>Konzept</b>	Kinematische Kennwerte (Arbeitsraum, Übersetzung, Singularitäten)	Matlab/Simulink	CAD + Programmierumgebung oder MKS oder Tabellenkalkulation
	Vollständige Beschreibung des Bewegungsverhaltens des Mechanismus (→ Visualisierung)	Matlab/Simulink	CAD oder MKS
<b>Entwurf</b>	Bauteil- und Komponentenbelastungen (→ Dimensionierungsrechnungen)	Matlab/Simulink	FEM oder MKS
	Erste Abschätzung der Steifigkeit und Eigenfrequenzen	Matlab/Simulink	FEM
<b>Ausarbeitung Mechanik</b>	Geometrische Genauigkeit (→ Toleranzfelder)	Matlab/Simulink	Programmierumgebung oder MKS
	Statische Steifigkeit	Matlab/Simulink + CAD-Bauteil-FEM	FEM
	Eigenfrequenzen (inklusive Strukturschwingungen kritischer Bauteile)	Matlab/Simulink (evtl. + FEM-System)	FEM
<b>Ausarbeitung Mechatronik</b>	Regelungsparameter	Matlab/Simulink	MKS + Matlab/Simulink oder FEM mit Reglerelementen
	Mechatronisches Systemverhalten (Dynamik, Bewegungsverhalten)	Matlab/Simulink	MKS + Matlab/Simulink
<b>Versuch und Erprobung</b>	Kalibrierung / Kompensation	Matlab/Simulink	Programmierumgebung
	Problemspezifische Ergebnisse	Matlab/Simulink	FEM/MKS

*Tabelle 8-8: Vergleich der eingesetzten Softwaresysteme*

Es zeigt sich, dass die Methode nicht nur den Vorteil bietet, dass weniger Modelle aufgebaut und damit bei Konstruktionsänderungen aktualisiert werden müssen. Darüber hinaus müssen bei der mechatronischen Simulation keine Systeme gekoppelt werden und es können auch Kosten für die Anschaffung und Pflege von zusätzlichen Softwaresystemen eingespart werden.

Trotz dieses geringeren Aufwandes konnte am Beispiel der Genius 500 und der Index V100 gezeigt werden, dass die erarbeitete Methode alle geforderten Zielgrößen mit einer Genauigkeit liefert, die eine sinnvolle Unterstützung des Entwicklungsprozess gestattet.

## 9 Zusammenfassung und Ausblick

### 9.1 Zusammenfassung

Trotz ihrer sehr guten Steifigkeitswerte und der daraus folgenden hohen erreichbaren Dynamik werden nur sehr wenige Werkzeugmaschinen mit Parallelkinematik entwickelt. Einer der Gründe dafür ist, dass Parallelkinematiken aufgrund der im Vergleich zu seriellen Kinematiken komplexen Maschinenstruktur eine durchgängige Begleitung des Entwicklungsprozesses durch Simulation erfordern. Demgegenüber steht die Tatsache, dass die Maschinen in einer mittelständisch geprägten Branche entwickelt werden, die sich, aufgrund der geringen Stückzahl der von ihr gefertigten Produkte, große Investitionen im Bereich der Simulation nicht leisten kann oder will. Außerdem verhindern der hohe Aufwand bei der Modellerstellung und der vermeintliche Zeitverzug den Einsatz der Methoden.

Deshalb war es Ziel der vorliegenden Arbeit, eine Methode zu erarbeiten, die eine aufwandsoptimale Unterstützung des Entwicklungsprozesses einer Werkzeugmaschine mit Parallelkinematik mittels Simulation erlaubt. Damit wird den Herstellern die Möglichkeit geboten, die Simulation ohne große Investitionen gewinnbringend in ihrem Unternehmen zu nutzen, indem die Potenziale der parallelen Kinematikstrukturen erschlossen werden.

Um die Aufgabe zu lösen, wurde zunächst der Entwicklungsprozess einer Werkzeugmaschine mit Parallelkinematik gegliedert, analysiert und die Anforderungen in den jeweiligen Phasen bestimmt, um daran abzuleiten, wie die in den einzelnen Phasen des Entwicklungsprozesses geforderten Ergebnisse mit minimalem Aufwand erreicht werden können. Dazu wurden den Anforderungen die zum heutigen Stand der Forschung und Technik gängigen Methoden zur Simulation einer Werkzeugmaschine gegenübergestellt. Dabei hat sich gezeigt, dass die Anforderungen am besten von einem Modell erfüllt werden können, das zunächst nur die Kinematik der Struktur abbildet, in einem nächsten Schritt zu einem Mehrkörpermodell weiterentwickelt wird und das in einem letzten Schritt, durch die Ankopplung eines Modells der elektromechanischen Vorschubachsen, zu einem mechatronischen Modell der Werkzeugmaschine wird.

Um dieses „Mitwachsen“ des Modells realisieren zu können, ergeben sich einige Anforderungen an die Struktur des Modells. Durch den Ansatz eines

modularen Modellaufbaus können neue Aspekte des Maschinenverhaltens - wie beispielsweise das Verhalten der elektromechanischen Vorschubachsen - durch einfaches Ankoppeln weiterer Module realisiert werden. Ein modularer Aufbau bietet weiterhin den Vorteil, dass zum Erstellen neuer Modelle eine Modulbibliothek erstellt werden kann, die den Aufwand für die Modellierung neuer Produkte signifikant verringert. Ein weiterer wichtiger Punkt ist, dass die Module selbst aus Teilsystemen bestehen, die sich einfach durch Modelle höherer Detaillierung austauschen lassen, um den wachsenden Anforderungen an die Genauigkeit der Ergebnisse im Laufe des Entwicklungsprozesses Rechnung tragen zu können.

In einem nächsten Schritt wurde beschrieben, welche Simulationstechniken verwendet werden können, um die ermittelten Anforderungen zu erfüllen. Im Bereich der Simulation der Kinematik wird dazu in der Konzeptphase die inverse Kinematik des Mechanismus gewählt, die in späteren Phasen auch zur Steuerung des Modells genutzt werden kann. Außerdem wird ein Verfahren zur Lösung des direkten kinematischen Problems mit Hilfe der Optimierung vorgestellt, das zum Beispiel zur Toleranzfelddimensionierung oder zur Kompensation/Kalibrierung der Maschine genutzt werden kann. Anschließend wird das kinematische Modell zu einem dynamischen Modell erweitert. Dazu werden Module zur Berechnung der Gelenk/Lagerreaktionen auf Basis der Posen der Körper in das Modell eingeführt. Die Berechnung der Posen der einzelnen Körper wiederum wird durch Integration der Newton-Eulergleichungen unter Berücksichtigung der Gelenk- und Lagerkräfte gelöst. Durch den beständigen Austausch der Ergebnisse der Berechnung von Posen und Gelenkreaktionen, wird somit eine Abbildung des dynamischen Verhaltens der Maschine möglich. Außerdem werden Möglichkeiten diskutiert, wie die strukturdynamischen Eigenschaften einzelner Bauteile in das Modell integriert werden können. Abschließend wird gezeigt, dass sich die vorliegende Modellstruktur auch eignet, um die wesentlichen Aspekte der angrenzenden elektrischen und regelungstechnischen Baugruppen zu simulieren. Dabei wurde die Kopplung zwischen den mechanischen und elektrischen Systemen über die Drehmomenten- bzw. Kraftkonstante der verbauten Motoren realisiert.

Nach dem Aufbau der Modellstruktur wird diskutiert, wie geeignete Parameter gefunden werden können, um das Simulationsmodell zu nutzen. Da-

mit stehen die zur Umsetzung der Methode benötigten Simulationstechniken zur Verfügung.

Im einem nächsten Schritt wurde die Methode am Beispiel der Genius 500 und der Index V 100 exemplarisch angewendet und mit Messdaten verglichen. Dabei konnte gezeigt werden, dass die entwickelte Methode Abweichungen von maximal 15 % erzeugt, die in den Anforderungen definierten Ergebnisse liefert und entlang des gesamten Entwicklungsprozesses einer Werkzeugmaschine gewinnbringend, mit geringem Aufwand eingesetzt werden kann.

## **9.2 Ausblick**

Die Methode bietet in der jetzigen Form bereits den vollen Funktionsumfang, um in der Praxis eingesetzt werden zu können. Allerdings sollten für die Umsetzung in einem kommerziellen Produkt noch entsprechende graphische Oberflächen programmiert werden, welche die Bedienung des Systems vereinfachen.

In folgenden wissenschaftlichen Arbeiten stellt sich außerdem die Aufgabe, die Methode auf einen Einsatz im Bereich serieller Werkzeugmaschinen auszuweiten. Dabei ist die wesentliche Herausforderung, dass das dynamische Verhalten dieser Maschinen, aufgrund der anderen Verhältnisse von Bauteilmassen zu Steifigkeiten, nicht so sehr durch Starrkörperschwingungsmoden dominiert wird wie bei parallelkinematischen Maschinen. Das heißt, es müssen einfache Ersatzmodelle gefunden werden, die es erlauben, durch strukturdynamische Effekte geprägte Schwingungsmoden mit geringem Aufwand abzubilden.

Eine weitere mögliche Anwendung für die mit Hilfe der Methode erzeugten einfachen und somit schnell berechenbaren Modelle von Werkzeugmaschinen ist die prozessparallele Berechnung von Komponentenbelastungen. Auf Basis der während des Maschinenbetriebes auf die Komponenten wirkenden Lasten können die Ausfallzeitpunkte prognostiziert werden. Damit wird eine vorbeugende Instandhaltung möglich, bei der die Komponenten rechtzeitig ausgewechselt werden, bevor es zu einem nicht geplanten Maschinenausfall kommt [Wie-08]. Dieser Themenkomplex wurde in einer parallel laufenden Arbeit erfolgreich betrachtet.

Eine wesentliche Herausforderung die sich im Bereich der dynamischen Simulation von Werkzeugmaschinen stellt, ist das Finden geeigneter Parameter für die Simulationsmodelle. Während Steifigkeitsparameter von Maschinenkomponenten, wie Lager und Kugelgewindetriebe, zumindest simuliert werden können, fehlt zur korrekten Abbildung von Dämpfungseffekten bis zum heutigen Tag ein Verständnis der grundlegenden Phänomene. Das heißt, dass in diesem Bereich noch Grundlagenforschungsarbeiten benötigt werden, um in einem nächsten Schritt geeignete Ersatzmodelle des dynamischen Verhaltens von Maschinenkomponenten zu entwickeln, die in der Simulation von Werkzeugmaschinen eingesetzt werden können.

Erst dann wird es möglich sein, die Wechselwirkung von Maschine und Bearbeitungsprozess bereits vor dem Bau des ersten Prototyps prognosesicher zu simulieren.





## Literaturverzeichnis

- [Abe-08] Abele, E., Bauer, J., Bertsch, C., Laurischkat, R., Meier, H., Reese, S., Stelzer, M., von Stryk, O.: Comparison of Implementations of a Flexible Joint Multi-Body Dynamics System Model for an Industrial Robot, 6th CIRP International Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering, Neapel, 2008.
- [All-03] Allemang, R. J., The Modal Assurance Criterion – Twenty Years of Use and Abuse, Sound and Vibration, Jahrgang 37, Band 88, Acoustical Publications, 2003, S.14-23.
- [Alt-00] Altintas, Y.: Manufacturing Automation - Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design, Cambridge University Press, New York, 2000.
- [Alt-04a] Altintas, Y., Weck, M.: Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding, Annals of the CIRP, STC M, 53/2/2004, S. 619-642.
- [Alt-04b] Altenburger, R.: Gekoppelte Simulation, Öffentliches Abschluss-Seminar der Landesverbundforschungsprojekte Simko, SimFun, AuReLas, ZFS, Stuttgart, 2004, S.31-47.
- [And-68] Andrew, C., Cockburn, J. A., Waring, A. E.: Metal Surfaces under Normal Forces: Some Dynamic Stiffness and Damping Characteristics, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 182, 1967-68, S.92-100.
- [Bau-03] Baudisch, T.: Simulationsumgebung zur Auslegung der Bewegungsdynamik des mechatronischen Systems Werkzeugmaschine, iwv Forschungsberichte, Herbert Urtz Verlag, München, 2003.
- [Bie-08] Biermann, D., Surmann, T., Kehl, G.: Oszillatormodell für Werkzeugmaschinen zur Simulation von Zerspanprozessen – Entkopplung von Schwingungsmoden zur effizienten Berechnung der Prozessstabilität von Fertigungssystemen bei Einwirkung von Prozesskräften, wt Werkstatttechnik online, Jahrgang 98, Heft 3, 2008, S. 185-190.

- [Bjö-96] Björk, A.: Numerical Methods for Least Squares Problems, SIAM, Philadelphia 1996.
- [Bech-05] Bechthold, J., Köhler, P.: Ein theoretisch analysiertes hochbewegliches Handhabungssystem im praktischen Versuch, Dresdener Maschinenelemente Kolloquium, 2005, S. 475-490.
- [Ber-03] Berkemer, J.: Gekoppelte Simulation von Maschinendynamik und Antriebsregelung unter Verwendung linearer Finiter Elemente Modelle, Dissertation an der Universität Stuttgart, 2003.
- [Box-05] Box, G. E. P., Hunter, J.S., Hunter, W.G.: Statistics for Experimenters: Design, Innovation, and Discovery. 2. Auflage. Wiley & Sons, 2005.
- [Bre-94] Breuer, M.: Theoretische und experimentelle Bestimmung der Wälzlagersteifigkeit, VDI Fortschrittsberichte, Reihe 1, Nr. 241, VDI Verlag, Düsseldorf, 1994.
- [Bre-02] Brecher, C.: Vergleichende Analyse von Vorschubantrieben für Werkzeugmaschinen, Dissertation an der RWTH Aachen, Shaker Verlag, 2002.
- [Bre-06] Brecher, C., Ostermann, T., Friedrich D.A.: Control Concept for PKM Considering the Mechanical Coupling between Actuators, The 5<sup>th</sup> Chemnitz Parallel Kinematics Seminar, Conference Proceedings, 2006.
- [Bre-07] Brecher, C., Hoffmann, F.: Mehrkriterienoptimierung von Parallelkinematiken – Kinematische und dynamische Kriterien für Werkzeugmaschinen, wt Werkstatttechnik online, Jahrgang 97 (2000), Heft 5, S.328-333.
- [Bro-06a] N.N.: Brockhaus Enzyklopädie, Band 25, 21. Auflage, Brockhaus, Leipzig, Mannheim, 2006.
- [Bro-06b] Broos, A., Schermann, T., Schmitz, E.-U.: Neue Prozessketten für die Simulation, Werkstatttechnik online Jahrgang 96, Heft 1/2, 2006, S. 24-29.
- [Com-05] Combe, T., Kollreider, A., Riel, A., Schyr, C.: Modellabbildung des Antriebsstranges- Echtzeitsimulation der Fahrzeuglängsdynamik, Motortechnische Zeitschrift, Band 66, Heft 1, 2005, S.50-56.

- [Cor-66] Corbach, K.: Die dynamische Steifigkeit ruhender und beweglicher Verbindungen an Werkzeugmaschinen, Maschinenmarkt, Jg. 72, Würzburg, 1966, S. 167-177.
- [Cra-68] Craig, R. R. Jr., Bampton, M. C. C.: Coupling of Substructures for Dynamic Analysis, AIAA Journal, Vol. 6, No. 7, July 1968, S.1313-1319.
- [Cra-05] Craig, J.: Introduction to Robotics – Mechanics and Control, 3. Auflage, Pearson Education International, New York, 2005.
- [Den-55] Denavit, J., Hartenberg, R. S.: A kinematic notation for lower pair mechanisms based on matrices, ASME Journal Applied Mechanics, 22, 2005, S. 215-221.
- [Den-04] Denk, J., Hamann, J., Schärfers, E., Tröndle, H.-P.: Mit Mechatronik Support zu innovativen Systemlösungen, Tagungsband 4. Chemnitzer Produktionstechnisches Kolloquium, 2004, S.597-614.
- [Den-05] Denkena, B., Möhring, H.-C.: Berechnung von Strukturnachgiebigkeiten bei Hybridkinematiken, Tagungsband zum 10. Dresdener WZM-Fachseminar, Neue Aspekte der Stabilitätsanalyse der Zerspanung, 2005.
- [Die-96] Dietl, P., Zeilinger, R., Springer, H., Experimentelle Identifikation und Berechnung des Dämpfungsvermögens von Kugellagern, VDI –Berichte, Band1285, 1996, S. 259-273.
- [Die-97] Dietl, P.: Damping and Stiffness Characteristics of Rolling Element Bearings – Theory and Experiment, Dissertation an der TU Wien, 1997.
- [Die-00] Dietl, P., Wensing, J., van Nijen, G.C.: Rolling Bearing Damping for Dynamic Analysis of Multibody Systems – Experimental and Theoretical Results, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 214, Part K, 2000, S.33-43.
- [Dub-97] Beitz, W., Grote, K.-H.(Hrsg.): Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau, 19. Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 1997.
- [Faa-03] Faassen, R.P.H., van de Wouw, N., Oosterling, J.A.J., Nijmeijer, H.: Prediction of regenerative chatter by modeling and analysis

- of high-speed milling, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Band 43, 2003, S. 1437-1446.
- [Fah-99] Fahrbach, C.: Regelung hochdynamischer elektrischer Servo-Direktantriebe in Fertigungseinrichtungen, Dissertation am ISW, Uni Stuttgart, 1999.
- [Fin-77] Finke, R., Berechnung des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen, Dissertation an der RWTH Aachen, 1977.
- [Fis-02] Fischer, U., Heinzler, M., Kignus, R., Näher, F., Oesterle, S., Paetzholde, H., Röhrer, W., Stephan, A., Winkow, R.: Tabellenbuch Metall, 42. Auflage, Verlag Europa-Lehrmittel, Haan-Gruiten, 2002.
- [Fle-05] Fleischer, J., Munzinger, C., Kipfmüller, M.: Berechnung von Kompensationsdateien aus der Untersuchung der wirkstellennahen Positionsmessung, Zeitschrift für den wirtschaftlichen Fabrikbetrieb Jahrgang 100, Ausgabe 7-8, 2005, S.401-405.
- [Fle-07] Fleischer, J., Schermann, T., Kipfmüller, M.: Simulation in der Werkzeugmaschinenindustrie- Ergebnisse der Umfrage bei ausgewählten Unternehmen des VDW, vorgestellt im Rahmen des VDW-Wissenschaftsdialoges in Berlin am 8./9. November 2008.
- [Fri-01] Frindt, M.: Modulbasierte Synthese von Parallelstrukturen für Maschinen in der Produktionstechnik, Dissertation an der TU Braunschweig, 2001.
- [Gab-95] Gabbert, U., Berger, H., Blanke, G., Wehner, P.: Automatisierte Steuerung der Modell und Ergebnisqualität für Finite-Elemente-Systeme, Report: Otto-von-Guericke-Univ. Magdeburg, Inst. F. Mechanik, Fak. F. Maschinenbau, Band 7, 1995, S. 1-43.
- [Gao-01] Gao, X.; Rockhausen, L.: Eigenfrequenzen und –formen von Maschinengestellen bei geänderten Aufstellbedingungen auf der Basis gemessener Modaldaten, VDI-Berichte, Band 1606, Schwingungen in Anlagen und Maschinen, 16.-17. Mai 2001, Veitshöchheim, S. 1-12.

- [Gol-89] Goldberg, D. E.: Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning, Addison-Wesley, 1989.
- [Gro-72] Groth, W. H.: Die Dämpfung in verspannten Fugen und Arbeitsführungen von Werkzeugmaschinen, Dissertation an der RWTH Aachen, 1972.
- [Gro-81] Gross, H. [Bearb.], Stute, G., Böbel, K.-H., Hesselbach, J., Hodel, U., Stof, P.: Elektrische Antriebe für Werkzeugmaschinen, Berlin, München, Siemens-Aktiengesellschaft, 1981.
- [Gro-97] Großmann, K.: Die Realität im Virtuellen – Simulation in technischen Anwendungen, Lehre Forschung Praxis – Schriftenreihe des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen, Hausdruckerei TU Dresden, 1997.
- [Gro-04] Großmann, K., Rudolph, H.: Dynamische Strukturanalyse und Simulation an Werkzeugmaschinen mit dem Balkenmodell, ZWF, 99 (2004) 7-8, S. 390-397.
- [Guy-64] Guyan, R. J.: Reduction of stiffness and mass matrices, AIAA Journal, Vol. 3, Nr. 2, 1965, S.280.
- [Hah-03] Hahn, K., Nicola, A., Sauer, B.: Gelenkeigenschaften von parallelkinematischen Werkzeugmaschinen, Antriebstechnik 42, Nr. 10, 2003, S.52-56.
- [Ham-97] Hamann, J., Tröndle H.-P.: Die Schallgrenze bei der Regelung elektromechanischer Systeme, 3. Magdeburger Maschinenbautage, Tagungsband 2, Logos Verlag, Berlin, 1997, S. 193-203.
- [Ham-01] Hamann, J., Tröndle, H.-P.: Mechatronic Service an Investigation on the Example of a Forming and Milling Machine, Proceedings 10th International Conference on Precision Engineering, Yokohama, 2001, S. 952-956.
- [He-01] He, J., Fu, Z.-F.: Modal Analysis, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2001.
- [Hei-03] Heimann, B., Gerth, W., Popp, K.: Mechatronik, Komponenten-Methoden-Beispiele, 2. Auflage, Fachbuchverlag Leipzig im Carl-Hanser-Verlag, 2001.

- [Hec-86] Heckel, K.: Die Ermittlung einfacher Modelle aus dynamischen Modulmessungen, *Rheologica Acta*, Band 7, Heft 1, 1986.
- [Hen-05] Henninger, C., Eberhard, C.: Avoiding Chatter by Tuning the Dynamics of the Machine Structure with a Damped Vibration Absorber, *Proceedings of the 5th Euromech Nonlinear Dynamics Conference*, Eindhoven 2005.
- [Her-33] Hertz, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper, *gesammelte Werke*, Band 1, Leipzig, 1881.
- [Hof-08] Hoffmann, F.: Optimierung der dynamischen Bahngenaugigkeit von Werkzeugmaschinen mit der Mehrkörpersimulation, *Dissertation an der RWTH Aachen*, Apprimus Verlag, 2008.
- [Htf-96] Harashima, F., Tomizuka, M., Fukuda, T.: Mechatronics– „What Is It, Why, and How?“ An Editorial, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 1, 1996, S.1-4.
- [Ina-06] N., N.: *INA/FAG Wälzlagerkatalog*, Schaeffler KG, 2006.
- [Ise-99] Isermann, R.: *Mechatronische Systeme – Grundlagen*, Springer Verlag, Berlin, 1999.
- [ISO-06] International Standard 3408: Ball Screws, Part 4: Static Axial Rigidity, *International Organization for Standardization*, Genf, 2006.
- [Isp-97] Ispaylar, M.H.: *Betriebseigenschaften von Profilschienen-Wälzführungen*. Dissertation an der RWTH Aachen, 1997.
- [Keh-02] Kehl, G., Altstädter, H.: Konstruktionsbegleitende Simulation von Werkzeugmaschinen, *20. CAD-FEM Users' Meeting 2002, Conference Proceedings Vol.1*, S. 1-9.
- [Kir-00] Kirchner, J.: *Mehrkriterielle Optimierung von Parallelkinematiken*, Dissertation an der TU Chemnitz, 2000.
- [Kir-06] Kirchgäßner, B., Melchinger, A., Keller, K.: FEM mit Regelungselementen, *Abschlussbericht des BMBF-Forschungsprojektes SimCAT ([www.simcat.org](http://www.simcat.org))*, Karlsruhe, 2006, S.13-17.
- [Kle-05] Klein, B.: *FEM: Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*, 6. Auflage, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2005.

- [Klu-80] Klumpers, K. J.: Theoretische und experimentelle Bestimmung der Dämpfung spielfreier Radialwälzlager, Dissertation an der RWTH Aachen, 1980.
- [Krä-93] Krämer, E.: Dynamics of rotors and foundations, Springer Verlag, Berlin, 1993.
- [Kro-07] Kroneis, J., Gastauer, T., Liu, S., Sauer, B.: Evaluierung einer Trajektorienplanungsstrategie höherer Ordnung für eine Parallelkinematik mit drei Freiheitsgraden unter Verwendung einer Co-Simulation zwischen MSC.Adams und MATLAB/Simulink, SimPep, Kongress für Simulation im Produktentstehungsprozess, Kaiserslautern, 2007, S.1-14.
- [Lev-44] Levenberg, K.: A Method for the Solution of Certain Problems in Least Squares, Quart. Appl. Math. 2, 1944, S.164-168.
- [Löw-55] Löwenfeld, K.: Die Dämpfung bei Werkzeugmaschinen, 2. FOKOMA, Maschinenmarkt, 1955.
- [Mag-05] Magnus, K., Popp, K.: Schwingungen, 7.Auflage, Teubner Verlag, Stuttgart, Leipzig, Wiesbaden, 2005.
- [Man-99] N.N.: ECODRIVE03 Antrieb für die allgemeine Automatisierung mit SERCOS-, Analog- und Parallelinterface, Funktionsbeschreibung, Indramat GmbH, 1999.
- [Mar-63] Marquardt, D.: An Algorithm for Least-Squares Estimation of Nonlinear Parameters, SIAM J. Appl. Math. 11, 1963, S. 431-441.
- [Mei-80] Meirovitch, L.: Computational Methods in Structural Dynamics, Sijthoff & Noordhoff, 1980.
- [Mei-08] Meidlinger, R.: Einfluss der Aufstellung auf das dynamische Verhalten von Werkzeugmaschinen, Dissertation an der RWTH Aachen, 2008.
- [Mel-03] Melchinger, A., Fleischer, J., Neithardt, W.: Simulationsunterstützte Optimierung eines Werkzeugmaschinenschlittens Simulation in der Produkt- und Prozessentwicklung, Abschlusskonferenz zum BMBF-Projekt ELAnO, Tagungsband, Bremen, DE, 5.-7. Nov, 2003, S. 121-131.

- [Mer-00] Merlet, J.-P.: Parallel Robots, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, Boston, London, 2000.
- [Mey-77] N.N.: Meyers Enzyklopädisches Lexikon in 25 Bänden, Band 21, 9. Auflage, Bibliographisches Institut, Mannheim/Wien/Zürich, 1977.
- [Min-04] Minx, J., Häußler, P., Albers, A.; Emmrich, D.; Allinger, P.: Integration von FEM, MKS und Strukturoptimierung zur ganzheitlichen, virtuellen Entwicklung von dynamisch beanspruchten Bauteilen. NAFEMS Seminar, Analyse von Mehrkörpersystemen mit FEM und MKS, 27.-28. Oktober 2004 in Wiesbaden.
- [Mun-08a] Munzinger, C., Broos, A., Kipfmüller, M., Lang, H.: Simulationsunterstützte Entwicklung einer parallelen Achsanordnung – Räumwerkzeugschleifmaschine mit Parallelkinematik, VDI-z, Jahrgang 150, Nr.9, Springer Verlag, 2008.
- [Mun-08b] Munzinger, C., Kipfmüller, M., Schmidt-Ewig, J.-P.: Simulation of Parallel Kinematics Based on Feedback Control Systems, Conference Proceedings of the 6th CIRP International Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering, Neapel, 23-25 Juli, 2008.
- [Nei-04] Neithardt, W.: Methodik zur Simulation und Optimierung von Werkzeugmaschinen in der Konzept- und Entwurfsphase auf Basis der Mehrkörpersimulation, Forschungsberichte aus dem wbk Institut für Produktionstechnik, Universität Karlsruhe (TH), 2004.
- [Neu-98] Neugebauer, R. (Hrsg.): Chemnitzer Parallelstruktur Seminar, Tagungsband, Verlag Wissenschaftliche Scripten, Zwickau, 1998.
- [Neu-00] Neugebauer, R. (Hrsg.): Arbeitsgenauigkeit von Parallelkinematiken, 2. Chemnitzer Parallelkinematik Seminar, Tagungsband, Verlag Wissenschaftliche Scripten, Zwickau, 2002.
- [Neu-02] Neugebauer, R. (Hrsg.): Development Methods and Application Experience of Parallel Kinematics, The 3rd Chemnitz Paral-



- lel Kinematics Seminar, Conference Proceedings, Verlag Wissenschaftliche Scripten, Zwickau, 2002.
- [Neu-04] Neugebauer, R. (Hrsg.): Parallel Kinematic Machines in Research and Practice, The 4th Chemnitz Parallel Kinematics Seminar, Conference Proceedings, Verlag Wissenschaftliche Scripten, Zwickau, 2004.
- [Neu-05] Neugebauer, R. (Hrsg.): Parallelkinematische Maschinen – Entwurf, Konstruktion, Anwendung, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2006.
- [Nem-06] Neumann, K. E.: Exechon concept, The 5th Chemnitz Parallel Kinematics Seminar, Conference Proceedings, Verlag Wissenschaftliche Scripten, Zwickau, 2006, S. 787-802.
- [Neu-06a] Neugebauer, R. , Weidlich, D., Zickner, H., Hensel, S., Ihlenfeldt, S.; Polzin, T.: A Virtual Reality-Based Engineering Tool for Fast Configuration of Machine Tools with Parallel Kinematics - VRAX, Plenary Paper, The 5th Chemnitz Parallel Kinematics Seminar, Conference Proceedings, 2006.
- [Neu-06b] Neugebauer, R. (Hrsg.): Parallel Kinematic Machines in Research and Practice, The 5th Chemnitz Parallel Kinematics Seminar, Conference Proceedings, Verlag Wissenschaftliche Scripten, Zwickau, 2006.
- [Oph-86] Ophey, L.: Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften vorgespannter Schrägkugellager, Dissertation an der RWTH Aachen, 1986.
- [Opt-07] N.N.: Optislang – The Optimizing Language for Sensitivity Analysis, Multidisciplinary Optimization, Robustness Evaluation and Reliability Analysis, Version 2.1, User Manual, Dynardo, 2007.
- [Pah-86] Pahl, G., Beitz, W.: Konstruktionslehre-Handbuch für Studium und Praxis, 2. Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1986.
- [Pet-83] Petuelli, G.: Theoretische und experimenteller Bestimmung der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften normal belasteter Fügstellen, Dissertation an der RWTH Aachen, 1983.

- [Pri-05] Pritschow, G., Röck, S., Rüdele, H.: Echtzeitfähige Simulation von Werkzeugmaschinen – Anforderungen und Eigenschaften einer Hardware-in-the-Loop-Simulationsumgebung für Werkzeugmaschinen, *wt Werkstatttechnik online*, Band 95, Heft 5, 2005, S.302-308.
- [Que-05] Queins, M.: Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen mit Hilfe flexibler Mehrkörpermodelle, Dissertation an der RWTH Aachen, 2005.
- [Red-79] Redeker, W.: Systematische Konstruktion spanender Werkzeugmaschinen, Dissertation an der TU Braunschweig, 1979.
- [Rie-93] Riemer, M., Wauer, J., Wedig, W.: Mathematische Methoden der Technischen Mechanik, Springer Verlag, 1993.
- [Rie-03] Rieg, F., Koch, F., Hackenschmidt, R.: Konstruktionsbegleitende Finite-Elemente-Analyse, *CAD-CAM Report*, Band 22, Heft 4, 2003, S. 52-55.
- [Rob-88] Roberson, R.E., Schwertassek, R.: Dynamics of Multibody Systems, Springer Verlag, 1988.
- [Röc-07] Röck, S.: Echtzeitsimulation von Produktionsanlagen mit realen Steuerungssystemen, Dissertation an der Universität Stuttgart, 2007.
- [Rol-97] Roll, K.: Simulationssysteme im Vergleich – Handlungsschwerpunkte für die Zukunft, *Sächsische Fachtagung Umformtechnik*, Band 4, Chemnitz, 1997, S.315-334.
- [Scha-76] Schaible, B.: Ermittlung des statischen und dynamischen Verhaltens insbesondere der Dämpfung von verschraubten Fugenverbindungen für Werkzeugmaschinen, Dissertation, TU München, 1976.
- [Schä-01] Schäfers, E., Hamann, J., Tröndle, H.-P.: Mechatronische Optimierung, Analyse und Simulation von Maschinen, Konferenz-Einzelbericht Praxiswissen Automatisierung, Hüthig, Heidelberg, 2001, S. 618-628.
- [Schä-05] Schäper, E.: Entwicklungsprozesse durch den Einsatz von Mehrkörpersimulation optimieren. *Futur 01*, S. 14 – 15, 2005.

- [Sche-06] Scheuermann, M., Aul, E., Sauer, B.: Simulation des dynamischen Verhaltens von Linearachsen mittels modularer Modellstrukturen, VDI-Berichte 1942: Gleit- und Wälzlagerungen – Gestaltung, Berechnung, Einsatz, VDI Verlag, Düsseldorf, 2006, S.437-452.
- [Schm-03] Schmidt, T.: 3-D-Topologie-Optimierung eines Hochgeschwindigkeitsschlittens, Werkstoffe in der Fertigung, Heft 5, S.33.
- [Schm-09] Schmidt-Ewig, J.-P.: Methodische Erarbeitung und Umsetzung eines neuartigen Maschinenkonzeptes zur Bearbeitung dreidimensional gerundeter Strangpressprofile, Dissertation am wbk Institut für Produktionstechnik, Universität Karlsruhe (TH), 2009.
- [Schn-91] Schneider, M.: Statisches und dynamisches Verhalten beim Einsatz linearer Schienenführungen auf Wälzlagerbasis im Werkzeugmaschinenbau, Dissertation an der TH Darmstadt, Hanser Verlag, 1991.
- [Schn-00] Schneider, C.: Strukturmechanische Berechnungen in der Werkzeugmaschinenkonstruktion, Dissertation, IWB Forschungsberichte, Band 144, 2000.
- [Schr-06] Schröder, D., Kloppenburg, J., Hüsing, M., Corves, B.: Simulation schwingungsfähiger Getriebe mit Mehrkörpersimulationsprogrammen – Einsatzmöglichkeiten und Vorgehensweise bei der Modellierung, VDI-Getriebetagung Bewegungstechnik, VDI-Berichte Nr. 1966, 2006.
- [Sci-00] Sciavicco, L., Siciliano, B.: Modelling and Control of Robot Manipulators, 2.Auflage, Springer Verlag, London, 2000.
- [Sha-91] Shabana, A. A.: Theory of Vibration – Volume1: An Introduction, Springer-Verlag, New York, 1991.
- [Sha-03] Shabana, A. A.: Computational Dynamics, 2. Auflage, John Wiley & Sons, New York, 2003.
- [Sha-05] Shabana, A. A.: Dynamics of Multibody Systems. 3. Auflage, Cambridge University Press, 2005.

- [Sie-08] Siedl, D.: Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen während Verfahrbewegungen, iwv Forschungsberichte, Herbert Urtz Verlag, München 2008.
- [Sim-06] wvk Institut für Produktionstechnik (Hrsg.): Abschlussbericht zum BMBF Projekt SimCAT, verfügbar unter <http://www.simcat.org/>, 2006.
- [Sny-05] Snyman, J. A.: Practical Mathematical Optimization: An Introduction to Basic Optimization Theory and Classical and New Gradient-Based Algorithms, Springer Publishing, 2005.
- [Spä-83] Späth, H.: Steuerverfahren für Drehstrommaschinen - theoretische Grundlagen, Springer Verlag, Berlin, 1983.
- [Sti-77] Stiefenhofer, R., Beitrag zur Berechnung des Einflusses der Aufstellung auf das dynamische Verhalten von Werkzeugmaschinen, Dissertation an der TU München, 1977.
- [Suh-90] Suh, N. P.: The Principles of Design, Oxford University Press, New York, 1990.
- [Sur-06] Surmann, T.: Geometrisch-physikalische Simulation der Prozessdynamik für das fünfachsiges Fräsen von Freiformflächen, Dissertation Universität Dortmund, Vulkan Verlag, Essen, 2006.
- [Tön-00] Tönshoff, H. K., Kaak, R., Lapp, C.: Mit Leichtigkeit zur Geschwindigkeit, Werkstattstechnik online Jahrgang 90, Heft 6, S. 235-238.
- [Trö-75] Tröndle, H.-P.: Regelung elastisch gekoppelter Vielmassensysteme, Siemens F- und E-Berichte Band 4, Nr.1, Springer-Verlag, 1975, S.45-48.
- [Tsc-77] Tschierschke, T.: Berechnung von Bauteilen einer Fräsmaschine mit finiten Elementen bei statischer und dynamischer Beanspruchung, Finite Elemente Congress, Baden-Baden, 1974.
- [VDI-93] VDI-Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte, VDI – Gesellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb, Düsseldorf, 1993.

- [VDI-04a] VDI-Richtlinie 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme, VDI – Gesellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb, Düsseldorf, 2004.
- [VDI-04b] VDI-Richtlinie 3830: Werkstoff und Bauteildämpfung – Einteilung und Übersicht, VDI - Gesellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb, Düsseldorf, 2004.
- [VDW-09a] VDW Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e.V. (Hrsg.): Deutsche Werkzeugmaschinenindustrie - Daten und Fakten 2008, Frankfurt, 2009.
- [VDW-09b] VDW Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e.V. (Hrsg.): VDW Branchenreport - Die deutsche Werkzeugmaschinenindustrie im Jahr 2008, Frankfurt, 2009.
- [Ves-03] Vesselinov, V.: Dreidimensionale Simulation der Dynamik von Wälzlagern, Dissertation an der Universität Karlsruhe (TH), 2003.
- [Wal-04] Walbeck, T. R.: Das Viskositätsverhalten und die Schmierfilmbildung von Schmierstoffen in Abhängigkeit von Druck und Temperatur.
- [Wec-80] Weck, M., Helpenstein, H.: Untersuchung von Verbindungselementen zwischen Werkzeugmaschine und Aufstellfläche, VDW-Forschungsberichte, A 3909, Frankfurt, 1980.
- [Wec-01] Weck, M., Queins, M., Brecher, C.: Kopplung von Antriebs- und Strukturdynamiksimulation im Werkzeugmaschinenbau, Schwingungen in Antrieben 2001: Messung, Analyse, Beeinflussung, Überwachung, VDI-Bericht 1630, Hrsg.: VDI Gesellschaft Entwicklung, Konstruktion, Vertrieb, VDI Verlag Düsseldorf 2001, S. 167-186.
- [Wec-06a] Weck, M., Brecher, C.: Werkzeugmaschinen Konstruktion und Berechnung, 8. Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2006.
- [Wec-06b] Weck, M., Brecher, C.: Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilität, 7. Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2006.

- [Wei-89] Weiss, E., Krieg, U., Strumpf, D.: Bewertung von Finite-Elemente-Spannungsanalysen hinsichtlich Tragfähigkeit, Maschinenbautechnik, Band 38, Heft 6, 1989, S. 244-248.
- [Wei-00] Weikert, S., Knapp W.: Anwendung integrierter Modelle zur Beurteilung von Maschinenkonfigurationen für die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung, Dresdener Tagung Simulation im Maschinenbau, Eigenverlag TU Dresden, 2000, S. 763-774.
- [Wei-01] Weidemann, F.: Strukturoptimierung von parallelkinematischen Werkzeugmaschinen, Dissertation an der TU Chemnitz, 2001.
- [Wei-07] Weißenberger, M.: Optimierung der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen im rechnergestützten Entwicklungsprozess, iwv Forschungsberichte, München, 2006.
- [Weu-02a] Weule, H., Albers, A., Haberkern, A., Neithardt, W., Emmrich, D.: Computer aided optimization of the static and dynamic properties of parallel kinematics, The 3rd Chemnitz Parallel Kinematics Seminar, Conference Proceedings, Verlag Wissenschaftliche Scripten, Zwickau, 2002, S. 527-546.
- [Weu-02b] Weule, H.: Integriertes Forschungs- und Entwicklungsmanagement - Grundlagen, Strategien, Umsetzung, Carl Hanser Verlag, München, Wien, 2002.
- [Wie-99] Wieland, F.: Entwicklungsplattform für Parallelkinematiken und Prototyp einer Werkzeugmaschine, Dissertation an der TU Chemnitz, 1999.
- [Wie-08] Wieser, J.: Intelligente Instandhaltung zur Verfügbarkeitssteigerung von Werkzeugmaschinen, Dissertation am wbk Institut für Produktionstechnik, Universität Karlsruhe (TH), 2008.
- [Wit-77] Wittenburg, J.: Dynamics of Systems of Rigid Bodies, B.G. Teubner, Stuttgart, 1977.
- [Wit-05] Witt, S., Brecher, C.: Innovative Produktionsmaschinen – von der Idee bis zur Umsetzung, wt Werkstattstechnik online, Jahrgang 95, H.7/8, 2005.

- [Wit-07] Witt, S.: Integrierte Simulation von Maschine, Werkstück und spanendem Fertigungsprozess, Dissertation an der RWTH Aachen, 2007.
- [Yu-05] Yu, J., Zhao, D., Bi, S., Zong, G.: Dynamic Modeling and Controller Design of a Planar Parallel 3-RRR Compliant Micromanipulator, 29th Mechanisms & Robotics Conference, Proceedings, Vol. 7, Part A, Long Beach, USA, Sep 24-28, 2005, S. 71-78.
- [Zäh-04] Zäh, M. F.; Englberger, G.; Oertli, T.; Siedl, D., Strukturdynamik und Mechatronik, Seminarberichte des iwB, Band 70, 2004, S. 2.1-2.26.

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Vergleich Kinematikstrukturen	2
Abbildung 2-1: Modellbildung nach VDI 2206 [VDI-04a]	5
Abbildung 2-2: Prinzipieller Aufbau einer Werkzeugmaschine	10
Abbildung 3-1: Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren nach VDI 222120	
Abbildung 3-2: V-Modell nach VDI 2206 [VDI-04a]	21
Abbildung 3-3: Modellbasierter Systementwurf nach VDI 2206 [VDI-04]	22
Abbildung 3-4: Vergleich serieller und paralleler Kinematik [Kir-01]	24
Abbildung 3-5: Entwicklungsplattform für Parallelkinematiken [Wie-99]	25
Abbildung 4-1: Aufwandsoptimale Simulation	28
Abbildung 4-2: Mitwachsendes Simulationsmodell	30
Abbildung 5-1: Variantenvergleich im Entwicklungsprozess	34
Abbildung 5-2: Bewertung Simulationsansätze	45
Abbildung 5-3: Konzeptphase	47
Abbildung 5-4: Entwurfsphase	48
Abbildung 5-5: Ausarbeitungsphase Mechanik	49
Abbildung 5-6: Ausarbeitungsphase Mechatronik	50
Abbildung 5-7: Versuch und Erprobung	51
Abbildung 5-8: Bauteilbibliothek	52
Abbildung 5-9: Modularer Aufbau Bauteile	53
Abbildung 5-10: Datenverwaltung	54
Abbildung 5-11: Datenstruktur	55
Abbildung 6-1: Inverse Kinematik	58
Abbildung 6-2: Verschiedene mögliche Endeffektorpositionen	60
Abbildung 6-3: Direkte Kinematik als Regelkreis	63
Abbildung 6-4: Beschreibung der Geometrie	65
Abbildung 6-5: Benennung der Körper	65
Abbildung 6-6: Modellstruktur	66
Abbildung 6-7: Koordinatensysteme	67
Abbildung 6-8: Aufbau Mehrkörpermodell	69
Abbildung 6-9: Verschiebung Kraftangriffspunkt	70
Abbildung 6-10: Verschiebung Kraftangriffspunkt	71
Abbildung 6-11: Kardangelenk	72
Abbildung 6-12: Formulierung der Übertragungsfunktionen	74
Abbildung 6-13: Formulierung der Übertragungsfunktionen	74
Abbildung 6-14: Modellerweiterung	75
Abbildung 6-15 Euler-Bernoulli-Balken	79
Abbildung 6-16: Kopplung Elektrik mit Mechanik	86
Abbildung 6-17: Ankopplung eines Servomotors mit KGT	87
Abbildung 6-18: Ankopplung eines Linearmotors	88
Abbildung 6-19: Kelvin-Voigt-Modell einer Fügestelle	90
Abbildung 6-20: Fügstellensteifigkeit nach [Pet-83]	91



Abbildung 6-21: Fügstellendämpfung nach [Pet-83]	91
Abbildung 6-22: Modell des Wälzkontakt nach Dietl [Die-97]	95
Abbildung 6-23: Modell des Wälzkontakt nach Dietl [Die-97]	96
Abbildung 6-24: Steifigkeit und Dämpfung von Aufstellelementen [Wec-06a]97	
Abbildung 6-25: Abstraktion der Konstruktion	100
Abbildung 6-26: Ein-Massen-Schwinger	102
Abbildung 6-27: Einflüsse auf Eigenfrequenz	103
Abbildung 7-1:Aufwandsoptimale Simulationsmethode	106
Abbildung 7-2: Implementierung in Matlab/Simulink	110
Abbildung 8-1: Genius 500	111
Abbildung 8-2: Index V100	112
Abbildung 8-3: Arbeitsraum	113
Abbildung 8-4: Übersetzung	114
Abbildung 8-5: Visualisierung	114
Abbildung 8-6: Ersatzmodelle der Beispielmaschinen	116
Abbildung 8-7: Untersuchte Parameter	119
Abbildung 8-8: Variation von kLager bei der Genius 500	121
Abbildung 8-9: Variation kLager bei Verdopplung der Schlittensteifigkeit	122
Abbildung 8-10: Variation mPlattform bei der Genius 500	123
Abbildung 8-11: Geometrischer Fehler	125
Abbildung 8-12: Bestimmung der Bauteilsteifigkeit mittels FEM	126
Abbildung 8-13: Experimentelle Ermittlung der Maschinensteifigkeit	127
Abbildung 8-14: Strebenschwingung V100	129
Abbildung 8-15: Verfahrenweg der Vorschubachse des Genius 500	133
Abbildung 8-16: Geschwindigkeit der Vorschubachse der Genius 500	133
Abbildung 8-17: Simulation der Regeldifferenz der Index V100	134
Abbildung 8-18: Antriebskraft der Vorschubachse der Genius 500	134
Abbildung 8-19: Motorstrom durch den Linearmotor der Genius 500	135
Abbildung 8-20: Vergleich Optimierungsstrategien	137
Abbildung 9-1: Orientierung der Koordinatensysteme	XVIII
Abbildung 9-2: Eulerwinkel	XX
Abbildung 9-3: Eulerparameter	XXI
Abbildung 9-4: Scherenkinematik	XXVI
Abbildung 9-5: Validierung der Methode	XXVII
Abbildung 9-6: Zwei-Massen-Schwinger	XXVIII
Abbildung 9-7 Analytische Überprüfung	XXIX
Abbildung 9-8: Ersatzmodell Drehprozess [Alt-00]	XXXI
Abbildung 9-9: Ersatzmodell Fräsprozess [Faa-03]	XXXI
Abbildung 9-10: Stabilitätskarten	XXXII
Abbildung 9-11: Abhängigkeit vor der Dämpfung	XXXII

# Anhang A – Grundlagen aus der Mathematik und Mechanik

## Richtungskosinusmatrizen

Die Beschreibung der Lage eines Körpers im Raum kann durch eine Koordinatentransformation mit Hilfe von Richtungskosinusmatrizen erfolgen. Die Richtungskosinusmatrix ist eine sogenannte Rotationsmatrix mit der Koordinatensysteme im Raum gedreht werden können.

Koordinatensystem 1 beschreibt eine Referenzlage des Körpers im Raum. Koordinatensystem 2 beschreibt eine zweite Orientierung des Körpers im Raum, dessen Position hierbei allerdings nicht verändert wurde; die Ursprünge der beiden Koordinatensysteme fallen zusammen (siehe Abbildung 9-1).

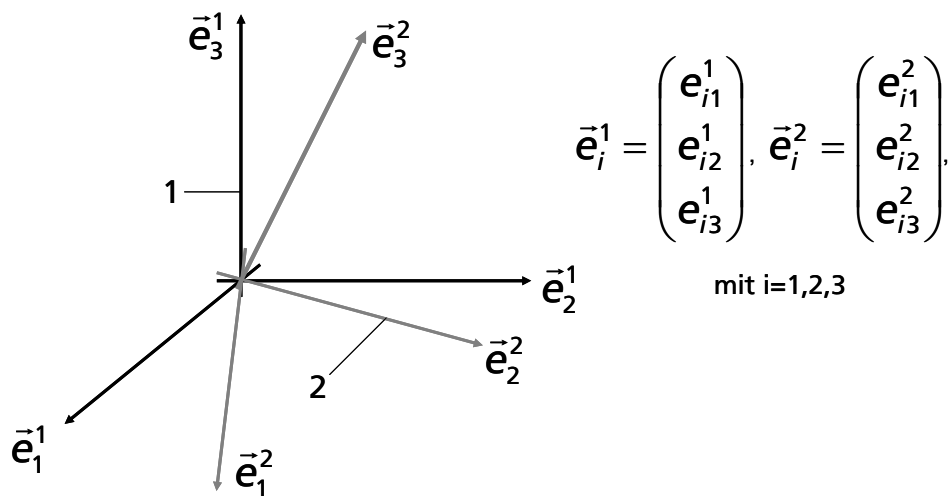


Abbildung 9-1: Orientierung der Koordinatensysteme

Die Richtungskosinusmatrix beschreibt den Unterschied in der Orientierung der beiden Systeme, indem die Skalarprodukte zwischen den Einheitsvektoren der beiden Systeme gebildet werden. Das Ergebnis des Skalarproduktes ist bei der Multiplikation von Einheitsvektoren der Kosinus des von den beiden Vektoren eingeschlossenen Winkels. Die Einheitsvektoren des verdrehten Systems werden also über die Kosinuse der Einheitsvektoren von Koordinatensystem 2 relativ zu den Einheitsvektoren von Koordinatensystem 1 beschrieben,

$$a_{ij} = e_{1i}^1 \cdot e_{1j}^2 + e_{2i}^1 \cdot e_{1j}^2 + e_{3i}^1 \cdot e_{1j}^2, \text{ mit } i, j=1,2,3, \quad \text{Formel 9-1}$$

die in einer Matrix zusammengefasst werden,

$$\underline{A}^{12} = (a)_{ij}, \text{ mit } i, j=1,2,3, \quad \text{Formel 9-2}$$

welche die beiden Basen der Koordinatensysteme miteinander verknüpft

$$\begin{pmatrix} \vec{e}_1^1 \\ \vec{e}_2^1 \\ \vec{e}_3^1 \end{pmatrix} = \underline{A}^{12} \begin{pmatrix} \vec{e}_1^2 \\ \vec{e}_2^2 \\ \vec{e}_3^2 \end{pmatrix}. \quad \text{Formel 9-3}$$

Ist ein Vektor im Koordinatensystem 2 beschrieben,

$$\vec{u}^2 = u_1^2 \cdot \vec{e}_1^2 + u_2^2 \cdot \vec{e}_2^2 + u_3^2 \cdot \vec{e}_3^2 \quad \text{Formel 9-4}$$

so er kann mit Hilfe Richtungskosinusmatrix auch in Koordinatensystem 1 beschrieben werden, indem die Einheitsvektoren von Koordinatensystem 2 durch die Einheitsvektoren von Koordinatensystem 1 ersetzt werden. Dies ist die oben angesprochene Koordinatentransformation.

$$\vec{u}^1 = \underline{A}^{12} \vec{u}^2 \quad \text{Formel 9-5}$$

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden lediglich kartesische Koordinatensysteme mit Einheitsvektoren der Länge eins betrachtet. Das heißt, dass bei der Transformation keine Streckung bzw. Verzerrung des Raumes stattfindet. In diesem Fall gilt

$$\underline{A}^{-1} = \underline{A}^T. \quad \text{Formel 9-6}$$

Das heißt, die Transformationsmatrix von 1 nach 2 kann durch einfache Transposition in eine Transformation von 2 nach 1 umgekehrt werden.

## Eulerwinkel

Anstelle die Orientierung von Koordinatensystem 2 relativ zu Koordinatensystem 1 über eine Koordinatentransformation zu beschreiben, ist es auch möglich, diese über eine festgelegte Folge von Drehungen um die Koordinatenachsen zu beschreiben. Bei den Eulerwinkeln sind dies die z-Achse des nicht gedrehten Systems, die x-Achse des gedrehten Systems und die neu entstandene z-Achse des gedrehten Systems (siehe Abbildung 9-2).

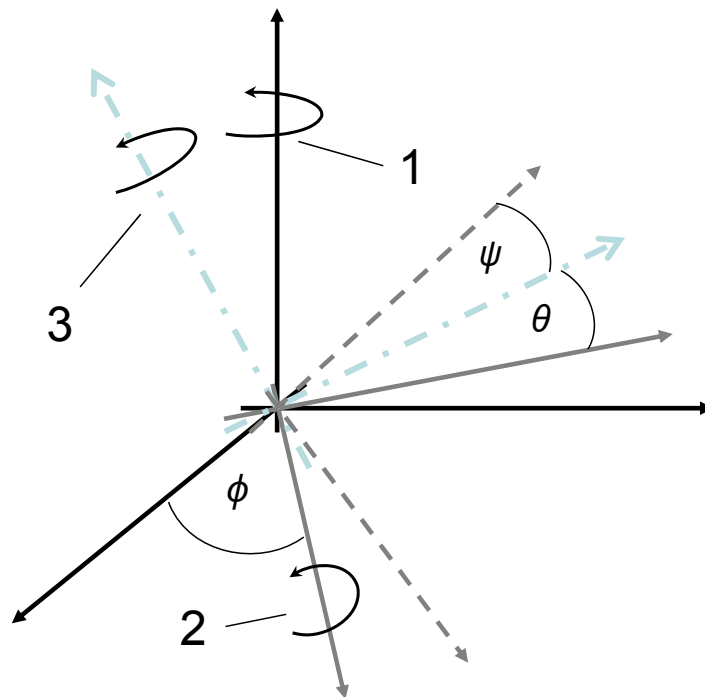


Abbildung 9-2: Eulerwinkel

Auch diese Beschreibungsform lässt sich wiederum in eine Transformationsmatrix überführen [Sha-05].

$$\underline{A}_{Euler} = \begin{pmatrix} \cos\theta\cos\psi & -\cos\theta\sin\psi & \sin\theta \\ \sin\phi\sin\theta\cos\psi + \cos\phi\sin\psi & -\sin\phi\sin\theta\sin\psi + \cos\phi\cos\psi & -\sin\phi\cos\theta \\ -\cos\phi\sin\theta\cos\psi + \sin\phi\sin\psi & \cos\phi\sin\theta\sin\psi + \sin\phi\cos\psi & \cos\phi\cos\theta \end{pmatrix} \quad \begin{array}{l} \text{Formel} \\ 9-7 \end{array}$$

## Eulerparameter

Bei der Beschreibung der Orientierung eines Körpers im Raum durch Eulerparameter, wird von der Eigenschaft Gebrauch gemacht, dass sich zwei kartesische Koordinatensysteme, deren Ursprünge zusammenfallen immer durch eine Drehung um einen Winkel  $\varphi$  um einen Einheitsvektor  $\vec{n}$  ineinander überführen lassen [Wit-77]. Die Überführung eines Vektors vom einen System in das andere, kann mit dem folgenden Vorgehen erreicht werden:

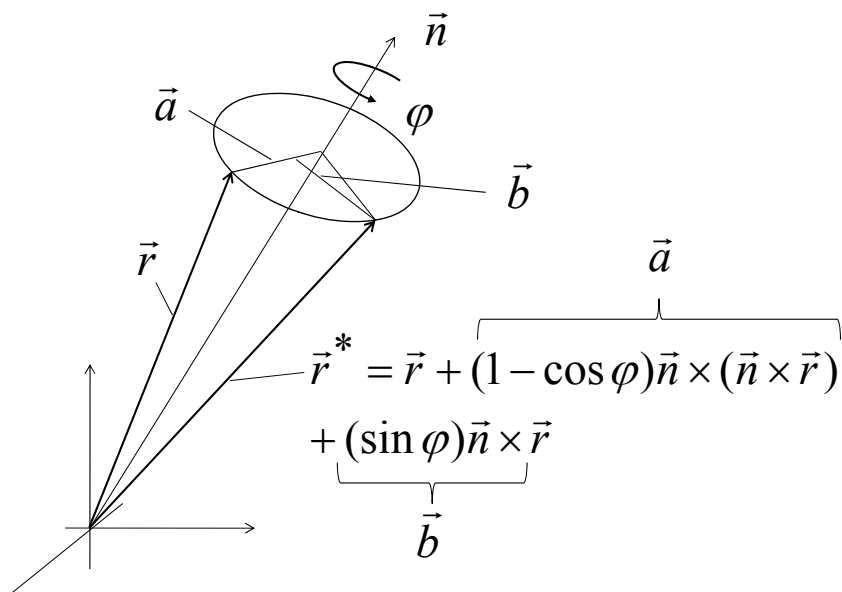


Abbildung 9-3: Eulerparameter

Durch das Einführen der sogenannten Euler-Parameter,

$$q_0 = \cos \frac{\varphi}{2}$$

Formel 9-8

$$\vec{q} = \vec{n} \sin \frac{\varphi}{2}$$

lässt sich die mit Hilfe von Abbildung 9-3 hergeleitete Gleichung vereinfachen zu

$$\vec{r}^* = \vec{r} + 2\vec{q} \times (\vec{q} \times \vec{r}) + 2q_0 \vec{q} \times \vec{r}.$$

Formel 9-9

chen zu

Im Gegensatz zu den Eulerwinkeln beschreiben die Eulerparameter die Orientierung eines Körpers im Raum mit Hilfe von drei Parametern. Diese eigentlich redundante Beschreibung stellt einen großen Vorteil dar, da damit Uneindeutigkeiten bei der Beschreibung verhindert werden können, die durch die Winkelfunktionen entstehen.

Auch auf Grundlage der Eulerparameter lässt sich eine entsprechende Rotationsmatrix berechnen [Sha-03].

$$\underline{A}_{Euler-P.} = \begin{pmatrix} 1 - 2q_2^2 - 2q_3^2 & 2(q_1q_2 - q_0q_3) & 2(q_1q_3 + q_0q_2) \\ 2(q_1q_2 + q_0q_3) & 1 - 2q_1^2 - 2q_3^2 & 2(q_2q_3 - q_0q_1) \\ 2(q_1q_3 - q_0q_2) & 2(q_2q_3 + q_0q_1) & 1 - 2q_1^2 - 2q_2^2 \end{pmatrix}$$

Formel 9-10

## Quaternionen

Quaternionen sind eine Erweiterung der reellen Zahlen bestehend aus einem Skalar- und einem Vektorteil mit den folgenden Eigenschaften

$$Q = (u, \vec{v})$$

$$Q_1 + Q_2 = (u_1, \vec{v}_1) + (u_2, \vec{v}_2) = (u_1 + u_2, \vec{v}_1 + \vec{v}_2)$$

Formel  
9-11

$$Q_1 \cdot Q_2 = (u_1, \vec{v}_1) \cdot (u_2, \vec{v}_2) = (u_1 \cdot u_2 - \vec{v}_1 \cdot \vec{v}_2, u_1 \cdot \vec{v}_2 + u_2 \cdot \vec{v}_1 + \vec{v}_1 \times \vec{v}_2).$$

In der Mehrkörperdynamik finden die Quaternionen Anwendung, weil auch die im vorherigen Abschnitt vorgestellten Euler-Parameter als Quaternionen aufgefasst werden können. Werden also beispielsweise zwei sukzessive Drehungen jeweils durch einen Satz Euler-Parameter beschrieben, so ergeben sich die Euler-Parameter, die die Gesamtdrehung beschreiben aus dem Quaternionenprodukt der Euler-Parameter der einzelnen Drehungen.

Die Umkehrung der Drehrichtung bzw. die Erzeugung der konjugierten Quaternion kann einfach dadurch erreicht werden, dass das Vorzeichen des Vektorteils der Quaternion geändert wird.

$$A \rightarrow Q = (q_0, \vec{q})$$

$$A^T \rightarrow \tilde{Q} = (q_0, -\vec{q})$$

Formel 9-12

## Dämpfungskennzahlen

In der Literatur werden verschiedenen Kennzahlen verwendet, um Dämpfung zu beschreiben. Für die in der vorliegenden Arbeit verwendeten Modelle wird der Dämpfungsfaktor  $c$  favorisiert, weil er in rheologischen Modellen genutzt werden kann, um Dämpfungskräfte entsprechend der Formel

$$F = c \cdot \dot{x}$$

Formel 9-13

in der Einheit Ns/m zu beschreiben.

Eine weitere Möglichkeit Dämpfung zu beschreiben ist der dimensionslose Verlustfaktor  $\eta$ , der die in einer Schwingungsperiode umgesetzte Dissipationsenergie  $D$  ins Verhältnis zur maximal auftretenden Verzerrungsenergie  $U$  setzt. Wird das beschriebene System durch die Parallelschaltung einer Feder

und eines Dämpfers modelliert ergibt sich für die Federkonstante  $k$  und die Dämpfungskonstante  $c$  der Zusammenhang

$$\eta = \frac{D}{2\pi U} = \frac{\omega \cdot k}{c}. \quad \text{Formel 9-14}$$

Das Logarithmische Dekrement beschreibt einheitenlos die Amplitudenabnahme innerhalb einer Schwingungsperiode

$$\Lambda = \ln \frac{A_i}{A_{i+1}}. \quad \text{Formel 9-15}$$

Daraus lässt sich gemäß

$$D_{Lehr} = \frac{\Lambda}{\sqrt{(2\pi)^2 + \Lambda^2}} \quad \text{Formel 9-16}$$

das Lehrsche Dämpfungsmaß bestimmen.

## Statische/Guyan Reduktion in der FEM

Die Guyan-Reduktion ist eine Methode [Guy-64], um die bei der FEM Berechnung auszuwertenden Freiheitsgrade zu reduzieren. Sie basiert auf der Idee nur die Knoten im FE-Netz auszuwerten, die für die Lösung der Berechnungsaufgabe unmittelbar notwendig sind. Dementsprechend werden die Freiheitsgrade in externe (Master) Freiheitsgrade und interne (Slave) Freiheitsgrade unterteilt. Masterfreiheitsgrade sind zum Beispiel die Freiheitsgrade der Knoten, an denen Kräfte angreifen, oder Knoten, deren Verschiebung später exakt ermittelt werden soll. Sie werden beibehalten, die Slavefreiheitsgrade werden bei der Reduktion eliminiert. Bei der Guyan Reduktion wird lediglich der Steifigkeitszusammenhang betrachtet, die Massenträgheit wird vernachlässigt. Das heißt, dass sich die Methode eigentlich nur für statische Rechnungen eignet. Dennoch finden die mit der Methode erzeugten Matrizen auch bei dynamischen Reduktionsverfahren wie beispielsweise der Craig-Bampton Methode Verwendung.

Der Ausgangspunkt ist die allgemeine (dämpfungsfreie) Bewegungsgleichung

$$M\ddot{u} + Ku = f. \quad \text{Formel 9-17}$$

Durch die Einteilung der Freiheitsgrade in externe  $u_e$  und interne  $u_i$  Freiheitsgrade werden die Masse- und Steifigkeitsmatrizen  $M$  und  $K$  in Untermatrizen eingeteilt. Die Ausgangsgleichung nimmt somit die Form

$$\begin{bmatrix} M_{ee} & M_{ei} \\ M_{ie} & M_{ii} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u}_e \\ \ddot{u}_i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{ee} & K_{ei} \\ K_{ie} & K_{ii} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_e \\ u_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_e \\ f_i \end{bmatrix} \quad \text{Formel 9-18}$$

an.

Für die Reduktion wird angenommen, dass an den internen Knoten keine Kräfte angreifen, was durch geeignete Wahl der Masterfreiheitsgrade erreicht werden kann. Aus der unteren Zeile von Formel 9-18 folgt dann

$$M_{ie}\ddot{u}_e + M_{ii}\ddot{u}_i + K_{ie}u_e + K_{ii}u_i = 0. \quad \text{Formel 9-19}$$

Da es sich um eine rein statische Betrachtung handelt, werden die Beschleunigungsterme an dieser Stelle zu null gesetzt. Damit ergibt sich für die inneren Freiheitsgrade

$$u_i = -K_{ii}^{-1}K_{ie}u_e. \quad \text{Formel 9-20}$$

und somit für den Vektor der Verschiebungen

$$\begin{bmatrix} u_e \\ u_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I \\ -K_{ii}^{-1}K_{ie} \end{bmatrix} u_e = T_S u_e, \quad \text{Formel 9-21}$$

wobei  $T_S$  die Transformationsmatrix vom ursprünglichen Vektor zum Reduzierten ist. Das Einsetzen des reduzierten Freiheitsgradvektors in die Bewegungsgleichung Formel 9-17 und die Multiplikation mit der Transponierten der Transformationsmatrix  $T_S$  führt schließlich zur reduzierten Form der Bewegungsgleichung

$$T_S^T M T_S \ddot{u}_e + T_S^T K T_S u_e = T_S^T f \quad \text{Formel 9-22}$$

bzw.

$$M_R \ddot{u}_e + K_R u_e = f_e. \quad \text{Formel 9-23}$$

Die neuen Massen- und Steifigkeitsmatrizen  $M_R$  und  $K_R$  sind jetzt nur noch schwach besetzt und symmetrisch, was eine erhebliche Verringerung des Rechenaufwandes bedeutet.

Die reduzierten Matrizen haben die Form

$$\begin{aligned} M_R &= M_{ee} + (-K_{ii}^{-1}K_{ie})^T M_{ie} + M_{ei} (-K_{ii}^{-1}K_{ie}) \\ &+ (-K_{ii}^{-1}K_{ie})^T M_{ii} (-K_{ii}^{-1}K_{ie}) \end{aligned} \quad \text{Formel 9-24}$$

und



$$K_R = K_{ee} + (-K_{ii}^{-1}K_{ie})^T K_{ie} + K_{ei}(-K_{ii}^{-1}K_{ie}) + (-K_{ii}^{-1}K_{ie})^T K_{ii}(-K_{ii}^{-1}K_{ie}).$$

Formel 9-25

Es ist jedoch zu beachten, dass Berechnungen mit der reduzierten Bewegungsgleichung nur bei einer Frequenz von  $f = 0$  exakt richtig sind. Mit steigender Frequenz wächst der Einfluss der Massenträgheitsterme und die statische Betrachtung ist nicht mehr ausreichend.

Zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens ist eine Kombination der statischen Reduktion mit einer modalen Kondensation nötig. Dafür bieten sich die CMS (Component Mode Synthesis) Methoden an. Die bekannteste und am meisten verwendete CMS Methode ist die Craig-Bampton Methode.

## Anhang B – Ergänzende Betrachtungen

### zu Kapitel 6.1.2: Umsetzung und Validierung am Beispiel einer Scherenkinematik

Im Folgenden wird das beschriebene Vorgehen kurz am Beispiel einer Scherenkinematik illustriert (siehe Abbildung 9-4).

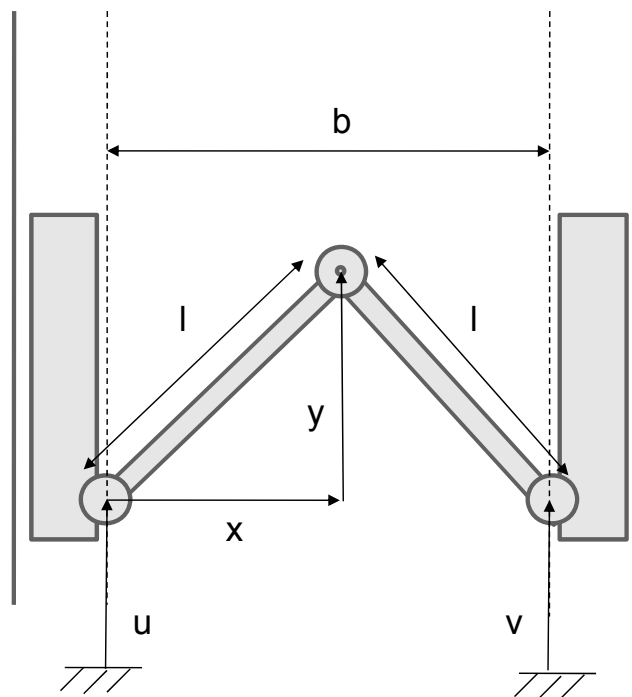


Abbildung 9-4: Scherenkinematik

Für das inverse kinematische Problem dieser Struktur gelten die Beziehungen

$$u_{1,2} = y \pm \sqrt{l^2 - x^2}$$

$$v_{1,2} = y \pm \sqrt{l^2 - (b - x)^2}.$$

Formel 9-26

Die jeweils zwei möglichen Lösungen für  $u$  und  $v$  ergeben vier mögliche Konfigurationen der Kinematik für eine Endeffektorpose. Als Ausgangspunkt für die Simulation wird die in Abbildung 9-4 gezeigte Konfiguration gewählt.

Mit Hilfe von Formel 9-26 kann die Abweichung in den einzelnen Achspositionen

$$\underline{f}(\underline{p}) = \begin{pmatrix} u - y - \sqrt{l^2 - x^2} \\ v - y - \sqrt{l^2 - (b - x)^2} \end{pmatrix} \quad \text{Formel 9-27}$$

und damit die Funktion des quadratischen Fehlers

$$S(\underline{p}) = \left( u - y - \sqrt{l^2 - x^2} \right)^2 + \left( v - y - \sqrt{l^2 - (b - x)^2} \right)^2 \quad \text{Formel 9-28}$$

berechnet werden. Mit dieser Gleichung wird der in den vorherigen Kapiteln beschriebene Optimierungsalgorithmus durchlaufen, um die den Vorschubachsenpositionen  $u$  und  $v$  entsprechende Endeffektorposition  $(x, y)$  zu bestimmen.

In einem nächsten Schritt wurden der Algorithmus und die entsprechende Kostenfunktion  $S$  in einem Programm implementiert, um die Leistungsfähigkeit des Algorithmus nachzuweisen. Dazu wurde eine Endeffektorbahn zunächst mit Hilfe der bekannten inversen Kinematik in Bahnen der Vorschubachsen  $(u, v)$  transformiert. Diese Bahnen wurden dann abgefahren und dabei wurde die direkte Kinematik mit Hilfe des soeben beschriebenen Vorgehens gelöst. Das heißt, es die Bahn des Endeffektors wurde ein zweites Mal auf Basis der Vorschubachsenpositionen berechnet. Durch den Vergleich der gegebenen Bahn mit der auf Basis der Vorschubachsenbewegungen berechneten Bahn wird es möglich zu beurteilen, wie effizient der Algorithmus arbeitet.

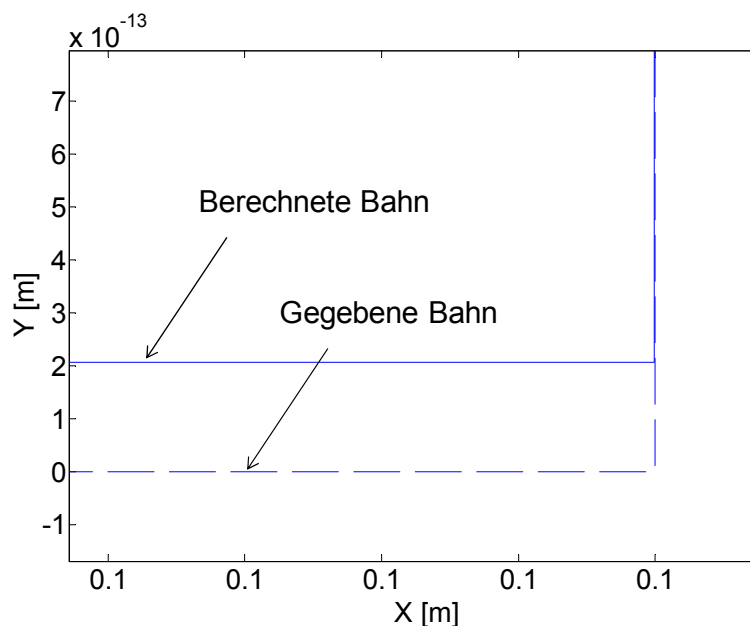


Abbildung 9-5: Validierung der Methode

Als Beispiel wurde mit der Scherenkinematik ein Quadrat mit der Kantenlänge 0,1 m innerhalb von 20 Sekunden abgefahren. Mit Hilfe des Algorithmus ist es möglich diese Bewegung in Echtzeit zu berechnen und eine Abweichung von kleiner  $10^{-12}$  m zu erzielen (siehe Abbildung 9-5). Das heißt, der Algorithmus löst das direkte kinematische Problem innerhalb kürzester Zeit mit sehr hoher Genauigkeit.

## zu Kapitel 6.2.1: Vergleich mit analytischer Berechnung

Um sicherzustellen, dass das Verfahren funktioniert, werden als einfache Beispielsysteme zunächst ein translatorischer und ein rotatorischer Zwei-Massen Schwinger berechnet. Diese Systeme bieten den Vorteil, dass sich die Ergebnisse noch mit einer analytischen Rechnung überprüfen lassen.

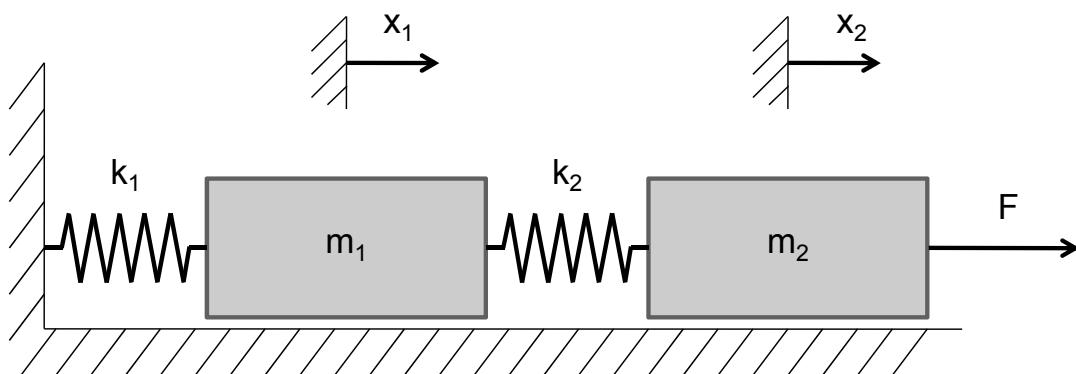


Abbildung 9-6: Zwei-Massen-Schwinger

Für den translatorischen Zwei-Massen-Schwinger (siehe Abbildung 9-6) ergeben sich die Bewegungsgleichungen

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ F \end{pmatrix} \quad \text{Formel 9-29}$$

Für die Parameter  $m_1=m_2=1$  kg und  $k_1=k_2=1000$ N/m ergeben sich die Eigenfrequenzen des Systems zu  $f_1=3,11$  Hz und  $f_2=8,14$ Hz. Ein numerisches Modell, das nach der im vorherigen Kapitel dargestellten Modellierung aufgebaut wurde, liefert dieselben Werte.

Im nächsten Schritt wird untersucht, ob die Modellierung auch die Rotation richtig abbildet. Dazu wird wiederum ein mechanisches Ersatzmodell aufgestellt, das in seiner Form dem Zwei-Massen-Schwinger aus Abbildung 9-6

gleich, nur, dass die Massen durch Drehmassen  $I_1=I_2=1 \text{ kg/m}^2$  und die Federn durch Drehfedern  $k_{t1}=k_{t2}=1000 \text{ Nm/rad}$  ersetzt werden. Durch die gleiche Struktur der Gleichungen mit entsprechenden Parametern derselben Größe ergeben sich wiederum die Eigenfrequenzen  $f_1=3,11 \text{ Hz}$  und  $f_2=8,14 \text{ Hz}$ . Auch diese Werte konnten mit der im vorherigen Kapitel geschilderten Modellierung von Drehbewegungen für Mehrkörpersysteme gefunden werden. Damit ist sichergestellt, dass die vorgestellte Modellierung prinzipiell funktioniert.

## zu Kapitel 6.3.2: Vergleich modale Reduktion mit analytischer Berechnung

Um zu überprüfen, wie genau die mit Hilfe von Formel 6-44 in Simulink implementierte Näherung die Realität trifft, wurde das statische Verhalten des modal reduzierten Balkens mit aus der Literatur bekannten analytischen Formeln verglichen. Dazu wurden die Durchbiegung des Balkens bei einer mittig angreifenden Kraft von 1000 N und die Längung am Loslager bei einer Längskraft von 1000 N bestimmt (siehe Abbildung 9-7).

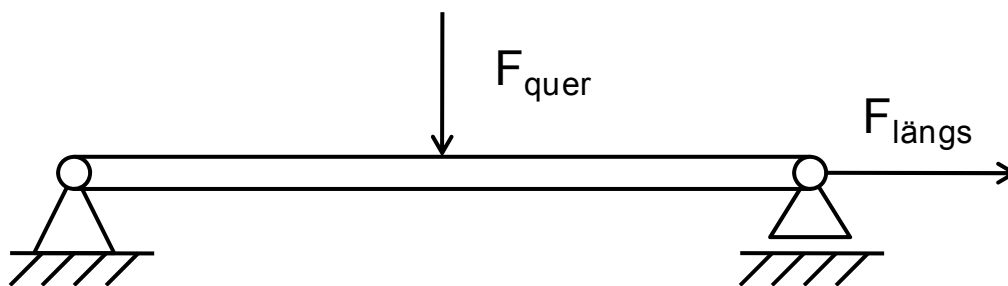


Abbildung 9-7 Analytische Überprüfung

Zur analytischen Berechnung der Durchbiegung wurde nach [Dub-97] die Formel

$$\delta_m = \frac{Fl^3}{48EI_y} \quad \text{Formel 9-30}$$

verwendet. Zur Berechnung der Längung wurde die Formel zur Berechnung eines Zugstabes verwendet

$$\sigma = \frac{F}{A} = \varepsilon E = \frac{\Delta l}{l}. \quad \text{Formel 9-31}$$

Damit folgt

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA}$$

Formel 9-32

Bei der numerischen Berechnung wurde der in Simulink nach Formel 6-44 mit jeweils zehn Eigenmoden und einem zusätzlichen Dämpfungsglied modellierte Balken durch einen Kraftsprung belastet und die sich einstellende stationäre Abweichung betrachtet. Dabei ergaben sich die folgende Ergebnisse (siehe Tabelle 9-1).

	Belastung	Analytische Lösung	Numerische Lösung
Biegung	1000 N	2,946 $\mu\text{m}$	2,942 $\mu\text{m}$
Dehnung	1000 N	0,266 $\mu\text{m}$	0,263 $\mu\text{m}$

*Tabelle 9-1: Ergebnisse Analytische Überprüfung*

Es ist zu erkennen, dass die getroffene Vereinfachung des Modells sich erst in der dritten beziehungsweise in der vierten Stelle bemerkbar macht. Das heißt, dass die Fehler, die durch die modale Reduktion entstehen, sind im Vergleich zu anderen Fehlern, die auf die Modellvereinfachung zurückzuführen sind, vernachlässigbar.

Auf eine Gegenüberstellung der Abbildung der dynamischen Eigenschaften mit analytischen Berechnungen wird hier verzichtet, da die modale Reduktion in diesem Fall auf denselben Formeln basiert und demzufolge der Vergleich nur eine eingeschränkte Aussagekraft hätte.

## Prozessstabilität

Um das dynamische Verhalten einer Maschine noch besser beurteilen zu können, kann die Prozessstabilität in Form einer Stabilitätskarte bestimmt werden. Das heißt, dass untersucht wird, bis zu welchen Spannungsdicken und Drehzahlen ein Prozess auf einer Maschine stabil läuft.

Altintas stellt in [Alt-00] ein Verfahren vor, das erlaubt die Prozessstabilität einer Maschine anhand der ersten Eigenfrequenz abzuschätzen. Dazu wird die Maschine als Ein-Massen-Schwinger modelliert und mit dem Fertigungsprozess gekoppelt, wie in Abbildung 9-8 am Beispiel eines Drehprozesses zu sehen ist.

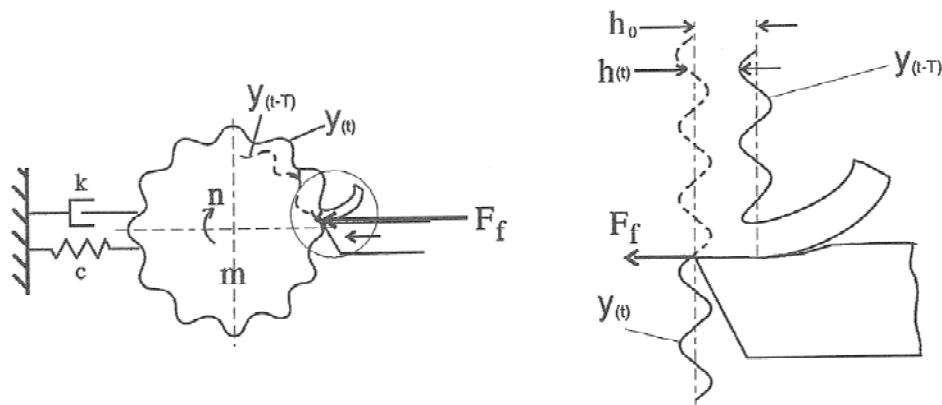


Abbildung 9-8: Ersatzmodell Drehprozess [Alt-00]

Ein etwas abgewandeltes Modell ergibt sich nach [Faa-03] für den Fräsprozess, siehe Abbildung 9-9.

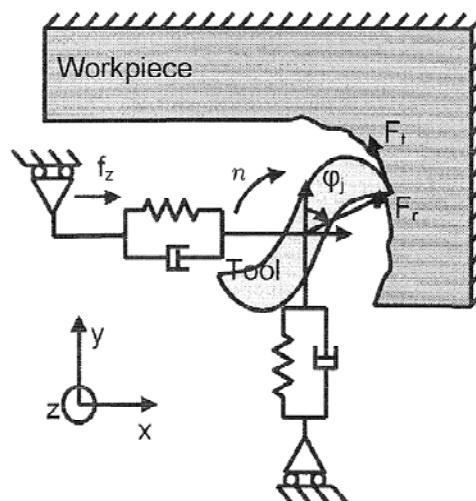


Abbildung 9-9: Ersatzmodell Fräsprozess [Faa-03]

Die Feder und Dämpferkonstanten der Ersatzmodelle können entweder mit Hilfe experimenteller Daten oder auf Basis der vorgestellten Modelle eingestellt werden. Mit Hilfe des in [Alt-00] vorgestellten Vorgehens kann dann die Stabilität des Modells für verschiedene Drehzahlen und Spanungsbreiten ermittelt werden. Es wurde ein Algorithmus entwickelt, der diese Berechnungen systematisch für einen gegebenen Parameterbereich durchführt und somit die Grenzen der Stabilität des Zerspanprozesses ermittelt. Die Ergebnisse dieser Berechnung werden mit Hilfe von Stabilitätskarten visualisiert. In Abbildung 9-10 sind die mit dem vorgestellten Verfahren ermittelten Stabilitätskarten zu sehen. Die beiden normierten Spanungsbreiten  $b_0$  entsprechen sich hierbei nicht, sondern wurden der Darstellung angepasst.

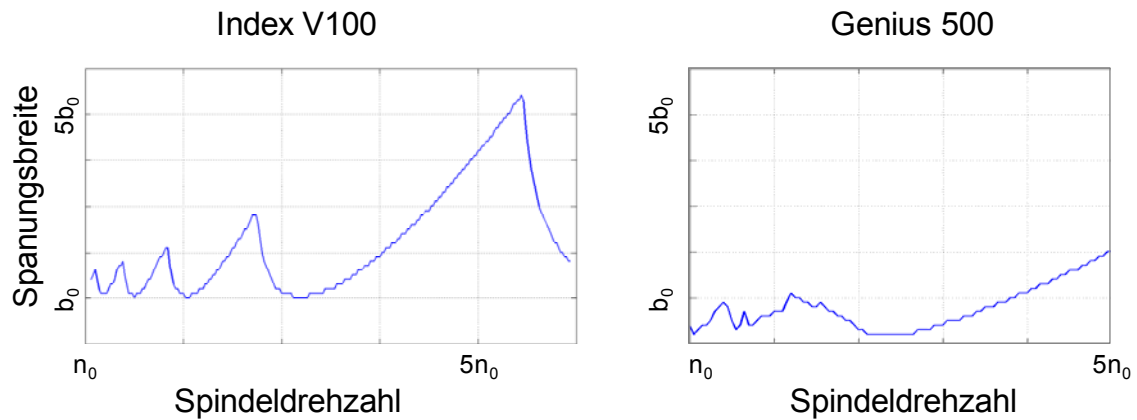


Abbildung 9-10: Stabilitätskarten

Ein wesentliches Problem, das sich bei der Simulation der Stabilitätskarten stellt, ist, dass sie sehr sensibel auf Änderungen der Systemdämpfung reagieren, wie Abbildung 9-11 am Beispiel der Index V100 dargestellt.

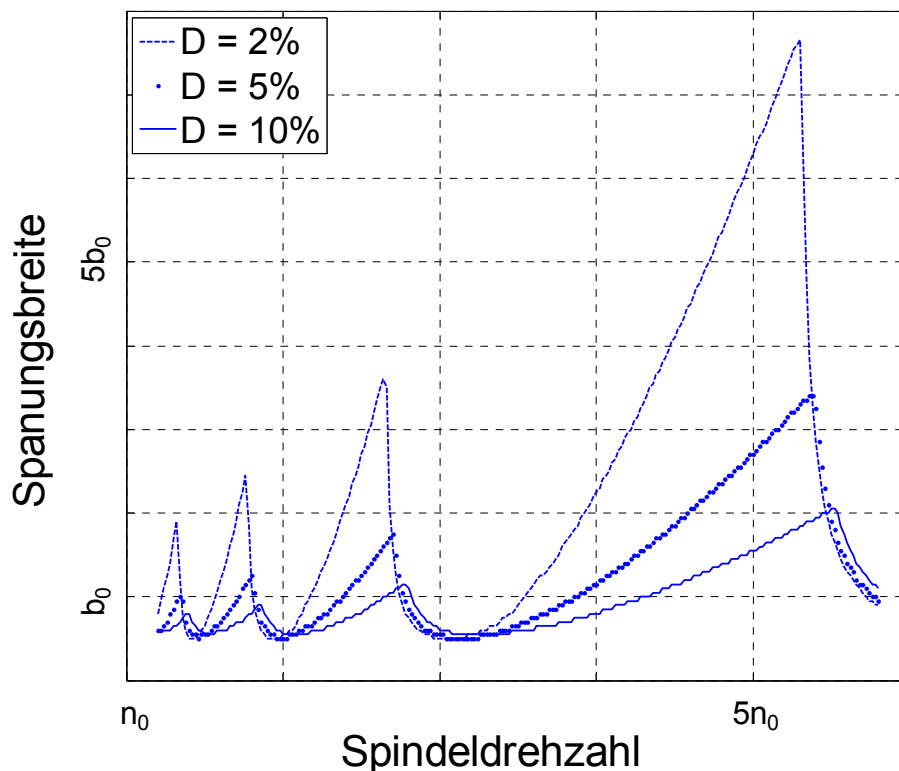


Abbildung 9-11: Abhängigkeit vor der Dämpfung

Da Dämpfungswerte nach wie vor nur schwer zu prognostizieren sind, stellt dies ein wesentliches Problem bei der Prognose der Stabilitätskarten dar. Al-



lerdings lassen sich auf Basis des Diagramms in Abbildung 9-11 Bereiche identifizieren, wo eine stabile Bearbeitung sicher möglich ist. Somit kann auf Basis der Diagramme die Prozesssicherheit zweier Maschinen zumindest qualitativ verglichen werden.

Eine experimentelle Validierung der Ergebnisse wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt. Der Grund dafür ist, dass aufgrund der hohen Steifigkeit der Maschinen maximale Spandicken erwartet werden, die mit den verbauten Arbeitsspindeln nicht mehr bearbeitet werden können, das heißt, die Leistungsfähigkeit der Maschinen wird kaum durch die abgebildeten Phänomene beeinträchtigt