

Lehrstuhl für
Montagesystemtechnik und Betriebswissenschaften
der Technischen Universität München

**Toleranzanalyse nachgiebiger
Baugruppen im
Produktentstehungsprozess**

Stefan von Praun

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

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Joachim Heinzl

Die Dissertation wurde am 6. 8. 2001 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 24. 1. 2002 angenommen.

Forschungsberichte

iwb

Band 171

Stefan von Praun

***Toleranzanalyse nachgiebiger
Baugruppen im Produkt-
entstehungsprozess***

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

Herbert Utz Verlag

UTZ

Forschungsberichte iwb

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

herausgegeben von

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

Bibliografische Information Der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation
in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte
bibliografische Daten sind im Internet über
<http://dnb.ddb.de> abrufbar.

Zugleich: Dissertation, München, Techn. Univ., 2002

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

Copyright © Herbert Utz Verlag GmbH 2003

ISBN 3-8316-0202-6

Printed in Germany

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

Geleitwort des Herausgebers

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

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

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

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

Gunther Reinhart

Vorwort

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

Herrn Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart, dem Leiter dieses Institutes, gilt mein besonderer Dank für die wohlwollende Förderung und großzügige Unterstützung meiner Arbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Joachim Heinzl, dem Leiter des Lehrstuhls für Feingerätebau und Mikrotechnik der Technischen Universität München, danke ich für die aufmerksame Durchsicht der Arbeit und die Übernahme des Korreferates. Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn, dem Leiter des Lehrstuhls für Maschinenelemente der Technischen Universität München, danke ich für die Übernahme des Vorsitzes.

Darüber hinaus darf ich allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts sowie allen Studenten, die mich bei der Erstellung meiner Arbeit unterstützt haben, meinen Dank aussprechen.

Dr. Daniel Whitney und seinen Mitarbeitern am Massachusetts Institute of Technology (MIT) bin ich für die intensiven Diskussionen und Anregungen zu meiner wissenschaftlichen Arbeit sehr verbunden.

Mein ganz besonderer Dank gilt vor allem meiner Familie und meinen Freunden, welche meine wissenschaftliche Arbeit mit zahlreichen Diskussionen intensiv begleitet haben und mir stets zu Seite standen. Insbesondere meinen Eltern danke ich an dieser Stelle, da sie mir diesen Weg gezeigt haben. Ihnen widme ich diese Arbeit.

München, im Oktober 2000

Stefan von Praun

Die größten Probleme, mit denen wir konfrontiert sind,
können wir nicht auf demselben Denkniveau lösen, auf dem
wir sie schufen.

— *Albert Einstein*

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	vii
Tabellenverzeichnis	xi
Verzeichnis der Formelzeichen und Abkürzungen	xiii
1 Einführung	1
1.1 Motivation und Handlungsbedarf	2
1.2 Zielsetzung	4
1.3 Aufbau der Arbeit	5
2 Grundlagen und Stand der Erkenntnisse	9
2.1 Analyse des Produktentstehungsprozesses	9
2.1.1 Integrierte Produkt- und Prozessentwicklung	9
2.1.2 Die Digital Mock-up Strategie	12
2.1.3 Qualität im Produktentstehungsprozess	14
2.1.4 Tolerierung im Produktentstehungsprozess	16
2.2 Modellbildung für die Darstellung von Geometrieabweichungen	18
2.2.1 Analyse der Normen und Richtlinien zur Tolerierung	19
2.2.2 Attributive Repräsentation von Toleranzinformation	22
2.2.3 Darstellung von Toleranzen in mathematischen Modellen	23
2.3 Methoden der Toleranzsynthese	26
2.4 Methoden der Toleranzanalyse	29

2.4.1	Wahrscheinlichkeitstheoretische Grundlagen	33
2.4.2	Arithmetische Toleranzanalyse	35
2.4.3	Statistische Toleranzanalyse	36
2.4.4	Weitere wahrscheinlichkeitstheoretische Methoden	37
2.5	Zusammenfassung und Fazit	38
3	Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen	41
3.1	Charakterisierung der grundlegenden Idee	42
3.2	Biegebalkenmodelle zur Analyse von Montageprozessen .	44
3.2.1	Annahmen	45
3.2.2	Biegebalkenmodell	46
3.2.3	Einfluss der Blechdicke	47
3.2.4	Einfluss der Fügereihenfolge	51
3.2.5	Auswirkung der Lage und Anzahl der Schweißpunkte	54
3.2.6	Zusammenfassung allgemeiner Erkenntnisse	56
3.3	Grundlegende Konzepte des Fügens nachgiebiger Bauteile	57
3.3.1	Idealisierung des Systems	57
3.3.2	Auswirkung von Verformungen im Montageprozess	59
3.4	Repräsentation nachgiebiger Baugruppen	60
3.4.1	Geometrie und Werkstoffeigenschaften	61
3.4.2	Paarungs- und Funktionselemente	63
3.4.3	Abweichungen	67
3.4.4	Kräfte, Verformungen und Gleichgewichtsbedin- gungen	68
3.5	Modellierung des Montageprozesses	69

3.5.1	Strukturierung des Montageprozesses	70
3.5.2	Bausteine einer Fügeoperation	72
3.5.3	Positionieren	74
3.5.4	Einspannen	74
3.5.5	Fügen	79
3.5.6	Ausspannen	81
3.5.7	Analyse der Reihenfolge der Fügemethoden	83
3.6	Mathematisch mechanisches Modell zur Toleranzanalyse	90
3.6.1	Monte Carlo Simulation	91
3.6.2	Gegenüberstellung des mathematischen und me- chanischen Modells	92
3.6.3	Ablauf der Toleranzanalyse	93
3.7	Zusammenfassung und Fazit	94
4	Toleranzmanagement im Produktentstehungsprozess	97
4.1	Ursachen für Toleranzprobleme	97
4.2	Grundlagen und Begriffsbestimmung	98
4.2.1	Toleranzmanagement	99
4.2.2	Idealprozess	100
4.3	Iterationszyklus der Toleranzsynthese	102
4.3.1	Funktions- und Qualitätsanforderungen	103
4.3.2	Montage- und Fertigungsprozess	104
4.4	Nominalgeometrie und Toleranzanalyse	104
4.4.1	Statisch bestimmte Baugruppen	105
4.4.2	Statisch unterbestimmte Baugruppen	106

4.4.3	Statisch überbestimmte Baugruppen	106
4.5	Toleranzmanagement im Produktentstehungsprozess . . .	108
4.5.1	Definitionsphase Nominalgeometrie	108
4.5.2	Definitionsphase Toleranzen	111
4.5.3	Diagnosephase	112
4.6	Bereichsübergreifender Informationsfluss	113
4.7	Phasen der Produktentstehung	115
4.7.1	Produktplanung	116
4.7.2	Produktkonstruktion	118
4.7.3	Produkterprobung	121
4.7.4	Produktherstellung	123
4.8	Zusammenfassung und Fazit	124
5	Exemplarische Anwendung	127
5.1	Definition der Formelemente	127
5.2	Bedeutung von Vorrichtungen	129
5.3	Konflikt von Funktionseigenschaften	134
5.4	Analyse von Konzepten	136
5.5	Bedeutung der Nachgiebigkeit für die Baugruppenfunktion	138
5.6	Bedeutung der Nachgiebigkeit für den Montageprozess . .	139
5.7	Exemplarische Berechnung für nachgiebige Baugruppen .	142
6	Potential und Nutzen für die Produktionstechnik	147
6.1	Begriffsbestimmung	147
6.2	Technisch-Wirtschaftliche Bewertung	148

7 Zusammenfassung und Ausblick	157
Literaturverzeichnis	163
A Steifigkeitsmatrix eines Biegebalkenelementes	183
B Analyse der Blechdicke	188
C Analyse der Fügereihenfolge	192
D Analyse der Lage und Anzahl der Schweißpunkte	195
E Analyse grundlegender Ausrichtkonzepte	198
F Repräsentation nachgiebiger Baugruppen	201
G Modellierung des Montageprozesses	211

Abbildungsverzeichnis

1.1	Spannungsfeld des Toleranzmanagements	3
1.2	Gliederung der Arbeit	6
2.1	Problemlösungszyklus der Systemtechnik nach DAENZER & HUBER (1994)	11
2.2	Just-in-Time-Absicherung mit Digital Mock-up	13
2.3	Entstehung von Toleranzen nach GAUCHEL (1986)	15
2.4	Arten von Toleranzen	20
2.5	Toleranzvektoren für Regelflächen	25
2.6	Qualitätsregelkreis auf Basis der vektoriiellen Tolerierung .	26
2.7	Toleranzsynthese und Toleranzanalyse	27
3.1	Eindimensionales Beispiel für die Toleranzanalyse nach- giebiger Baugruppen	42
3.2	Kraftübertragung eines Schweißpunktes	46
3.3	Beispielszenario - Einfluss der Blechdicke	47
3.4	Baugruppe mit Abweichungen der Bauteile	48
3.5	Baugruppe mit Abweichungen der Betriebsmittel	48
3.6	Sensitivitätskoeffizienten als Funktion der relativen Blech- dicke	50
3.7	Beispielszenario - Einfluss der Fügereihenfolge	52
3.8	Beispielszenario - Auswirkung der Lage und Anzahl der Schweißpunkte	54
3.9	Standardabweichung $\sigma_{v_{ges}}$ als Funktion der Lage x des ersten Schweißpunktes	55

3.10	Kinematische Ausrichtung von Starrkörpern: 3-2-1-Prinzip	57
3.11	Ausrichtung und Einspannung nachgiebiger Bauteile . . .	58
3.12	Geometrie des Euler'schen-Knickstabes	59
3.13	Verlauf der Durchbiegung $w_{(max)}$ über die Blechlänge l . .	60
3.14	Position der Funktions- bzw. Paarungselemente	62
3.15	Langloch-Stift-Paarung	65
3.16	Fügebaum einer Türeinbaustudie	70
3.17	Verschiebung und Fixierung des i -ten Spannelementes . .	76
3.18	Verschiebung des i -ten Fügeelementes	80
3.19	Vorgehensweise bei der Synthese der Reihenfolge	84
3.20	Einspannprozess des i -ten Spann- bzw. Ausrichtelementes	87
3.21	Verschiebungen und Kräfte nach der i -ten Fügemethode .	87
3.22	Verschiebungen und Kräfte nach dem Einspannen	88
3.23	Fügeprozess des i -ten Fügeelementes	89
3.24	Verschiebungen und Kräfte nach der i -ten Füge- methode	89
3.25	Verschiebungen und Kräfte nach dem Fügen	90
3.26	Ablauf der Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen . . .	95
4.1	Iterationszyklus der Toleranzsynthese	102
4.2	Klassifizierung von Baugruppen	105
4.3	Mikro-Logik des Toleranzmanagements	109
4.4	Toleranzmanagement als bereichsübergreifender Informa- tionsfluss	114
4.5	Schwerpunkte des Toleranzmanagements in der Produkt- entstehung	116

5.1 Felgenmontage	128
5.2 Vereinfachte Repräsentation einer Bodengruppe	130
5.3 Ausrichtung durch Vorrichtungen	130
5.4 Alternative Konstruktion einer Bodengruppe	131
5.5 Vorrichtung für Bauteile (B) und (C)	132
5.6 Vorrichtung für Bauteile (A), (B) und (C)	132
5.7 Konflikt von Funktionseigenschaften	135
5.8 Vergleich unterschiedlicher Montageprozesse	136
5.9 Konzeptvarianten für Automobilscheinwerfer	137
5.10 Nachgiebigkeit beim Schließen der Frontklappe	138
5.11 Montage einer Automobilbodengruppe	140
5.12 Statisch bestimmte Bodengruppe	142
5.13 Karosserie und Kofferraum eines Automobils	143
5.14 Finite Elemente Modell der untersuchten Baugruppe	144
5.15 Resultierende Abweichungen der Baugruppe	145
A.1 Balkenelement mit zwei Knoten	183
A.2 Balkenelement mit neuer Bezugsebene und Normalkräften	184
E.1 Einfluss von Abweichungen in der BauteilAusrichtung	198
E.2 Infinitesimales Stück des Stabes	200
F.1 Drehung Kartesischer Koordinatensysteme	204
G.1 Verschiebung der i -ten Paarungselemente von Bauteil (A) und (B)	212
G.2 Randbedingung für das j -te Paarungselement	222

Tabellenverzeichnis

2.1	Vektorielle Tolerierung	24
G.1	Geometrische Randbedingungen für ausgewählte Paarungselemente	213
G.2	Geometrische Randbedingungen für ausgewählte Paarungselemente (Fortsetzung)	214
G.3	Kräfte und Verschiebungen nach dem Einspannen für ausgewählte Paarungselemente	217
G.4	Randbedingungen für Kräfte und Verschiebungen an einem Spann- und Ausrichtelement	218
G.5	Randbedingungen für Kräfte und Verschiebungen an einem Fügeelement	219
G.6	Kräfte und Verschiebungen während des Fügens für ausgewählte Paarungselemente	220

Verzeichnis der Formelzeichen und Abkürzungen

1. Kleine und große lateinische Buchstaben

Größe	Einheit	Bezeichnung
A	m^2	Fläche
A	–	Transformationsmatrix
A_i	\$	Grundkosten eines Bauteiles
b	m	Breite
B	m	Breite
B	\$	Kostenfaktor für Qualität
C_t	\$	Gesamtkosten der Montage
C_{ij}	–	Koeffizienten
d	m	Abstand
e	m	kleine Abweichung
e_i	–	Basisvektoren
E	kN/mm^2	E-Modul
F	N	Kraftvektor
h	m	Höhe bzw. Dicke
I	kgm^2	Massenträgheitsmoment
K	N/m	Steifigkeitsmatrix
l	m	Längenmaß
L	m	Längenmaß
n	–	Anzahl der Montagezellen
N	N	Normalkraftvektor
M	Nm	Drehmoment
M	\$	Maschinenkosten pro Takt ohne Fehler
p	–	Anzahl der Fügemethoden für Spann- und Ausrichtelemente
p_{ij}	–	Richtungskosinus
q	–	Anzahl der Fügemethoden für Fügeelemente
Q	N	Querkraftvektor

r	m	Radius
$R_x(\alpha)$	–	Rotationsmatrix
$R_y(\beta)$	–	Rotationsmatrix
$R_z(\gamma)$	–	Rotationsmatrix
s	m	infinitesimales Stabstück
s_i	–	Sensitivitätskoeffizienten
t_i	m	Bauteiltoleranzen
t	s	Taktzeit
t_c	s	Zeit zum Beheben eines Montagefehlers
T_{aS}	m	arithmetische Schließmaßtoleranz
t_{a_i}	m	arithmetische Einzeltoleranzen
T_F	m	Toleranz der Funktionselemente
T_R^N	–	4×4 Transformationsmatrix
T_{sS}	m	statistische Schließmaßtoleranz
$T_x(x)$	–	Translationsmatrix
$T_y(y)$	–	Translationsmatrix
$T_z(z)$	–	Translationsmatrix
u	m	Weg
u	–	Zufallsvariable der normierten Normalverteilung
U	m	Längenänderungsvektor
v	m	Weg bzw. Verschiebung
V	m^3	Volumen
w	m	Weite
$w_{(x)}$	m	Durchbiegung
W_a	$\$$	Lohnkosten pro Arbeiter
W_{el}	J	elastische Dehnungsenergie
W_{ex}	J	äußere Arbeit
x	m	Weg
x	–	Verhältnis zwischen fehlerhaften und akzeptierten Bauteilen
X_i	–	Zufallsvariablen
y	m	Weg
Y	–	Zufallsfunktion
z	m	Weg

2. Kleine und große griechische Buchstaben

α	°	Winkel
β	°	Winkel
γ	°	Winkel
δ	m	kleine Abweichung
Δ	—	Veränderung
ε	—	Dehnung
ε	°	rotatorische Abweichung
ϑ	—	Relativbewegung zwischen Paarungselementen
ϑ_r	—	Rotationsvektor
ϑ_t	—	Translationsvektor
ν_i	m	Verschiebung des i -ten Formelementes
ξ	—	relative Bauteildicke
π	—	Kreiszahl
σ	N/m^2	Spannung
σ_i^2	—	Varianz der jeweiligen Einzelabweichung
ϕ	°	Winkel
φ	°	Winkel

3. Indizes

A	—	Ausspannen
B	—	Betriebsmittel
F	—	Fügen
ges	—	Gesamtgrößen
i	—	Laufindex
j	—	Laufindex
k	—	Anzahl
max	—	maximaler Wert
m	—	Anzahl
n	—	Anzahl
r	—	Anzahl der Randbedingungen

r	–	Rotation
R	–	Rücksprung
R	–	Referenzkoordinatensystem
t	–	Translation
x	–	in x -Richtung
y	–	in y -Richtung
z	–	in z -Richtung
α	–	um die x -Achse
β	–	um die y -Achse
γ	–	um die z -Achse

4. Hochgestellte Indizes und mathematische Zeichen

$\frac{d}{dV}$	–	Ableitung nach dem Volumen
$\frac{d}{dx}$	–	Ableitung nach dem Weg
(A)	–	Ausspannen
(A)	–	Bauteil (A)
(B)	–	Bauteil (B)
(E)	–	Einspannen
(F)	–	Fügen
N	–	Anzahl
(P)	–	Positionieren
(S)	–	Spannvorrichtung
T	–	Transponiert

5. Abkürzungen

AIT	Advanced Information Technology in Design and Manufacture
ANSI	American National Standard Institution
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASQC	American Society for Quality Control
CAD	Computer Aided Design
CAM	Computer Aided Manufacturing
CAT	Computer Aided Tolerancing

DIN	Deutsches Institut für Normung
DMAPS	Design, Manufacturing and Producibility Simulation
DMU	Digital Mock-up
DMU-PS	Digital Mock-up Process Simulation
DOE	Design of Experiments / Versuchsplanung
EOQC	European Organisation for Quality Control
FEM	Finite Elemente Methoden
FMEA	Failure Mode and Effects Analysis
HW	Hardware bzw. physische Modelle
ISO	International Organisation for Standardisation
MPC	Multi Point Constraint
SPC	Statistical Process Control bzw. statistische Prozessregelung
SPC	Single Point Constraint
STEP	Standard for the Exchange of Product Model Data
TÜV	Technischer Überwachungs-Verein
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VDID	Verband Deutscher Industrie Designer
VPD	Virtual Product Development
VSA	Variation Systems Analysis

1 Einführung

Neue Technologien bestimmen zunehmend den Erfolg vieler Unternehmen und ganzer Märkte. War in der Vergangenheit die Technologie ein abgeleitetes Ergebnis aus der Unternehmensstrategie, so öffnen heute moderne Technologien wie das Internet weitere Geschäftsfelder und -ideen, durch die neue Märkte erschlossen werden. Damit wird beispielsweise die Informationstechnologie ein treibender Faktor für Unternehmensstrategien. Die Leistungsfähigkeit von Computern und Softwareanwendungen ist in den letzten Jahren enorm gewachsen und ermöglicht uns heute, völlig neue Wege in der Produktentwicklung zu gehen. Die bewährten Strategien müssen einer kritischen Betrachtung unterzogen werden.

Informationstechnologie darf jedoch in diesem Zusammenhang nie als alleinstehender Faktor gesehen werden. Nur das integrierte, gesamtheitliche Betrachten von Strategien, Prozessen, Mitarbeitern und Technologien sichert das Überleben und erlaubt wirkungsvolles Agieren von Unternehmen in sich ständig ändernden Märkten. Die Fähigkeit schnell und kostengünstig neue Produkte zu entwickeln ist heute auf den globalen Märkten ein Schlüssel zur Wettbewerbsfähigkeit der Industrie.

Der Einsatz von Informationstechnologie ist nie die Ursache für revolutionäre Veränderungen, kann jedoch der Auslöser für eine Neugestaltung von Geschäftsprozessen sein, um einen effizienten Einsatz der neuen Technologien zu ermöglichen (HOLMES 1998). Die nicht widerspruchsfreie Wechselwirkung zwischen Geschäftsprozess und Nutzung von Informationstechnologie spielt dabei eine fundamentale Rolle: Einerseits ist Informationstechnologie ein unverzichtbares Werkzeug für eine effiziente Implementierung von Geschäftsprozessen, andererseits können mit Informationssystemen, wie vor allem in großen Unternehmen in den letzten Jahrzehnten häufig anzutreffen, einmal eingeführte und nicht mehr zeitgemäße Abläufe zementiert werden. Eine strategisch und technisch ausgewogene und kontinuierliche Evolution der Geschäftsprozesse und der Nutzung von Informationstechnologie wird zunehmend als einer der entscheidenden Erfolgsfaktoren im heutigen weltweiten Wettbewerb er-

kannt. Unternehmen, welche in der Lage sind schnell und flexibel die Nutzung von Informationstechnologie basierend auf Best-in-Class Software umzusetzen, werden gegenüber der Konkurrenz einen entscheidenden Vorsprung erringen.

Informationstechnologie wird im Rahmen einer Digital Mock-up Strategie zur Absicherung von Produkt und Produktionsprozess in der Produktentwicklung eingesetzt. Die bisher im Entwicklungsprozess benötigten physischen Modelle sollen soweit wie möglich durch Simulation und Berechnung mit Hilfe von digitalen Modellen ersetzt werden. Die Verifikation von Produkteigenschaften, wie Design, Qualität oder Funktion, sowie Montage- und Fertigungsprozessen mit Hilfe der Toleranzsimulation als ein Baustein einer Digital Mock-up Strategie ist das Thema der vorliegenden Arbeit.

1.1 Motivation und Handlungsbedarf

Die Wettbewerbssituation für Produktionsunternehmen hat sich in den letzten Jahren durch die zunehmende Globalisierung der Märkte und aufgrund steigender Innovationsdynamik grundlegend verändert. Die Herausforderungen durch kürzere Entwicklungszeiten, zunehmende Variantenvielfalt und steigende Produktkomplexität sowie hohe Qualitätsanforderungen bei gleichzeitiger Reduzierung der Kosten spiegeln sich in der steigenden Komplexität der Produktionssysteme und deren Planung wieder. Der verstärkte Einsatz von Informationstechnologie in Kombination mit einer Neugestaltung von Geschäftsprozessen ermöglicht die effiziente Beherrschung dieser Komplexität (REINHART & PRAUN 1998) und die Verkürzung der Entwicklungszeit. Der Wert der Entwicklungsgeschwindigkeit wurde 1983 erstmals durch REINERTSEN (1983, 1998) in einer von McKinsey durchgeführten Studie quantifiziert. Danach kann eine sechsmonatige Verzögerung der Produktentwicklung 33 Prozent der Lebenszyklusprofite eines Produktes kosten. Eine Steigerung der Entwicklungskosten um 50 Prozent führt jedoch lediglich zu einer Einbuße der durch die Vermarktung eines Produktes erzielten Gewinne von unter 4

Prozent. Die Aufwendungen für den Einsatz von Informationstechnologie lassen sich daher durch Effizienzsteigerungen in der Produktentwicklung rechtfertigen.

Vor diesem Hintergrund sind neue Ansätze für den Einsatz von Informationstechnologie im Produktentstehungsprozess erforderlich. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Technologie der Toleranzsimulation betrachtet. Die in Abbildung 1.1 dargestellten Zielkonflikte sind für das Management von Toleranzen im Produktentstehungsprozess zu berücksichtigen. Die gestiegenen Anforderungen an neue, innovative Produkte resultieren in zunehmender Funktionalität und verbesserter Qualität. Dies führt zu einer steigenden Komplexität der Produkte aber auch der Produktionsprozesse. Trotzdem müssen die Entwicklungszeiten reduziert werden. Die Kosten für eine sichere und zuverlässige Serienfertigung und -montage steigen durch die hohen Qualitätsanforderungen und die steigende Komplexität. Dennoch fordert der Kunde niedrige Preise unterstützt durch die Globalisierung der Märkte und den dadurch zunehmenden weltweiten Wettbewerb.

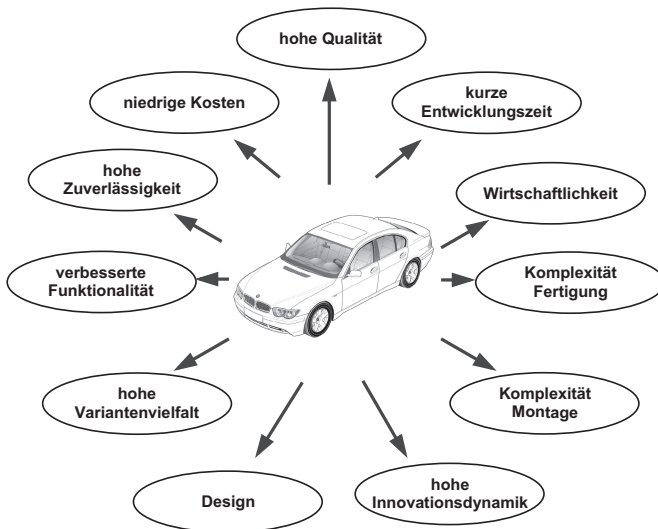


Abbildung 1.1: Spannungsfeld des Toleranzmanagements

Um diese konkurrierenden Ziele zu berücksichtigen, ist nicht nur eine Weiterentwicklung der Methoden für die Analyse von Toleranzen erforderlich, sondern eine angepasste systematische Vorgehensweise zum Einsatz dieser Technologie im Produktentstehungsprozess. Es ist ein Konzept für das Management von Toleranzen zu entwickeln, welches das ganze Spektrum der bisher unabhängigen Entwicklungen in den Bereichen Konstruktion und Entwicklung, Versuch, Fertigung, Montage und Qualitätssicherung in seiner Gesamtheit betrachtet und nutzbar macht. Dieses Konzept soll sowohl bekannte Entwicklungen als auch zukünftig zu erwartende Fortschritte in den genannten Bereichen berücksichtigen.

1.2 Zielsetzung

Zukünftige Toleranzmanagementsysteme sollen im Produktentstehungsprozess im Rahmen einer Digital Mock-up Strategie effizient genutzt werden können. Dazu sind zum einen neue Methoden zur Toleranzanalyse und -synthese zu entwickeln, zum anderen ist die Anwendung der Methoden und die Umsetzung im Produktentstehungsprozess zu klären.

Das Verständnis und die Basis für eine Weiterentwicklung der Methoden und deren Anwendung in der Produktentstehung soll durch eine Analyse der Grundlagen und der bisherigen Forschungsarbeiten auf den Gebieten der Produktentstehung, der Modellierung von Toleranzen, der Toleranzsynthese und der Toleranzanalyse geschaffen werden.

Aufbauend auf diesen Grundlagen ist es das zentrale Ziel der Arbeit, ein Modell und eine Methode zur Toleranzanalyse nachgiebiger, d. h. linear elastischer, Baugruppen zu erarbeiten. Diese neue Methode zur Toleranzsimulation nachgiebiger Baugruppen bildet neben den existierenden Methoden zur Analyse starrer Baugruppen den Kristallisationskern eines durchgängigen Toleranzmanagementprozesses. Die Realisierbarkeit des Konzeptes und die Umsetzung im Produktentstehungsprozess soll durch eine Analyse der Modellparameter anhand von einfachen Beispielen (Biegebalken) veranschaulicht werden.

Ein weiteres Ziel dieser Arbeit ist es, Konzepte für eine Integration des Toleranzmanagements in den Produktentstehungsprozess zu entwickeln und vorzuschlagen. Dazu müssen zum einen allgemeine methodische Grundlagen für die Anwendung der Toleranzsimulation im Produktentstehungsprozess geschaffen werden, zum anderen ist die Bedeutung der Methoden zur Toleranzanalyse für das Management von Toleranzen und die Auswirkungen auf die unterschiedlichen Bereiche eines Unternehmens zu klären.

Das integrierte Management von Toleranzen im Produktentstehungsprozess muss an die Stelle der separaten Betrachtung unterschiedlicher Aspekte in verschiedenen Phasen der Produktentstehung treten. Sowohl die neuen Methoden als auch die organisatorischen Abläufe sind als Randbedingungen zu berücksichtigen.

Schließlich ist es auch Ziel der Arbeit, das Potential für zukünftige Entwicklungen aufzuzeigen und die Voraussetzungen für weitere Arbeiten auf dem vielschichtigen Gebiet des Digital Mock-up und des Toleranzmanagements zu schaffen. Die Integration der Toleranzanalysemethoden in ein Digital Mock-up Konzept ist beispielsweise nicht Zielsetzung der vorliegenden Arbeit und bietet sicherlich großes Potential für weitere Forschungstätigkeit.

1.3 Aufbau der Arbeit

Im Zentrum der vorliegenden Arbeit steht **Kapitel 3** mit der Entwicklung eines Modells und einer Methode zur Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen und **Kapitel 4** mit der Konzeption eines Toleranzmanagementprozesses und der Integration in den Produktentstehungsprozess. Die anderen Kapitel arbeiten auf dieses zentrale Thema hin bzw. gehen von ihm aus. Abbildung 1.2 veranschaulicht die Gliederung der Arbeit.

Kapitel 1 gibt eine **Einführung** und zeigt die Motivation für das Thema dieser Arbeit.

Kapitel 2 beschreibt die **Grundlagen und den Stand der Erkenntnisse**. Mit Hilfe einer Analyse des Produktentstehungsprozesses

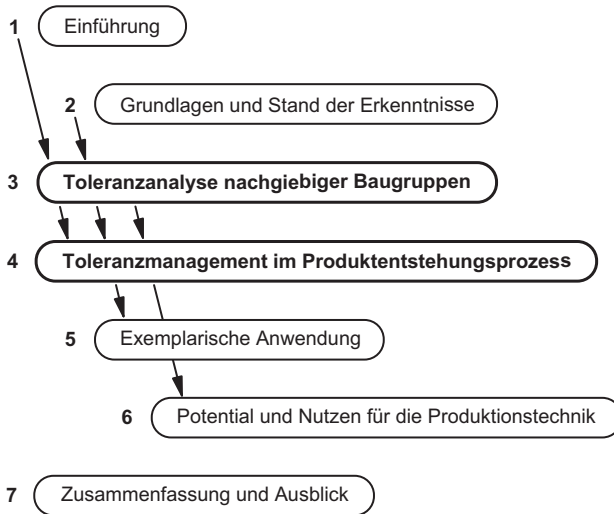


Abbildung 1.2: Gliederung der Arbeit

werden Problemfelder und Herausforderungen für die Entwicklung eines integrierten Toleranzmanagements aufgezeigt. Neben der integrierten Produkt- und Prozessentwicklung sind die Randbedingungen einer Digital Mock-up Strategie und des Qualitätsmanagements zu betrachten. Die Modellbildung für die Darstellung von Geometrieabweichungen wird behandelt. Die Analyse der DIN ISO Normen zur Tolerierung ist Ausgangspunkt für die Vorstellung unterschiedlicher Forschungsarbeiten zur attributiven Repräsentation von Toleranzinformation und zur Darstellung von Toleranzen in mathematischen Modellen. Auf dieser Grundlage erfolgt die Darstellung der Methoden der Toleranzsynthese, wobei u. a. die Defizite von Toleranzkostenmodellen und deren zunehmende Komplexität bei der Anwendung von Form- und Lagetoleranzen aufgezeigt wird. Die bisher entwickelten Methoden der Toleranzanalyse werden nachfolgend untersucht. Dazu erfolgt zunächst ein Hinweis auf die erforderlichen mathematischen Grundlagen. Auf dieser Basis werden die grundlegenden Toleranzanalysemethoden chronologisch bzw. nach zunehmender Komplexität geordnet kurz vorgestellt bzw. angeführt.

Kapitel 3 beschreibt das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Modell zur **Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen**. Zunächst wird die grundlegende Idee mit Hilfe eines einfachen eindimensionalen Beispiels charakterisiert. Anschließend ist der Einfluss der unterschiedlichen Parameter der Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen anhand von Biegebalkenmodellen zu untersuchen. Die Betrachtung grundlegender Konzepte des Fügens nachgiebiger Bauteile bildet die Grundlage für die Repräsentation nachgiebiger Baugruppen. Auf dieser Basis wird ein Modell des Montageprozesses entwickelt, welches die Berechnung der Fortpflanzung von Abweichungen in nachgiebigen Baugruppen ermöglicht. Abschließend wird die stochastische Natur der Fertigungstoleranzen mit Hilfe eines mathematisch-mechanischen Modells abgebildet.

Kapitel 4 stellt ein im Rahmen dieser Arbeit entwickeltes Konzept für ein integriertes **Toleranzmanagement im Produktentstehungsprozess** vor. Die Ursachen für Toleranzprobleme in der Produktentstehung werden erörtert. Nach der Vorstellung der erforderlichen Grundlagen und der Bestimmung der Begriffe wird ein Iterationszyklus der Toleranzsynthese entwickelt. Der Zusammenhang zwischen der Definition der Nominalgeometrie und der geeigneten Wahl der Toleranzanalysemethode wird durch eine Klassifizierung der Baugruppen anhand der statischen Bestimmtheit aufgezeigt. Auf dieser Basis wird ein Toleranzmanagementprozess vorgestellt, welcher die Mikro-Logik für die Anwendung der entwickelten Methoden in den unterschiedlichen Phasen der Produktentstehung beschreibt. Der bereichsübergreifende Informationsfluss und die Anwendung dieser Mikro-Logik in den Phasen der Produktentstehung wird abschließend betrachtet.

Kapitel 5 zeigt die **exemplarische Anwendung** der entwickelten Modelle, Methoden und Konzepte anhand von unterschiedlichen Beispielen.

Kapitel 6 erläutert explizit das **Potential und den Nutzen für die Produktionstechnik**, wobei eine Integration eines durchgängigen Toleranzmanagements in den Produktentstehungsprozess natürlich weit darüberhinausgehende Vorteile verspricht. Die Analyse des Begriffs Produktionstechnik führt zu einer technisch-wirtschaftlichen Bewertung der

Arbeit.

Kapitel 7 gibt eine **Zusammenfassung und einen Ausblick** auf zukünftige Entwicklungen, Forschungsziele und Forschungsfelder.

2 Grundlagen und Stand der Erkenntnisse

Dieses Kapitel beschreibt die Grundlagen für das Verständnis der vorliegenden Arbeit und legt den Stand der Erkenntnisse dar. Dabei kann aufgrund des vorgegebenen Umfangs für eine wissenschaftliche Arbeit an vielen Stellen nur auf Literatur verwiesen werden.

2.1 Analyse des Produktentstehungsprozesses

Der Begriff Produktentstehungsprozess wird in der Literatur nicht einheitlich verwendet. Die Produktentstehung ist von der Betrachtungsweise, dem Produkt selbst, aber auch von dem produzierenden Betrieb oder der Entstehungsart abhängig. Die grundlegende Betrachtung der Phasen und die Einordnung der Produktentstehung in Anlehnung an SPUR & KRAUSE (1997) bildet im Rahmen dieser Arbeit die Basis für eine Integration des Toleranzmanagements. Die Definition und Beschreibung der Phasen ist bei SPUR & KRAUSE (1997) nachzulesen.

Die Qualität, Zuverlässigkeit und Kosten technischer Produkte werden wesentlich bestimmt durch die Festlegung von Sollwerten und Toleranzgrenzen für die funktionalen, stofflichen und geometrischen Eigenschaften von Einzelteilen, Baugruppen und vom gesamten Produkt. Die rechnergestützte Tolerierung kann folglich als Methode des Qualitätsmanagements betrachtet werden (SPUR & KRAUSE 1997).

2.1.1 Integrierte Produkt- und Prozessentwicklung

Die Optimierung des Produktentstehungsprozesses ist das Ziel zahlreicher Forschungsarbeiten. Je nach der gewählten Vorgehensweise werden

unterschiedliche Begriffe verwendet. Die Bezeichnung „Simultaneous Engineering“ hat sich neben den Begriffen „Concurrent Engineering“ und „Integrierte Produkterstellung“ durchgesetzt. ROGGATZ (1998) stellt unterschiedliche Definitionen gegenüber und gibt eine detaillierte Beschreibung der Begriffe.

Die simultane Entwicklung von Produkt und Produktion wird im Rahmen dieser Arbeit als integrierte Produkt- und Prozessentwicklung bezeichnet. Dabei spielt die Einbindung der Zulieferer in diesen Prozess eine immer größere Rolle. Ziel ist eine enge und frühzeitige Abstimmung von **Produkt und Produktion** schon im Konstruktionsprozess, um mögliche Fehlerquellen schon frühzeitig auszuschließen und Verzögerungen und Kosten in nachgelagerten Bereichen zu vermeiden.

Der Konstruktionsprozess ist geprägt durch die Vielfalt der zu lösenden Aufgaben und durch die Tatsache, dass sich Entscheidungen in der Konstruktion auf alle nachfolgenden Bereiche auswirken. Die Strukturierung der einzelnen Aufgaben wird durch die Konstruktionsmethodik nach VDI-RICHTLINIE 2221 und 2222 beschrieben. **Das Konstruieren und Entwickeln umfasst auch die produktionstechnische Planung eines Produktes.** Dies erfordert eine bereichsübergreifende Zusammenarbeit der Konstruktion vor allem mit der Fertigungs- und Montageplanung aber auch mit dem Einkauf, Marketing, Vertrieb, Qualitätssicherung etc. im Sinne des Simultaneous Engineering.

Die Phasen und Tätigkeitsschritte der Konstruktionsmethodik beschreiben Vorgehensprinzipien bei der Entwicklung komplexer **Produkte und Produktionsprozesse**. Die Gliederung in überschaubare Teilabschnitte und Strukturierung in einzelne Phasen dient dabei der Komplexitätsreduktion. Sie bildet sozusagen die Makro-Logik der integrierten Produkt- und Prozessentwicklung ab.

Die Mikro-Logik wird durch den sog. Problemlösungszyklus der Systemtechnik beschrieben. Dieser Zyklus wird in jedem Teilabschnitt und in jeder Phase eines Projektes durchlaufen und kann prinzipiell auch auf die Lösung von Tolerierungsproblemen angewandt werden. Der Problemlösungszyklus der Systemtechnik nach DAENZER & HUBER (1994) ist in Abbildung 2.1 dargestellt.

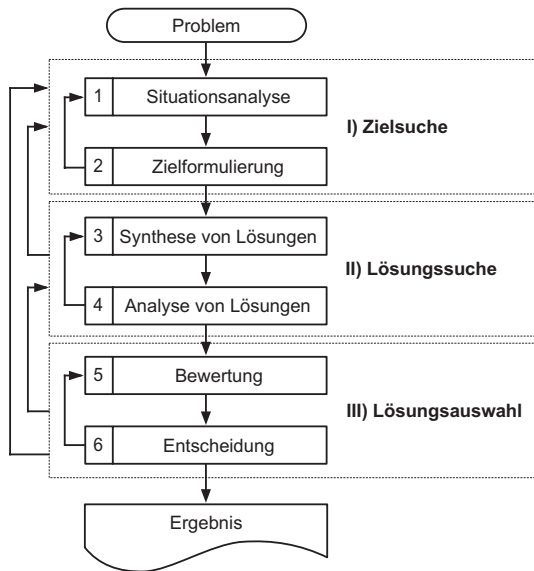


Abbildung 2.1: Problemlösungszyklus der Systemtechnik nach DAENZER & HUBER (1994)

Dieser Zyklus der Systemtechnik besteht aus den drei Schritten Zielsuche, Lösungssuche und Lösungsauswahl, welche wiederum in jeweils zwei Teilschritte untergliedert werden können. Die Definition und Beschreibung der Schritte ist in der Literatur (z. B. DAENZER & HUBER 1994) nachzulesen.

Der Problemlösungszyklus darf nicht den Eindruck erwecken, dass es sich in der Anwendung um einen streng linearen Ablauf handelt, der in der gegebenen Schrittfolge abgewickelt werden muss und somit direkt zum optimalen Ergebnis führt. Einerseits sind gedankliche Vorgriffe notwendig; andererseits treten bei realen Aufgaben Iterationen und Rekursionen auf. Die wichtigsten Rückgriffe und Wiederholungszyklen sind in Abbildung 2.1 angedeutet. Man unterscheidet:

- *Grobzyklen*: Der Rücksprung überschreitet die Abschnitte Zielsu-

che, Lösungssuche bzw. -auswahl.

- *Feinzyklen*: Die Schleife bleibt innerhalb der Abschnitte Zielsuche, Lösungssuche bzw. -auswahl.

Erfüllt beispielsweise keine der erarbeiteten Lösungen die Anforderungen zufriedenstellend, so kann ein Rücksprung von der Auswahl zur Lösungssuche oder sogar zur Zielsuche erfolgen. Es werden also entweder neue, bisher nicht berücksichtigte Lösungen gesucht oder die Zielformulierungen werden soweit modifiziert, dass die folgende Synthese neue Lösungsmöglichkeiten eröffnet.

2.1.2 Die Digital Mock-up Strategie

Der Begriff Digital Mock-up wurde von der europäischen Forschungsinitiative AIT (**A**dvanced **I**nformation **T**echnology in Design and **M**anufacture) geprägt. Die AIT-Initiative wurde 1993 von den bedeutendsten europäischen Automobilherstellern, Luft- und Raumfahrtunternehmen und deren Zulieferern gegründet. Seit 1993 sind zahlreiche neue Begriffe wie z. B. Digital Manufacturing, Virtuelles Produkt, Virtuelle Produktion etc. geschaffen worden, welche z. T. ähnliche Ziele verfolgen. Digital Mock-up wird durch die AIT-Initiative als Entwicklungsstrategie folgendermaßen definiert:

Digital Mock-up stellt die realistische Computersimulation eines Produktes dar und dient als Plattform zur Produkt- und Prozessentwicklung, zur Kommunikation und zur Entscheidungsfindung vom ersten Produktkonzept bis hin zu Kundendienst- und Recyclinguntersuchungen (AIT 1996).

Die unterschiedlichen Modelltypen müssen abhängig von den Phasen der Produktentstehung betrachtet werden. Dabei soll die Definition der Modelltypen unabhängig von der Art der Modellentstehung, vom Anwendungsfall und von branchentypischen Besonderheiten sein. Eine Modelldefinition in Anlehnung an den Verband der Deutschen Industrie

Designer (VDID) kann beispielweise in GEBHARDT (1996) nachgelesen werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird der Begriff Modell einheitlich verwendet für die in GEBHARDT (1996) angeführten Modelltypen, aber auch für mathematische Modelle, die der Berechnung oder Simulation von Produkt- bzw. Prozesseigenschaften dienen. Die Anforderungen an die Modelle ändern sich im Laufe der Produktentstehung. Der Detaillierungsgrad der Modelle steigt bzw. die Ähnlichkeit zum fertigen Endprodukt nimmt zu. Beim Muster oder in der Vorserie können erstmals sehr spät in der Produktentwicklung auch die stochastischen Einflüsse des Fertigungs- und Montageprozesses beurteilt werden, insbesondere die durch Fertigungstoleranzen resultierenden Abweichungen.

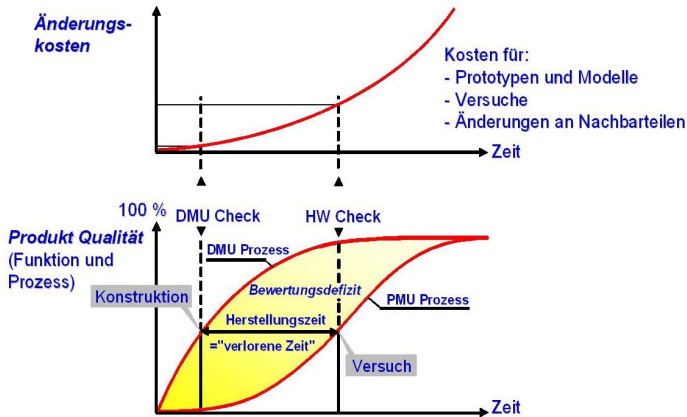


Abbildung 2.2: Just-in-Time-Absicherung mit Digital Mock-up

In der Praxis werden sowohl das Produkt wie auch die Fertigungs- und Montageprozesse hauptsächlich auf der Basis von physischen Modellen überprüft (HW Check, Abbildung 2.2). Obwohl Rapid-Prototyping-Verfahren eingesetzt werden, kostet die Absicherung der Eigenschaften am physischen Modell sehr viel Zeit und kann erhebliche Verzögerungen während der Produkt- und Prozessentwicklung verursachen. Während das physische Modell gefertigt wird (Herstellungszeit, Abbildung 2.2), schreitet die Entwicklung voran. Späte Untersuchungen und Erkennung von Fehlern verursachen nicht nur hohe Kosten für Bauteil- oder Mon-

tageänderungen sondern auch die Folgekosten für überflüssige Untersuchungen und Änderungen an Nachbarteilen oder u. U. auch am gesamten Konzept. Die Untersuchungsergebnisse müssen vom realen Modell in das CAD-Modell zurückgeführt werden. Das CAD-Modell bildet danach wiederum die Grundlage für das verbesserte physische Modell und damit für die nächste Änderungsschleife. Diese Vorgehensweise bedingt einen hohen zeitlichen, finanziellen und materiellen Aufwand.

Nur mit Hilfe einer Überprüfung durch Simulations- und Berechnungsverfahren basierend auf den Produkt- und Prozessdaten und einer Fehlerbeseitigung zum Zeitpunkt der Konstruktion (Abbildung 2.2) wird eine hohe Entwicklungsqualität und eine Absicherung des Entwicklungsstandes „just-in-time“ ermöglicht.

Die Bedeutung der frühen Phasen im Produktentwicklungsprozess wurde von EHRENSPIEL (1995) untersucht. Die frühe Fehlererkennung und die Vermeidung von Folgefehlern wird durch das Digital Mock-up Konzept erleichtert, da der zeitliche und finanzielle Aufwand für die Modellerstellung und Untersuchung reduziert wird.

2.1.3 Qualität im Produktentstehungsprozess

Qualität ist nach DIN 55350/ISO 8402 und nach der European Organisation for Quality Control (EOQC) sowie der American Society for Quality Control (ASQC) folgendermaßen definiert:

Qualität ist die Gesamtheit der Merkmale und Merkmalswerte eines Produktes oder einer Dienstleistung bezüglich ihrer Eignung, festgelegte und vorausgesetzte Erfordernisse zu erfüllen.

Die Erfordernisse werden von den Kunden bzw. vom Markt vorgegeben. Die Werte der Produktmerkmale unterliegen herstellungs- oder auch funktionsbedingten Abweichungen. Dabei werden quantitative und qualitative Merkmale unterschieden. Die qualitativen Merkmale können

durch Attribute beschrieben werden. Bei den quantitativen bzw. variablen Merkmalen kann zwischen stetigen und diskreten Merkmalen getrennt werden. Die quantitativen stetigen Merkmale eines Bauteiles oder einer Baugruppe müssen toleriert werden und sind daher für das Toleranzmanagement relevant. Die Merkmalswerte können gemessen oder geprüft werden. Das Messergebnis erlaubt die Beurteilung der Abweichung von einem Vergleichswert und damit der Qualität des Bauteiles oder der Baugruppe. Bei Serienprodukten unterliegen die Werte der Merkmale eines Produktes stochastischen Einflüssen durch den Produktionsprozess. Man unterscheidet analog zu der Einteilung der quantitativen Merkmale stetige und diskrete Wahrscheinlichkeitsverteilungen.

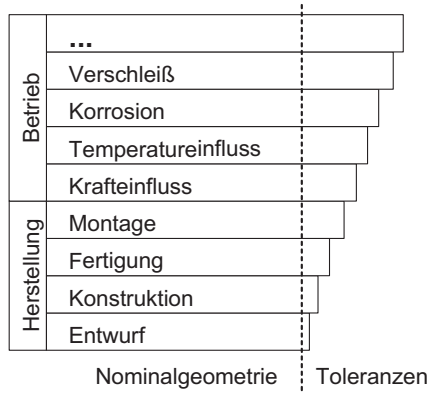


Abbildung 2.3: Entstehung von Toleranzen nach GAUCHEL (1986)

Richtig gewählte, hinreichend kleine Einzelteil-Toleranzen sind daher nicht nur die **Voraussetzung für die Produktion**, sondern Qualitätsmerkmal technischer Produkte. Sie gewährleisten neben der Austauschbarkeit und der Montage von Bauteilen auch die Funktionserfüllung im gesamten Produktlebenszyklus. Alle Phasen der Herstellung und des Betriebes von technischen Produkten tragen potentiell zur Entstehung von funktionsschwächenden Toleranzen und Abweichungen bei (Abbildung 2.3). Es ist daher notwendig, die Auswirkungen von Toleranzen bereits während der Produktkonstruktion zu kennen und zu berücksichtigen (GAUCHEL 1986).

Der Zusammenhang zwischen Qualität und Kosten wird in zahlreichen Forschungsarbeiten untersucht, u. a. in TOMYS (1995), CROSBY (1984) und KAMISKE (1993). Eine nicht prozessgerechte Festlegung von Toleranzen ist nach HOLLAND (1994) als Blindleistung zu interpretieren. Wird die Information über die Prozessfähigkeit bei der Vergabe von Toleranzen nicht beachtet, so können sich dadurch die Fertigungs- und Montagekosten erhöhen.

Betrachtet man den Zeitpunkt der Entstehung und Behebung von Fehlern, so wird die Notwendigkeit, Methoden zur frühen Fehlererkennung zu entwickeln, deutlich (EHRENSPIEL 1995). Die sog. Zehnerregel, welche die Kosten pro Fehler in Bezug zum Zeitpunkt der Fehlerentdeckung setzt, stärkt die Forderung nach einem möglichst frühen Einsatz der Qualitätsmanagementmethoden (VDI-RICHTLINIE 2247).

Die Methoden des Qualitätsmanagements sind im einzelnen bei VDI-RICHTLINIE 2247 oder KAMISKE ET AL. (1997) nachzulesen. Insbesondere das Verständnis und die Anwendung der Statistischen Prozessregelung (SPC) ist essentiell für ein erfolgreiches Toleranzmanagement. Die VDI-RICHTLINIE 2247 nennt die statistische Tolerierung u. a. als Methode zum Qualitätsmanagement in der Produktentwicklung.

2.1.4 Tolerierung im Produktentstehungsprozess

Das effiziente Toleranzmanagement erfordert von Beginn an eine Zusammenarbeit unterschiedlicher Bereiche. Toleranzinformationen werden heute fast ausschließlich in einer Richtung weitergegeben. Der Informationsrückfluss in vorgelagerte Bereiche fehlt (HOLLAND 1994, BOHN 1998). Dadurch wird die schnelle Rückkopplung zwischen Fehlerentdeckung und -verhütung unnötig erschwert. In der Konstruktion ist die Toleranzvergabe nach wie vor durch die Funktionserfüllung geprägt. Vom Konstrukteur werden die Toleranzgrenzen für eine vorgegebene Funktion meist aufgrund seiner eigenen Erfahrung festgelegt. Viele Konstrukteure neigen dazu mit Hinweis auf ihre Verantwortlichkeit für die Funktionserfüllung zu enge Toleranzen anzugeben. In der Fertigungsplanung werden die geeigneten Fertigungsprozesse oft aufgrund von Erfahrung aus-

gewählt. Prozessfähigkeitsuntersuchungen werden in der Serienfertigung durchgeführt und es erfolgt im Rahmen der statistischen Prozessregelung eine Rückführung von Information im Sinne eines maschinen- bzw. prozessnahen Regelkreises. Die Qualität wird durch Abnahmeprüfungen sichergestellt. Dazu wird die Toleranzinformation aus der Konstruktion mit den in der Fertigung gemessenen Istmaßen verglichen und über Schlecht- und Gutteile sowie die erforderliche Nacharbeit entschieden.

Diese in der Industrie zur Beurteilung der Produktqualität angewandte Prüfung bzw. Selektion nach dem Gut-Schlecht-Prinzip mit einer unterstellten Gleichverteilung der Merkmale ist erst Mitte der achtziger Jahre durch die verstärkte Einführung statistischer Methoden in der Qualitätssicherung in den Hintergrund getreten. In der Großserienproduktion, insbesondere in der Automobilindustrie, sind heute die statistischen Methoden zur Qualitätssicherung Standard.

Die Anwendung dieser Methoden in der Produktion blieb nicht ohne Auswirkungen auf andere Bereiche eines Unternehmens. Die Fertigung in fähigen und beherrschten Prozessen muss Ziel einer funktions- und prozessorientierten Produktentwicklung sein. Grundlage dafür sollte die funktions- und vor allem auch **prozessorientierte** Auslegung und Anpassung von Toleranzen bereits in der Phase der Produktkonstruktion sein. Durch diese neue Konstruktions- und **Produktionsphilosophie** können die folgenden Probleme der konventionellen Produktentstehung vermieden werden (HERING ET AL. 1996):

- Konstruktive Auslegung von Bauteilen mit sog. „Angsttoleranzen“,
- fertigungskostenorientierte Fertigung mit voller Ausnutzung der Toleranzbreite mit anschließender
- Qualitätsprüfung mittels Sortieren und
- Fertigung innerhalb von sog. „Werkstatt-Toleranzen“ entsprechend des Standes der Produktionsmittel mit
- permanenter Duldung von Toleranzüberschreitungen.

Die Durchbrechung dieser Spirale des frühen Absicherungsverhaltens in der Konstruktion erfordert ein Management von Toleranzen im Produktentstehungsprozess. Dazu ist ein Umdenken von der traditionellen Gut-Schlecht-Prüfung hin zu neuen, durch statistische Methoden geprägten Vorgehensweisen nötig. Die von TAGUCHI (1986) propagierte Qualitätsphilosophie der Verlustfunktion (Quality Loss Function) spiegelt diese neue Denkweise für die funktionsorientierte Auslegung von Toleranzen wieder. TAGUCHI (1986) beschreibt das Produkt durch charakteristische Größen sog. Funktionskennwerte, welche die Funktionsfähigkeit hinsichtlich der Kundenerfordernisse bestimmen. Die funktions- und prozessorientierte Auslegung von Toleranzen ist Thema der vorliegenden Arbeit.

2.2 Modellbildung für die Darstellung von Geometrieabweichungen

Die Beschreibung und Verarbeitung von Toleranzinformationen ist heute immer noch unmittelbar mit dem Medium technische Zeichnung verknüpft. Die Eintragung der Toleranzinformation in die Zeichnung wird durch eine Reihe von Normen geregelt. Beim Übergang auf rechnerunterstützte Konstruktions- und Fertigungssysteme wurde Anfang der achtziger Jahre die von der manuellen Erstellung von Konstruktionszeichnungen geprägte Art der Repräsentation und Verarbeitung von Toleranzinformationen zunächst ohne Änderung übernommen. Der Tuschestift und die Schablone wurden mehr oder weniger durch den digitalen Zeichenstift ersetzt, d. h. nur die reine Zeichenarbeit wurde auf das CAD/CAM-System übertragen. Die Toleranzinformation wurde weiterhin als textuelle oder symbolische Annotation an Geometrie- und/oder Bemaßungselementen repräsentiert. Eine Bedeutung bzw. eine Weiterverarbeitung im CAD-System war mit den Annotationen nicht verbunden. Als fortschrittlich gilt, dass derartige Informationen attributiv mit den zugrunde liegenden Geometrie- bzw. Bemaßungselementen verknüpft sind, wobei dies zumeist auf Maßtoleranzen und auf den zweidimensionalen Bereich beschränkt ist (STARK 1994, WEBER & STARK 1986). Diese vom An-

satz her konventionelle, von der Umsetzung her jedoch schon rechnerunterstützte Art der Verarbeitung von Toleranzinformationen kann für die CAD/CAM-Praxis als Stand der Technik angesehen werden. Die Lösung des eigentlichen Tolerierungsproblems, d. h. die Unterstützung des Konstrukteurs, des Fertigungs- und Montageplaners bzw. des Prüftechnikers bei der Festlegung, Interpretation und Analyse der bauteilbezogenen und bauteilübergreifenden Toleranzinformation, wird in diesen Ansätzen nicht unterstützt.

Ausgehend von der Analyse der bestehenden europäischen Normen und Richtlinien zur Tolerierung wurden im Rahmen dieser Arbeit weiterführende Forschungstätigkeiten untersucht. Ziel dieser Forschung ist die Lösung des Tolerierungsproblems durch neue Modelle zur Darstellung von Geometrieabweichungen. Dabei wird unterschieden zwischen der Repräsentation von Toleranzinformation in attributiven Daten- bzw. Objektmodellen, welche Toleranzen auf Basis von (3D-)CAD-Bauteilmodellen und angekoppelter Software verarbeiten, und eigenständigen mathematischen Toleranzmodellen, welche eine mathematische Beschreibung von geometrischen Toleranzen bzw. von toleranzbehafteter Geometrie ermöglichen.

2.2.1 Analyse der Normen und Richtlinien zur Tolerierung

Dieser Abschnitt kann nur einen kurzen Überblick über die Normen und Richtlinien nach DIN ISO, ANSI und ASME für geometrische Eigenschaften geben. Das Verständnis dieser Grundlagen ist jedoch wesentlich für das Verständnis der Toleranzanalyse und deren Integration im Produktentstehungsprozess. Die Funktion, Leistungsfähigkeit und Lebensdauer von Produkten, also ihre Qualität, hängen weitgehend von den physikalischen und chemischen Eigenschaften der Werkstücke und der Werkstückoberflächen ab (TRUMPOLD ET AL. 1997). Die Solleigenschaften der Funktion und der Einzelelemente von Erzeugnissen können jedoch nur angenähert realisiert werden, da die Produktionsprozesse Abweichungen unterliegen.

Die Einflüsse auf den Produktionsprozess können nur in begrenztem Maße korrigiert werden. Daher müssen im Entwicklungsprozess nicht nur die Sollleistungen, sondern auch die zulässigen Abweichungen von den Sollwerten als Toleranzen festgelegt werden. Man unterscheidet Toleranzen für Funktionseigenschaften, geometrische und stoffliche Eigenschaften (Abbildung 2.4).

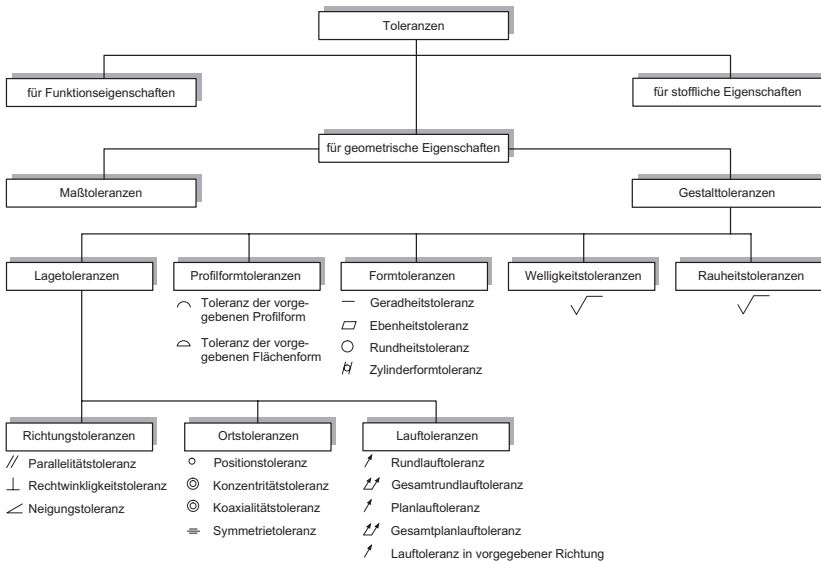


Abbildung 2.4: Arten von Toleranzen

Den Toleranzen für geometrische Eigenschaften kommt eine besondere Bedeutung zu. Bei der geometrischen Gestaltung, Dimensionierung und Tolerierung der Einzelteile und der Baugruppen eines Erzeugnisses müssen neben der Funktion auch die **produktionstechnischen Anforderungen** der Fertigung, Montage, Messtechnik und Instandhaltung berücksichtigt werden. Dies erfordert eine enge Zusammenarbeit der unterschiedlichen Bereiche.

Die Gewährleistung der vorgegebenen Qualitätsziele für Einzelteile, Baugruppen und auch für das gesamte Produkt erfordert Normen und Richtlinien, welche sowohl die Syntax und Semantik als auch das Zu-

sammenwirken der einzelnen Toleranzarten regulieren. Neben den Maß- und Allgemeintoleranzen werden für die Realisierung einer funktionsnotwendigen sowie herstellungs- und kostenoptimalen Toleranzfestlegung für geometrische Eigenschaften Form- und Lagetoleranzen benötigt.

Maßtoleranzen allein können ein komplexes Bauteil weder ausreichend beschreiben noch seine geometrische Funktionsfähigkeit hinreichend festlegen (JORDEN 1991). Die Form- und Lageabweichungen sind Gestalttoleranzen und legen damit die geometrischen Eigenschaften von Erzeugnissen fest (siehe Abbildung 2.4). Der Zusammenhang zwischen Maß, Form und Lage und deren Toleranzen wird durch den sog. Tolerierungsgrundsatz bzw. das Tolerierungsprinzip definiert (DIN ISO 8015).

Ein Werkstück setzt sich im allgemeinen aus einzelnen geometrischen Formelementen zusammen, die durch die Herstellung von der idealen Form und Lage abweichen. Aus diesem Grund definiert man eine sog. Toleranzzone, innerhalb der alle Punkte eines geometrischen Elements liegen müssen (DIN ISO 1101).

Ein wirkliches Element am realen Bauteil kann in Position und Ausrichtung Abweichungen von der idealen Lage aufweisen. Die Lage wird immer relativ zu einem Bezugssystem definiert. Bei der Bewertung der Lageabweichungen sind die Formabweichungen der Bezugselemente zu eliminieren. Dazu werden die wirklichen Bezugselemente durch Referenzelemente ersetzt, die anstelle der Achsen und Symmetrieebenen der wirklichen Elemente verwendet werden. Die Eliminierung der Formabweichung ist nach DIN ISO 1101 und DIN ISO 5459 nur am Bezugselement, nicht aber am tolerierten Element durchzuführen.

Die Messung und Beurteilung der Lageabweichungen soll auch die Korrektur von Maschineneinstellungen und die Justage von Montagevorrichtungen ermöglichen. Um jedoch diesen funktionellen und fertigungstechnischen Forderungen gerecht zu werden, müssen bei der Ermittlung der Richtungs- und Ortsabweichungen die Formabweichungen des Bezugselementes und des tolerierten Elementes in geeigneter Weise eliminiert (TRUMPOLD ET AL. 1997) und nachfolgend analysiert werden. Die amerikanische Norm ASME Y14.5 M beinhaltet im Gegensatz zu DIN ISO

1101 die Möglichkeit Formabweichungen am tolerierten Element zu eliminieren. Ein Bezugssystem besteht aus zwei oder mehreren einzelnen Bezügen, auf die sich tolerierte Elemente beziehen. Man unterscheidet zwischen primärem, sekundärem und tertiärem Bezugselement.

2.2.2 Attributive Repräsentation von Toleranzinformation

Schon in den achtziger Jahren wurden Forschungsarbeiten durchgeführt, die Toleranzinformation nicht mehr nur als textuelle bzw. symbolische Attribute, sondern als geometrische Attribute mit Bezug auf Geometrielemente oder auf geometrische Relationen zwischen Geometrielementen auffassten. Basis dieser Arbeiten ist das DIN ISO- bzw. ANSI-Toleranzmodell, jedoch wird es in eine mathematisch erfassbare und auswertbare Form überführt. Diese attributive Repräsentation von Toleranzinformation in Daten- bzw. Objektmodellen ermöglichte die kombinierte Verarbeitung der Toleranzinformation auf Basis eines (3D-)CAD-Bauteilmodells und angekoppelter autonomer Analyse- und Synthesesoftware.

Die wichtigsten dieser Arbeitsrichtung folgenden, aus der Literatur bekannten Forschungsarbeiten wurden untersucht (JOHNSON 1985, FAUX 1986, NING 1987, RANYAK & FRIDSHALL 1988, ROY & LIU 1988, SHAH & MILLER 1990, JÖRGENSEN-RECHTER 1994, WEBER 1992, SCHÜTTE 1995, KOLLER 1996, REICHENER 1997, STEP-Partialmodell 47). Das Grundproblem dieser Arbeiten besteht in der Schwierigkeit, die nötigen Funktionen ausgehend vom derzeitigen Stand der am Markt befindlichen CAD-Systeme zu realisieren. Sowohl der Versuch, die notwendigen attributiven Datenmodelle in heute übliche CAD-Systeme zu integrieren, als auch die Möglichkeit, die vorhandenen CAD-internen Modellalgorithmen zur Evaluierung von toleranzbehafteter Geometrie zu nutzen, stößt sehr schnell an nicht überwindbare Grenzen (JOERGENSEN-RECHTER 1994).

Die untersuchten Forschungsarbeiten erfassen die Toleranzinformation mit relationalen, graphen- und objektorientierten Modellen. Die meisten

Ansätze basieren auf einer volumenhaften dreidimensionalen Repräsentation der geometrischen Gestalt im CAD-System. Die Verwendung von Formelementen (Form Features) und die damit verbundenen spezifischen Tolerierungsmerkmale spielen oft eine wichtige Rolle. Die in den letzten Jahren in Deutschland durchgeführten Arbeiten konzentrieren sich auf die Entwicklung von Analysemethoden, die als Prozeduren oder Makros in CAD-Standardsysteme eingebunden werden können. Die Überprüfung der nach DIN ISO vergebenen Maß- und z. T. auch Form- und Lagetoleranzen im Hinblick auf die Abweichung der einzelnen Formelemente steht dabei im Vordergrund.

Die auf der attributiven Repräsentation von Toleranzinformation beruhenden Systeme werden in Zukunft weiter entwickelt werden. Die auf dem Markt verfügbaren Computer Aided Tolerancing (CAT) Systeme basieren im Wesentlichen auf diesem Prinzip, d. h. Software zur Toleranzanalyse wird extern an CAD-Standardsysteme angekoppelt. Diese Systeme stellen einen sinnvollen und schnell realisierbaren Einstieg in eine wesentliche Unterstützung im Produktentstehungsprozess dar (WEBER & STARK 1986).

2.2.3 Darstellung von Toleranzen in mathematischen Modellen

Das grundlegende Problem der attributiven Repräsentation von Toleranzinformation und der damit verbundenen Vorgehensweise ist die Tolerierung nach den bestehenden DIN ISO bzw. ANSI Normen. Die im letzten beschriebenen Systeme basieren alle auf dem genormten Toleranzmodell. Daher werden die Schwierigkeiten, welche durch die Nicht-eindeutigkeit dieses Modells bedingt sind und sich bei der Analyse und Simulation von bauteilbezogenen und vor allem bauteilübergreifenden Toleranzkombinationen an komplexen Systemen äußern, nicht überwunden werden können. Die Problematik des DIN ISO Toleranzmodells wird von zahlreichen Autoren detailliert erörtert (STARK 1994, JORDEN 1998). Die wichtigsten Forschungsarbeiten wurden untersucht, welche neue mathematische Toleranzmodelle entwickelt haben, um sich somit besser als

das DIN ISO bzw. ANSI Modell an einer geometrisch eindeutigen Repräsentation von dreidimensionalen Toleranzzonen im euklidischen Raum orientieren zu können (HILLYARD & BRAID 1978, LIGHT & GOSSARD 1982, REQUICHA 1984, REQUICHA 1984, WIRTZ 1986, WIRTZ 1989, TURNER 1987, GIORDANO & DURET 1993, ROBISON 1989, GRABENSCHIED 1990, KLEIN 1992, RIVEST ET AL. 1993, TAKAHASHI ET AL. 1993, ASME 1993, CLÉMENT & RIVIÈRE 1993, GAUNET 1993, STARK 1994).

Die *Vektorielle Tolerierung* (WIRTZ 1986, WIRTZ 1989) ist beispielsweise ein aus dem Bereich der Koordinatenmesstechnik stammender Ansatz. Die Positions- und Richtungsvektoren von Flächen sowie gegebenenfalls daraus abgeleitete skalare Größen gelten als messbar bzw. über Auswertelgorithmen erfassbar. Diese Größen bzw. die Komponenten der Vektoren können mit \pm -Toleranzen toleriert werden. Tabelle 2.1 zeigt die zu tolerierenden vektoriellen und skalaren Größen für die wichtigsten Regelflächen.

Flächenform Funktionselement	Ortsvektor \pm -Toleranz	Richtungsvektor \pm -Toleranz	Maßvektor \pm -Toleranz
Ebene	x, y, z	α, β, γ	
Kugel	x, y, z		r
Zylinder	x, y, z	α, β, γ	r
Kegel	x, y, z	α, β, γ	w
Torus	x, y, z	α, β, γ	r_1, r_2

Tabelle 2.1: Vektorielle Tolerierung

Abbildung 2.5 stellt die Toleranzvektoren für die wichtigsten Regelflächen nochmals graphisch dar.

Die Implementierung eines Qualitätsregelkreises, d. h. Rückführung von Mess- und Prüfergebnissen in die Konstruktion, Arbeitsvorbereitung und Fertigung erfolgt mit Hilfe von Matrizen (siehe Abbildung 2.6). Mit Hilfe einer Nenngestaltmatrix werden die Orts-, Richtungs- und Maßvektoren der Nenngeometrie abgebildet. Zu jedem Parameter der Nenngestaltmatrix enthält die Toleranzmatrix die vektoriell definierten, zulässi-

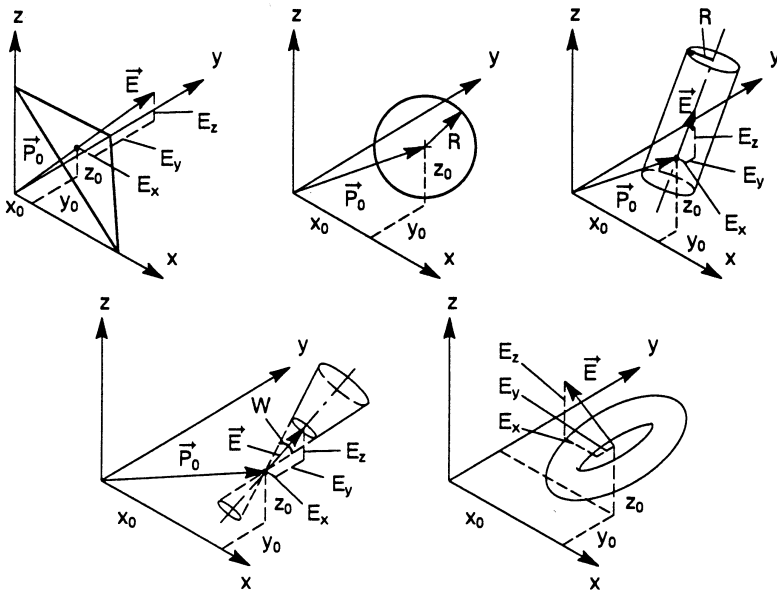


Abbildung 2.5: Toleranzvektoren für Regelflächen

gen Abweichungen. Aus der Nenngestaltmatrix werden die Verfahrenwege, aus der Toleranzmatrix die technologischen Parameter zur Erstellung eines NC-Programms ermittelt. Ergebnis von Messungen auf Koordinatenmessmaschinen, durch die Formabweichungen eliminiert werden können, ist die Istgestaltmatrix. Aus einer Reihe von Messungen bzw. mehreren Istgestaltmatrizen wird eine Mittelwertmatrix berechnet. Aus der Mittelwertmatrix wird mit Hilfe der Abweichungsmatrix die Korrekturmatrix ermittelt, welche direkt zur Fehlerkorrektur verwendet werden soll.

Die mathematisch eindeutige und in der Koordinatenmesstechnik verwendete Vergabe von Toleranzen an Koordinatentupel erweist sich in der Praxis für den Konstrukteur als ungewohnt und schwer abschätzbar. Dennoch ist dieser Ansatz Grundlage für zahlreiche weiterführende Forschungsarbeiten. Die vektorielle Darstellung von Toleranzen und die Definition von Paarungselementen zwischen Bauteilen ist Grundlage für die vorliegende Arbeit.

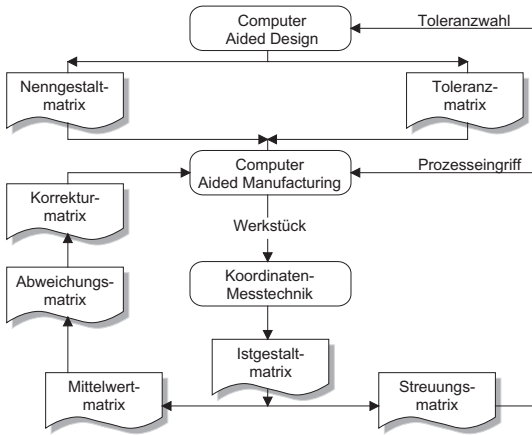


Abbildung 2.6: Qualitätsregelkreis auf Basis der vektoriellen Tolerierung

Die untersuchten Modelle beruhen auf der Annahme, dass die zu montierenden Bauteile Starrkörper sind. Werkstoffeigenschaften und Verformungen während des Montageprozesses, welche bei nachgiebigen Bauteilen wesentlich sind, werden nicht modelliert.

2.3 Methoden der Toleranzsynthese

Die zur Synthese und Analyse von Toleranzen angewandten Methoden verfolgen unterschiedliche Zielsetzungen. Die Begriffe Toleranzsynthese und -analyse sind wie in Abbildung 2.7 dargestellt zu verstehen.

Ziel der Toleranzanalyse ist die Beurteilung der Auswirkungen von fertigungsbedingten Toleranzen einzelner Bauteile bzw. Teilsysteme auf die Funktionselemente einer Baugruppe bzw. eines komplexen Gesamtsystems. Das Zusammenwirken der Einzeltoleranzen soll also hinsichtlich der Funktion eines Systems untersucht und bewertet werden.

Ziel der Toleranzsynthese ist die Ermittlung von optimalen Fertigungstoleranzen für die einzelnen Teilsysteme bzw. Bauteile ausgehend von

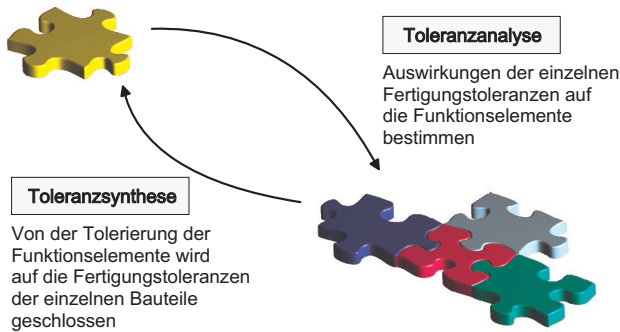


Abbildung 2.7: Toleranzsynthese und Toleranzanalyse

der Funktion des Gesamtsystems bzw. des Produktes. Die im Konstruktionsprozess festgelegte Gesamtfunktion eines Produktes bzw. Systems wird durch tolerierte Funktionselemente beschrieben. Das Problem der Toleranzsynthese hat im allgemeinen keine eindeutige Lösung, da viele Kombinationen aus Toleranzen für die einzelnen Bauteile die gleiche Verteilung der Toleranz der Funktionselemente des Gesamtsystems ergeben. Daher ist die Formulierung von weiteren Randbedingungen für die Suche nach einer optimalen Lösung notwendig. Als optimal wird in diesem Zusammenhang meist die kostengünstigste Variante betrachtet. Die Funktion, fertigungstechnische Umsetzung, Prüfung, Austauschbarkeit bzw. Montierbarkeit und Herstellungskosten der Einzelteile müssen dabei berücksichtigt werden.

Toleranzrechnung als Basis für die Synthese von Maßtoleranzen

Die auf der Toleranzkettenrechnung basierenden Methoden der Toleranzsynthese setzen bei der Festlegung der Toleranzen für die einzelnen Bauteile die Wahl der Toleranz für die Funktionselemente durch den Konstrukteur voraus. Die Auswirkungen der durch die Toleranzsynthese ermittelten Einzeltoleranzen auf die Produktion und die resultierenden Kosten werden nicht berücksichtigt. Bei der Suche nach einer optimalen Lösung für ein Tolerierungsproblem wird stets die arithmetische Toleranzkettenrechnung (siehe Abschnitt 2.4.2) für Funktions- und Einzel-

toleranzen vorausgesetzt. Eine statistische Betrachtung zur Aufweitung der einzelnen Toleranzen findet nicht statt. Die Funktionselemente werden bei der Toleranzkettenrechnung durch die Wahl des Schließmaßes beschrieben. Die Zwänge, welche diese Vorgehensweise im Bereich der Fertigung auslöst, werden durch die untersuchten Methoden nicht gelöst (TURNER 1987, NING 1987, CHASE & GREENWOOD 1988).

Toleranzkostenmodelle als Basis für die Synthese von Maßtoleranzen

Neben der Gewährleistung der gewünschten Produktfunktionalität ist die Minimierung der Produktionskosten eine weitere Randbedingung bei der Toleranzsynthese. Die Fertigungskosten werden wesentlich von der Größe der Toleranzen bestimmt. Ziel der Toleranzsynthese muss daher sein, die Summe der Fertigungskosten für die Einhaltung der Einzeltoleranzen unter Gewährleistung der Funktion des Gesamtsystems zu minimieren. Die Suche nach einer optimalen Lösung muss dabei gegenläufige Anforderungen berücksichtigen: kleine Toleranzen zur Erfüllung der Produktfunktion - große Toleranzen zur Minimierung der Produktionskosten.

Die Auswirkungen der jeweiligen Einzeltoleranzen auf die Kosten des Gesamtsystems werden mit Hilfe einer Toleranz-Kosten-Funktion beschrieben. Der Funktionsverlauf ist dabei abhängig von den Einflussfaktoren Fertigungsverfahren, Losgröße, Material, Nennmaßbereich und Toleranz.

Die untersuchten Verfahren definieren die Abhängigkeiten zwischen Toleranzen und ihren Auswirkungen auf Kosten mathematisch und setzen dabei für die resultierenden Funktionen einen monotonen und konkaven Verlauf voraus. Die Annahme wird meist durch Untersuchungen mit unterschiedlichen Fertigungsverfahren und Materialien begründet. MICHAEL & SIDDALL (1981), CHASE & GREENWOOD (1986), SPOTTS (1973) und SPECKHART (1971) definieren stetige und differenzierbare Funktionen, welche einen kontinuierlichen Verlauf der Kosten-Toleranz-Kurve beschreiben. Eine punktförmige funktionale Abhängigkeit zwischen Toleranz und Kosten wird von LEE & WOO (1989) ermittelt. Der

diskrete Zusammenhang wird unter Berücksichtigung unterschiedlicher Fertigungsverfahren und ihrer statistischen Verteilung bestimmt.

Basierend auf den Toleranzkostenfunktionen wurden verschiedene Methoden zur Toleranzsynthese entwickelt (z. B. SPOTTS 1973, WU ET AL. 1988, PIWONSKI & PIWONSKI 1990).

Maß-, Form- und Lagetoleranzen und ihre Synthese

Die bisher betrachteten Methoden zur Toleranzsynthese vereinfachen das Optimierungsproblem, indem sie nur Toleranzketten, d. h. im Wesentlichen Maßtoleranzen berücksichtigen. Dabei wird stets von arithmetischen Funktions- und Einzeltoleranzen ausgegangen. Eine Berücksichtigung der statistischen Verteilung der Toleranzwerte findet nicht statt. Die Funktionserfüllung kann jedoch bei komplexen Produkten durch die Beschränkung auf Maßketten nicht gewährleistet werden. Die Toleranzsynthese erfordert zudem die Festlegung von optimalen Form- und Lagetoleranzen.

Die bisher untersuchten Toleranzkostenmodelle stellen einen Zusammenhang zwischen den Kosten für die Fertigung eines Maßes und der Größe der Maßtoleranz her. Dieser einfache Zusammenhang zwischen einer Toleranz und den zugehörigen Fertigungskosten ist für Form- und Lagetoleranzen nicht mehr gültig. Die Zuweisung eines Toleranztyps und -wertes zu einem Fertigungsprozess ist nicht mehr einfach möglich. Daher sollte die Kostenfunktion nicht mehr als einziges Kriterium für die Optimierung verwendet werden. Die Eingangsdaten zur Ermittlung der Funktionen sind schwer, unzuverlässig und nur sehr aufwendig zu ermitteln. NASSEF & ELMARAGHY (1997) und KANAI ET AL. (1995) beschreiben derartige Methoden zur Synthese von Maß-, Form- und Lagetoleranzen.

2.4 Methoden der Toleranzanalyse

Mit der Toleranzanalyse werden die Auswirkungen der einzelnen unabhängigen Bauteiltoleranzen, welche durch den Fertigungsprozess bedingt sind, auf die Abweichung der Funktionselemente und damit auf

die Funktion des Gesamtsystems ermittelt. Sie ist die Umkehrung der Toleranzsynthese, aber im Gegensatz dazu eindeutig; d. h. zu einer gegebenen Kombination von Einzeltoleranzen gibt es nur eine Abweichung der Funktionselemente. Die Toleranzanalyse stellt die Toleranz der Funktionselemente als Funktion der einzelnen Bauteiltoleranzen (Gleichung 2.1) dar.

$$T_F = f(t_1, t_2, \dots, t_i, \dots, t_n) \quad (2.1)$$

Grundsätzlich kann das Zusammenwirken der Fertigungstoleranzen und die Fortpflanzung in der Montage als komplexes technisches System angesehen werden. Die Berechnung technischer Systeme erfordert nach BATHE (1982)

- die Idealisierung des Systems auf eine Form, die berechnet werden kann,
- die Aufstellung der Gleichgewichts- bzw. Bewegungsgleichungen, die das idealisierte System beherrschen,
- die Lösung dieser Gleichungen und schließlich
- die Interpretation der Ergebnisse.

Diese prinzipielle Vorgehensweise liegt allen Methoden zur Toleranzanalyse zugrunde. Die Idealisierung des Systems spiegelt sich in den zugrundeliegenden mathematischen Modellen wider. Die Methoden zur Aufstellung der Gleichungssysteme lassen sich in zwei Gruppen einteilen. Zum einen setzen zahlreiche Methoden und die darauf aufbauenden Simulationssysteme starres Bauteilverhalten voraus. Sie lassen sich wie folgt gliedern:

- Toleranzanalyse durch lineare oder eindimensionale Maßtoleranzkettenrechnung, welche auf der Addition von Maßtoleranzen beruht. Das berechnete Summenmaß wird auch als Schließmaß bezeichnet. Weitere Toleranzarten und deren Wechselwirkungen mit Maßtoleranzen werden nicht betrachtet.

- Toleranzanalyse auf Basis nichtlinearer, mehrdimensionaler Maßtoleranzkettenrechnung zur Berechnung von Schließmaßen für Einzelteile und Baugruppen im dreidimensionalen Raum.
- Dreidimensionale Toleranzanalyse unter Berücksichtigung aller Toleranzarten einschließlich Allgemeintoleranzen, sowie deren Wechselwirkung unter Beachtung der Tolerierungsgrundsätze. Die Lage von Bauteilen im Raum wird mit Hilfe von 6 Freiheitsgraden (3 translatorische, 3 rotatorische) beschrieben, die durch entsprechende Toleranzfestlegung eindeutig eingeschränkt werden müssen (kinematisch bestimmtes System).

Die Starrkörperhypothese ist bei im Toleranzbereich deformierbaren Bauteilen, wie z. B. Blechen oder Kunststoffteilen, nicht mehr gültig. Die Anwendung der o. g. Methoden führt zu einer falschen Bewertung der untersuchten Toleranzen bzw. des Montageprozesses (CAI ET AL. 1996). Daher entwickelt die zweite Gruppe von Forschungsarbeiten Methoden zur Toleranzanalyse deformierbarer Bauteile. Auf diesem neuen Forschungsgebiet wurden in den letzten Jahren erste grundlegende Arbeiten durchgeführt (LIU 1995, LIU & HU 1995, LIU ET AL. 1996, LIU & HU 1997, CHANG 1996, SOMAN 1996, MERKLEY 1998, SELEM ET AL. 1999). Die Ausrichtung von deformierbaren Bauteilen kann nicht allein durch die Einschränkung von 6 Freiheitsgraden beschrieben werden, da die Bauteile während der Montage durch Spann- und Fügeprozesse im Bereich der Toleranzen verformt werden. Diese durch Kräfte verursachten Abweichungen müssen bei der Toleranzanalyse berücksichtigt werden.

Die Lösung der systembeschreibenden Gleichungen kann auf unterschiedliche Art und Weise erfolgen:

- Lösung für den Einzelfall: Die Montage eines einzigen Satzes von Bauteilen wird untersucht. Die Abweichung der Bauteile von der Nominalgeometrie kann simuliert oder mit Hilfe von Messungen an realen Bauteilen ermittelt werden. Die resultierende Abweichung der montierten Baugruppe wird als Ergebnis berechnet.

- Lösung für den schlechtesten Fall (Worst Case): Der Worst Case Analyse bzw. der arithmetischen Toleranzrechnung liegt die Annahme zugrunde, dass die Istmaße beliebig im Toleranzfeld liegen dürfen, also auch gehäuft in der Nähe der Grenzmaße. Ist dies bei allen Losen der Fall, so werden mit hoher Wahrscheinlichkeit Istmaße zu Schließmaßen zusammengefügt, welche in der Nähe der arithmetisch berechneten Grenzmaße für das Schließmaß liegen. Dies wird als ungünstigster Fall bzw. Worst Case bezeichnet.
- Lösung mit statistischen Verfahren: Der sog. statistischen Tolerierung liegt die Annahme zugrunde, dass die Istmaße der Bauteilmerkmale Zufallsgrößen sind, welche um einen Erwartungswert streuen und eine für den jeweiligen Fertigungsprozess charakteristische Häufigkeitsverteilung aufweisen. Die Bauteile werden im Montageprozess ohne zusätzliche Leistungen zufällig miteinander kombiniert und zur Baugruppe zusammengesetzt. Aufgrund der stochastischen Verteilung der Einzelmerkmale entsteht eine bestimmte Häufigkeitsverteilung der Funktionselemente der Baugruppe. Dabei wird davon ausgegangen, dass die Teile der gefertigten Menge, z. B. Losgröße oder Jahresstückzahl, des durch die Toleranzen beschriebenen technischen Systems nur mit einem berechenbaren Risiko (meist 6σ) unter Einhaltung der Funktionsmaße miteinander paarungsfähig sind. Die Verknüpfung der Einzelverteilungen zur Verteilung der Istwerte der Funktionselemente in der Montage kann mit verschiedenen Methoden der mathematischen Statistik berechnet werden. Diese Verknüpfung voneinander unabhängiger Zufallsgrößen, deren Merkmalswerte einem Verteilungsgesetz unterliegen, durch Addition oder Subtraktion wird durch die sog. Faltung der Merkmalsverteilungen berechnet. Einfache Systeme können analytisch berechnet werden. Komplexere Systeme, welche durch Nichtlinearität und nicht normalverteilte Abweichungen gekennzeichnet sein können, werden mit Hilfe von numerischen Verfahren bzw. Simulation (Monte Carlo Simulation (RUBINSTEIN 1981)) gelöst.

Die Methoden der Toleranzanalyse sind mathematisch fundiert und

beschreiben das Zusammenwirken mehrerer Einzeltoleranzen. Mit Hilfe der Taylor-Reihenentwicklung können beispielsweise systembeschreibende Gleichungen für die Fortpflanzung von Toleranzen in komplexen Baugruppen aufgestellt werden. Bei praktischen Berechnungen wird oft nur das vollständige Differential erster Ordnung ermittelt (TRUMPOLD ET AL. 1997).

2.4.1 Wahrscheinlichkeitstheoretische Grundlagen

Die Anwendung wahrscheinlichkeitstheoretischer Methoden bei der Toleranzanalyse soll nicht nur die Tolerierung und somit Sicherung der Funktionseigenschaften eines Produktes, sondern auch die effiziente und wirtschaftliche Realisierbarkeit der Bauteile in der Fertigung und Montage gewährleisten. Die Verteilung der Istwerte von Bauteilabmessungen wird direkt durch den gewählten Fertigungsprozess bestimmt. Die Wahl eines geeigneten Fertigungsverfahrens in der Produktentwicklung legt folglich die fertigungstechnische Istmaßverteilung fest.

Oft wird bei Methoden der Toleranzanalyse davon ausgegangen, dass bei Fertigungsprozessen mit konstanten Parametern des Mittelwertes und der Standardabweichung in der Regel wegen der zahlreichen zufälligen Einflussgrößen normalverteilte Fertigungslose erzeugt werden. In der Praxis ist jedoch diese Annahme nicht immer zulässig (FRIEDL 1995, GOERLER 1979, GOERLER 1980, GRAVES & BISGAARD 1997). Das Verständnis wahrscheinlichkeitstheoretischer Methoden bildet die Grundlage für die Beurteilung der Toleranzanalyseverfahren.

In der Praxis treten beispielsweise die folgenden Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion und Verteilungsfunktion abhängig vom jeweiligen Fertigungsprozess auf: Normalverteilung (GRAF ET AL. 1966), Mischverteilungen 1. Art und 2. Art (KIRSCHLING 1988), Rechteckverteilung bzw. Gleichverteilung, symmetrische Dreiecksverteilung bzw. Simpson'sche Verteilung, Trapezverteilung bzw. trapezförmige Verteilung, einseitig schiefe Verteilung (HENZOLD 1992, HERING ET AL. 1996, GOERLER 1980) oder Nadelverteilung (JORDEN 1998, MANNEWITZ 1997). Die mathematische Statistik definiert weiterhin sog. statistische Momente,

mit denen die Verteilung von Zufallsgrößen qualitativ beschrieben werden kann (TRUMPOLD ET AL. 1997, HARTUNG 1995). Für die mathematische exakte Beschreibung beliebiger, nicht normaler empirischer Verteilungen bestehen verschiedene Möglichkeiten, wie die Darstellung durch Reihenentwicklungen, Darstellung mit Hilfe von Differentialgleichungen und Darstellung durch Variablentransformation (HÄRTIG & HART 1978, VÉCHET & GLAUBITZ 1978, HARTUNG 1995).

Die Anwendung stochastischer Methoden zur Beurteilung des Zusammenhangs zwischen fertigungsbedingten Einzeltoleranzen und der Toleranz von Funktionseigenschaften setzt nicht nur die Kenntnis der Verteilung der Istmaße in Bezug auf das jeweilige Toleranzfeld voraus, sondern auch eine hinreichend große Anzahl von zu fertigenden Einzelteilen, da erst dann die Gesetzmäßigkeiten der Stochastik zum Tragen kommen. Die Anwendung wahrscheinlichkeitstheoretischer Methoden für den Bereich der Einzelfertigung ist somit nicht sinnvoll. Für die Serienfertigung verspricht die Anwendung stochastischer Methoden bei der Toleranzanalyse jedoch große Vorteile.

Die Grundlagen für Wahrscheinlichkeitsdichte- und Verteilungsfunktion wie auch die unterschiedlichen Verteilungsformen charakterisieren die theoretische Verteilung von Zufallsgrößen bzw. die Grundgesamtheit der zufälligen Ereignisse. In der Praxis gelangt man nur über die Analyse von Stichproben aus dem Fertigungsprozess zu einer Aussage über die zunächst unbekannte „wahre“ Verteilung der Zufallsgrößen. Ein grundlegendes Problem der mathematischen Statistik besteht darin, aus den durch Stichproben gewonnenen Merkmalswerten die empirische Häufigkeitsverteilung aufzustellen, deren statistische Kennzahlen zu berechnen und somit Aussagen über das dem Prozess zugrunde liegende Verteilungsgesetz zu treffen bzw. auf die „wahre“ Verteilung der Grundgesamtheit schließen zu können. Das Ergebnis der Häufigkeitsanalyse einer Stichprobe wird oft mit Hilfe einer Klasseneinteilung in Form eines Säulendiagramms dargestellt.

2.4.2 Arithmetische Toleranzanalyse

In der Industrie ist die Methode der arithmetischen Toleranzrechnung weit verbreitet und wird in den Konstruktionsabteilungen häufig angewandt. Sie wird oft auch als Extremwert-Methode, Minimum-Maximum-Prinzip oder Worst-Case-Analyse bezeichnet. Bei einer Maßkette mit k Gliedern ergibt sich die arithmetische Schließmaßtoleranz T_{a_S} einer Baugruppe aus der Summe der Einzeltoleranzen t_{a_i} .

$$T_{a_S} = \sum_{i=1}^k t_{a_i} \quad (2.2)$$

Die Funktionalität der Baugruppe bzw. die vollständige Austauschbarkeit der Bauteile ist auch für den ungünstigsten Fall gewährleistet. Eine vollständige Austauschbarkeit wird nur durch dieses Verfahren sichergestellt. Charakteristisch für die vollständige Austauschbarkeit ist, dass alle Teile einer gefertigten Menge (z. B. Losgröße, Serie oder Jahresstückzahl) des durch die Toleranzen beschriebenen technischen Systems unter Einhaltung der Funktionsmaße miteinander paarungsfähig sind. Die Einzelteile können in der Montage ohne zusätzliche Leistungen, wie Nach- bzw. Anpassarbeiten oder vorheriges Sortieren, beliebig miteinander gepaart werden.

Die Methode der arithmetischen Toleranzanalyse hat Nachteile. Zum einen ist sie nur bei Maßtoleranzkettenrechnung eindeutig anzuwenden, da die Wahl des ungünstigsten Falles bei der Berücksichtigung aller Toleranzarten (Translation oder Rotation) nicht eindeutig ist. Die Funktion komplexer Baugruppen ist jedoch durch die alleinige Tolerierung von Maßtoleranzketten nicht ausreichend gewährleistet (JORDEN 1991). Zum anderen ist die Anzahl der Maßkettenglieder zu berücksichtigen: Je größer die Zahl der Glieder einer Maßkette ist, desto größer wird die Toleranz des Schließmaßes, ausgehend von fertigungstechnisch notwendigen Einzeltoleranzen und desto kleiner werden die Einzeltoleranzen, wenn die funktionsbedingte Toleranz des Schließmaßes gleichmäßig oder ungleichmäßig auf die Einzelmaße arithmetisch aufgeteilt wird. Die Ein-

zeltoleranzen können dann meist mit wirtschaftlichen Methoden nicht mehr gefertigt werden.

2.4.3 Statistische Toleranzanalyse

In den fünfziger und sechziger Jahren befassten sich zahlreiche Veröffentlichungen mit der Toleranzauslegung nach stochastischen Gesetzmäßigkeiten (u. a. BÖTTGER 1961). Daraufhin brachte im August 1974 der Deutsche Normenausschuss für Toleranzen und Passungen die DIN 7186, Blatt 1 heraus. Diese Norm mit dem Titel „Statistische Tolerierung (Begriffe, Anwendungsrichtlinien und Zeichnungsangaben)“ sollte dem Konstrukteur bei der Toleranzvergabe unterstützen durch eine Berücksichtigung der stochastischen Verteilung bei Fertigungsprozessen. Da sich der Inhalt dieser Norm nur auf die Definition von Begriffen, Anwendungsrichtlinien und auf die Zeichnungseintragung beschränkte, wurde im Januar 1980 ein zweiter Teil mit dem Titel „Statistische Tolerierung (Grundlagen für Rechenverfahren)“, jedoch nur als Entwurf, herausgegeben.

Ziel der statistischen Tolerierung ist die Erweiterung der Einzeltoleranzen, nachdem eine mehrgliedrige Maßkette arithmetisch berechnet worden ist und die funktionsbedingt notwendigen Toleranzen für das Schließmaß so enge Einzeltoleranzen fordern, dass diese nicht wirtschaftlich gefertigt bzw. eingehalten werden können. Dabei wird die Lage der Istmaße in der Fertigung analysiert und fließt als Häufigkeitsverteilung in die Toleranzrechnung mit ein. Die Istmaße werden als Zufallsgrößen gesehen, welche um einen Erwartungswert streuen. Die Häufigkeitsverteilung ist für den jeweiligen Fertigungsprozess charakteristisch. Die Bauteile sind bei Anwendung der statistischen Tolerierung im Montageprozess ohne vorheriges Sortieren oder Nacharbeit zufällig miteinander kombinierbar. Das Risiko, dass Bauteile nicht paarungsfähig sind, wird berechnet und möglichst klein gehalten.

Die statistische Schließmaßtoleranz T_{sS} wird nach Gleichung 2.3 berechnet.

$$T_{sS} = 2u \sqrt{\sum_{i=1}^k \sigma_i^2} \quad (2.3)$$

Dabei ist σ_i^2 die Varianz des jeweiligen Einzelmaßes und u die Zufallsvariable der normierten Normalverteilung. Eine normierte Zufallsvariable hat den Mittelwert 0 und die Varianz 1.

An dieser Stelle soll der Begriff Varianz kurz mit Worten erläutert werden. Die Varianz oder auch Streuung ist das Quadrat der Standardabweichung bzw. das zweite zentrale Moment einer Wahrscheinlichkeitsverteilung. Die Standardabweichung ist ein Maß für die „Zuverlässigkeit“ der einzelnen Messwerte innerhalb einer Messreihe. Sie bestimmt die durchschnittliche zufällige Abweichung vom Mittelwert bzw. Erwartungswert und wird häufig als „mittlerer (quadratischer) Fehler der Einzelmessung“ bezeichnet. Eine mathematisch fundierte Definition kann beispielsweise bei BRONSTEIN & SEMENDJAJEW (1991), BOSCH (1993) oder HARTUNG (1995) nachgelesen werden.

Die statistische Toleranzanalyse wird vor allem zur Berechnung mehrgliedriger linearer Maßtoleranzketten eingesetzt und ermöglicht dann meist eine wesentliche Senkung der Fertigungskosten durch die Aufweitung der einzelnen Maßtoleranzen.

2.4.4 Weitere wahrscheinlichkeitstheoretische Methoden

Die Methoden der Toleranzanalyse für starre Bauteile wurden kontinuierlich weiterentwickelt. An dieser Stelle sollen nur kurz die wichtigsten Verfahren genannt werden. Die quadratische Toleranzanalyse (KIRSCHLING 1988) ist ein Sonderfall der statistischen Toleranzanalyse. SPOTTS (1986) entwickelte eine Kombination aus arithmetischer und quadratischer Toleranzanalyse. CHASE & GREENWOOD (1988, 1986) entwickelten eine Modifikation der quadratischen Toleranzanalyse und die Methode der geschätzten Mittelwertverschiebung. Das Momentenverfahren, auch

Standardabweichungsmethode genannt, beschreibt TRUMPOLD ET AL. (1997). Eine weitere Methode zur Toleranzanalyse ist die Kombination der Monte Carlo Simulation mit dem Momentenverfahren. Numerische Faltungsverfahren werden in zahlreichen Forschungsarbeiten zur Lösung des Faltungsintegrals eingesetzt (u. a. BAUMANN 1977, BÖTTGER 1961, MANNEWITZ 1997). Die Integration von Form- und Lage toleranzen in Maßketten wird von TRUMPOLD ET AL. (1997) und JORDEN (1998) diskutiert. Neueste Methoden, welche Form- und Lageabweichungen berücksichtigen, beruhen auf 4×4 Transformationsmatrizen und wurden beispielsweise von WHITNEY ET AL. (1994) beschrieben.

2.5 Zusammenfassung und Fazit

In diesem Kapitel wurden die Grundlagen und der Stand der Erkenntnisse zum Thema der vorliegenden Arbeit vorgestellt. Eine Analyse des Produktentstehungsprozesses zeigte, dass die Tolerierung heute erst zu spät eine Rolle spielt. In der integrierten Produkt- und Prozessentwicklung finden heute erst auf der Basis von ersten Serienmustern bzw. beim Serienanlauf Toleranzuntersuchungen statt. Die Konstruktionsmethodik sieht die Vergabe von Toleranzen erst bei der Erstellung der Fertigungszeichnung in der Phase „Ausarbeiten“ vor. Die Geometrie der Bauteile ist zu diesem Zeitpunkt bereits völlig auskonstruiert. Ein integriertes Toleranzmanagement beginnend in frühen Phasen der Produktentstehung und auf Basis von neuesten Toleranzanalysemethoden ist bisher nicht bekannt.

Die Modellbildung für die Darstellung von Geometrieabweichungen wurde anschließend betrachtet. Neben der DIN ISO Normen zur Tolerierung wurden Forschungsarbeiten zur attributiven Repräsentation von Toleranzinformation und zur Darstellung von Toleranzen in mathematischen Modellen analysiert. Auf die Problematik der unterschiedlichen Ansätze wurde hingewiesen. Das Ziel der DIN ISO Normen ist heute immer noch die Definition von Toleranzen auf Basis der Fertigungszeichnung. Neuere Ansätze, wie beispielsweise eine vektorielle Darstellung

von Toleranzinformation, sind jedoch vorteilhaft für eine rechnergestützte Analyse und Grundlage für die vorliegende Arbeit.

Die Defizite der Methoden der Toleranzsynthese, insbesondere von Toleranzkostenmodellen und deren zunehmende Komplexität bei der Anwendung von Form- und Lagetoleranzen, wurden aufgezeigt. Die grundlegenden Toleranzanalysemethoden sind kurz vorgestellt und die aus Forschungsarbeiten und Veröffentlichungen bekannten Methoden zur Toleranzanalyse darüber hinaus angeführt worden.

Die dargestellten Forschungsarbeiten zur Modellierung, Analyse und Synthese von Toleranzen, wie auch die kommerziellen Toleranzsimulationssysteme, beruhen auf der Starrkörperhypothese. Diese Hypothese ist für Baugruppen gültig, deren kinematische Ausrichtung im Montageprozess durch die Festlegung bzw. Einschränkung von sechs Freiheitsgraden im dreidimensionalen Raum erfolgt. Für nachgiebige Baugruppen ist diese Annahme nicht gültig und daher führt bisher die Anwendung der beschriebenen Methoden oft zu einer falschen Bewertung der untersuchten Toleranzen.

3 Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen

In diesem Kapitel wird ein neues Modell zur Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen entwickelt. Dazu wird zunächst die grundlegende Idee anhand eines einfachen eindimensionalen Beispiels charakterisiert. Danach wird mit Hilfe von zweieinhalbdimensionalen Beispielen (Biegebalcken) und Finite Elemente Methoden systematisch Schritt für Schritt der Einfluss der möglichen Modellparameter analysiert. Somit wird die grundlegende Vorgehensweise zur Toleranzanalyse in nachvollziehbaren Schritten erarbeitet.

Im dritten Abschnitt werden die grundlegenden Konzepte des Fügens nachgiebiger Bauteile am Beispiel von Blechbauteilen vorgestellt. Die Auswirkungen von Verformungen im Montageprozess werden diskutiert. Auf dieser Basis wird die Repräsentation nachgiebiger Baugruppen als Grundlage für die Toleranzanalyse betrachtet. Der Modellierung des Montageprozesses ist der fünfte Abschnitt gewidmet. Die Montage nachgiebiger Baugruppen wird dabei in die Schritte Positionieren, Einspannen, Fügen und Ausspannen eingeteilt. Die Berechnung der Abweichungen und des Rücksprunges nach dem Ausspannen wird vorgestellt. Ergebnis ist ein mechanisches Modell des Montageprozesses nachgiebiger Baugruppen, welches durch eine methodische Vorgehensweise die Berechnung der Fortpflanzung von Abweichungen ermöglicht.

Die stochastische Natur der Fertigungstoleranzen wird im sechsten Abschnitt mit Hilfe von Monte Carlo Methoden abgebildet. Die Kombination der beiden Modelle zu einem mathematisch mechanischen Modell zur Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen ist Basis für die Beschreibung der methodischen Vorgehensweise bzw. des Ablaufes.

3.1 Charakterisierung der grundlegenden Idee

Die Problemstellung und die grundlegende Vorgehensweise soll zunächst anhand eines einfachen eindimensionalen Beispiels (Abbildung 3.1) veranschaulicht werden.

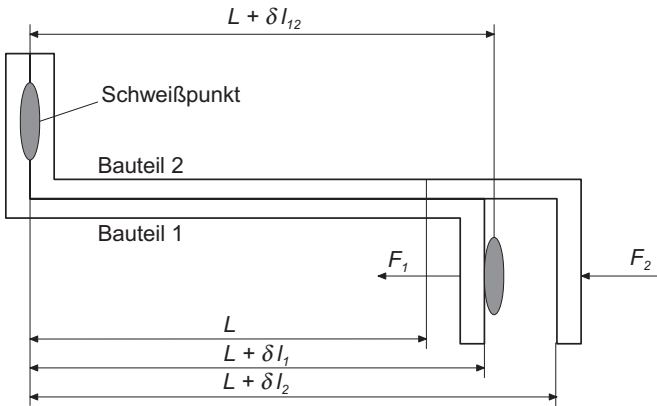


Abbildung 3.1: Eindimensionales Beispiel für die Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen

Die Auswirkung der eindimensionalen Abweichung (Abbildung 3.1) soll vereinfacht mit Hilfe eines Ersatzmodells aus zwei parallel geschalteten Federn (Hooke'sches Gesetz) berechnet werden, d. h. die Biegung der Flansche soll zur Vereinfachung der folgenden Betrachtungen vernachlässigt werden. Die Baugruppe besteht aus zwei Bauteilen mit Nominalabmessungen L (Sollwert). Vor der Montage seien die voneinander unabhängigen Abweichungen jeweils δl_1 und δl_2 .

Haben die Bauteile unterschiedliche Längen $L + \delta l_1$ und $L + \delta l_2$, so wird nach dem Fügeprozess das kürzere gedehnt und das längere zusammengedrückt. Bei den folgenden Betrachtungen sollen der Wärmeeinfluss und die daraus resultierenden Verformungen vernachlässigbar klein sein. Ist die aus dem Fertigungsprozess resultierende stochastische Verteilung

für die Variablen δl_1 und δl_2 bekannt, können die Kräfte F_1 und F_2 , welche die Bauteile (1) bzw. (2) in die Nominalposition (Spannposition) bringen, berechnet werden.

$$F_1 = K_1 \cdot \delta l_1 \quad \text{bzw.} \quad F_2 = K_2 \cdot \delta l_2 \quad (3.1)$$

mit K_1 bzw. K_2 als Steifigkeit von Bauteil 1 bzw. 2. Beide Bauteile sind nun in Nominalposition mit durch die Verformung verursachten inneren Spannungen. Nachdem die Bauteile an beiden Enden verschweißt sind, werden die Spanner geöffnet, was gleichbedeutend mit der Anwendung der Kraft F_{12} in Gegenrichtung zu $(F_1 + F_2)$ auf das Gesamtsystem ist.

$$F_{12} = K_{12} \cdot \delta l_{12} = F_1 + F_2 \quad (3.2)$$

K_{12} ist die Steifigkeit und δl_{12} die resultierende Abweichung des Gesamtsystems. Die Endabmessung kann nun gemäß dem Hooke'schen Gesetz berechnet werden:

$$\delta l_{12} = \frac{F_{12}}{K_{12}} = \frac{F_1 + F_2}{K_1 + K_2} = \frac{K_1}{K_1 + K_2} \cdot \delta l_1 + \frac{K_2}{K_1 + K_2} \cdot \delta l_2 \quad (3.3)$$

Der Einfachheit halber sei angenommen beide Bauteile haben die gleiche Steifigkeit $K_1 = K_2$. Die resultierende Endabmessung ergibt sich dann zu

$$\delta l_{12} = \frac{1}{2} \delta l_1 + \frac{1}{2} \delta l_2 \quad , \quad (3.4)$$

mit folgender Varianz

$$\sigma_{\delta l_{12}} = \sqrt{\frac{1}{4} (\sigma_{\delta l_1}^2 + \sigma_{\delta l_2}^2)} \quad , \quad (3.5)$$

wenn beide Zufallsvariablen unabhängig und normalverteilt sind. Sei die Standardabweichung beider Bauteile gleich $\sigma_{\delta l_1} = \sigma_{\delta l_2} = 1$ mm, dann ergibt sich die Standardabweichung der Baugruppe zu

$$\sigma_{\delta l_{12}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \approx 0,7 \text{ mm.} \quad (3.6)$$

Dieses Beispiel zeigt, dass die Abweichung nachgiebiger Baugruppen kleiner sein kann als die jeweiligen Abweichungen der Einzelteile, wenn die Verformung der Bauteile in der Berechnung berücksichtigt wird. Durch einen richtig gewählten Montageprozess können folglich bei nachgiebigen Bauteilen die resultierenden Abweichungen der Baugruppe reduziert werden. Dieses Ergebnis deckt sich mit in der Serienproduktion durchgeführten Untersuchungen (CAI ET AL. 1996).

Traditionelle Verfahren zur statistischen Toleranzanalyse starrer Bauteile würden einen Spalt oder eine Überschneidung der Bauteile als Analyseergebnis liefern. Die Bauteile wären nicht montierbar. Dabei wird die resultierende Abweichung der Baugruppe immer größer sein als die jeweilige Abweichung der Einzelteile. Im o. a. Beispiel würde sich die Abweichung wie folgt berechnen:

$$\sigma_{(\delta l_1 + \delta l_2)} = \sqrt{\sigma_{\delta l_1}^2 + \sigma_{\delta l_2}^2} = \sqrt{2} \approx 1,4 \text{ mm.} \quad (3.7)$$

Das in diesem Beispiel gewählte Ersatzmodell parallelgeschalteter Federn vereinfacht natürlich die tatsächlich auftretenden Verformungen und Kräfte und dient an dieser Stelle nur zur Veranschaulichung der grundlegenden Vorgehensweise.

3.2 Biegebalkenmodelle zur Analyse von Montageprozessen

Die Beschränkung auf einfache Biegebalkenmodelle ($2\frac{1}{2}$ D), welche mit Hilfe von Finite Elemente Methoden modelliert werden, ermöglicht zunächst eine übersichtliche Analyse der unterschiedlichen Einflussgrößen, die bei realen komplexen Modellen (3D) meist nicht getrennt betrachtet werden können. Durch Biegebalken wird vereinfacht das Verformungsverhalten von Blechbauteilen während des Montageprozesses modelliert. Das Punktschweißen bzw. das Nieten von Blechbauteilen dient

dabei beispielhaft als Fügeprozess. Die erarbeiteten Methoden und Erkenntnisse werden in den folgenden Abschnitten auf allgemeine nachgiebige Bauteile z. B. auch aus Kunststoff übertragen.

3.2.1 Annahmen

Die Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen erfordert zunächst die Idealisierung des Gesamtsystems auf eine Form, die zum einen anschaulich ist und zum anderen auch berechnet werden kann. Daher werden zunächst die Annahmen und Voraussetzungen dargelegt.

Die Anwendung der linearen Elastizitätstheorie ist grundlegende Voraussetzung für die Berechenbarkeit von Abweichungen und deren Fortpflanzung in komplexen nachgiebigen Baugruppen. Die Annahme ist zulässig, da die Bauteilverformungen in der Größenordnung der Fertigungstoleranzen liegen und damit definitionsgemäß klein gegenüber den Bauteilabmessungen sind. Durch das linear elastische Bauteilverhalten ist die Steifigkeitsmatrix unabhängig von kleinen Bauteilverformungen, d. h. die Steifigkeitsmatrix kann somit basierend auf der Nominalgeometrie berechnet werden. Die Zufallsvariablen bzw. die fertigungsbedingten Abweichungen werden erst danach in der Schleife der Monte Carlo Simulation unabhängig von der Steifigkeit bestimmt und die resultierenden Abweichungen können berechnet werden.

Die Einflüsse der Reibung sowie Verformungen durch Wärmeeinfluss seien vernachlässigbar klein. Sie sollen bei den folgenden Berechnungen nicht berücksichtigt werden, d. h. das Modell zur Berechnung der Fortpflanzung von Abweichungen in nachgiebigen Baugruppen unterscheidet folglich nicht zwischen den Fügeverfahren Punktschweißen und Nieten. Eine entsprechende Erweiterung des Modells ist möglich, jedoch zu umfangreich für die vorliegende Arbeit und sicherlich Ziel zukünftiger Forschungsarbeiten.

3.2.2 Biegebalkenmodell

Das Widerstandspunktschweißen ist ein sehr weit verbreitetes und häufig eingesetztes Fügeverfahren. In der Automobilindustrie werden beispielsweise Blechbauteile mit ungefähr 4000 bis 5000 Schweißpunkten zur fertigen Rohkarosserie zusammengefügt. Die Blechdicke liegt bei Stahl normalerweise unter 2×6 mm und bei Leichtmetall unter 2×3 mm. Größere Blechdicken erfordern sehr hohe elektrische Leistungen.

In der Großserienfertigung erfolgt das Schweißen meist in Spann- und Haltevorrichtungen mit u. U. automatischem Ablauf des Schweißvorganges oft auch unter Einsatz von Schweißrobotern. Beim Punktschweißen werden die beiden flächig aufeinanderliegenden Bauteile durch zwei gegenüberliegende Kupferelektroden an einzelnen Punkten aufeinandergedrückt. Der Schweißstrom erwärmt durch den Übergangswiderstand zwischen den zu verbindenden Teilen die Verbindungsstelle punktförmig auf Schmelztemperatur oder dicht darunter. Die Bindung zwischen den Blechen erfolgt durch Zusammenpressen der Bauteile. Der erforderliche Pressdruck muss dabei um so höher sein, je niedriger die Temperatur ist.

Die Verbindungsstelle liegt also, wie in Abbildung 3.2 angedeutet, zwischen den Bauteilen. In den folgenden Betrachtungen sei der Schweißpunkt perfekt geformt und die lokalen Spannungen und Verformungen, welche durch den Wärmeeinfluss und den Pressdruck verursacht werden, seien vernachlässigbar klein. Die mechanische Funktion eines Schweißpunktes in einer Baugruppe wird nun untersucht.

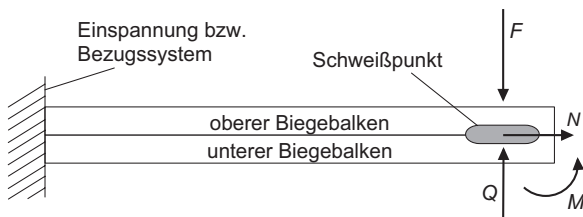


Abbildung 3.2: Kraftübertragung eines Schweißpunktes

Wirkt, wie in Abbildung 3.2 dargestellt, die Kraft F auf die verschweiß-

ten Bauteile, so wird im Schweißpunkt eine Scherkraft N wirken. Ferner überträgt der Schweißpunkt eine Querkraft Q und ein Moment M zwischen den beiden Bauteilen. Die Übertragung dieser Kräfte und Momente muss auch durch ein zu entwickelndes Biegebalkenelement gewährleistet sein. Die Herleitung der entsprechenden Steifigkeitsmatrix ist in Anhang A nachzulesen. Mit Hilfe dieses Balkenelementes und Finite Elemente Methoden werden im Folgenden anhand von Beispielszenarien unterschiedliche Einflüsse im Montageprozess und die Fortpflanzung von Abweichungen in nachgiebigen Baugruppen untersucht.

3.2.3 Einfluss der Blechdicke

Mit Hilfe des in Abbildung 3.3 vorgestellten Szenarios soll zunächst der Einfluss der Blechdicke und damit der Steifigkeit der Bauteile auf die Fortpflanzung von Abweichungen in Baugruppen untersucht werden. Beide Bauteile sollen die gleichen Materialeigenschaften (E-Modul), die gleiche Breite b und die gleiche Länge l besitzen. Die Höhe der Bauteile sei h_1 für Bauteil (1) und h_2 für Bauteil (2). Die Bauteile seien auf der linken Seite fest eingespannt (Bezugssystem) und sollen auf der rechten Seite verschweißt werden. Die Herleitung der Gleichungen ist in Anhang B nachzulesen.

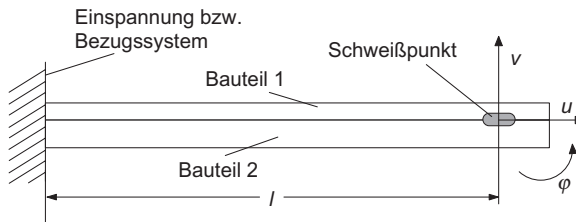


Abbildung 3.3: Beispielszenario - Einfluss der Blechdicke

Die Verformung der unverschweißten Bauteile kann mit Hilfe der Grundgleichungen der geraden Biegung bestimmt werden (SCHNELL ET AL. 1989). Beim Montageprozess sind im wesentlichen zwei Arten von Abweichungen zu unterscheiden. Zum einen die Abweichung der Bauteile

und zum anderen die Abweichung der Betriebsmittel, welche das Bauteil ausrichten, einspannen oder fügen.

Der Einfluss von Bauteilabweichungen ist in Abbildung 3.4 veranschaulicht. Die beiden Blechbauteile haben am freien Ende der beiden Biegebalken jeweils die Abweichungen v_1 und v_2 . Die Spannvorrichtung (Betriebsmittel) verformt die beiden Bauteile vor dem Schweißen zunächst in Nominalposition.



Abbildung 3.4: Baugruppe mit Abweichungen der Bauteile

Zusätzliche Verformungen bewirken Abweichungen von Betriebsmitteln. Die beiden Blechbauteile (Biegebalken (1) und (2)) seien in Nominalposition. Durch die Abweichung v_B der Spannvorrichtung bzw. der Punktschweißzange in z -Richtung (Abbildung 3.5) werden zusätzliche Kräfte aufgebracht. Die Kraft, welche die beiden Biegebalken von der Nominalposition in die durch Betriebsmittelabweichungen bedingte Schweißposition verformt, kann berechnet werden.

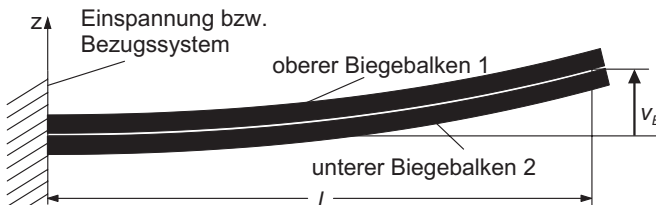


Abbildung 3.5: Baugruppe mit Abweichungen der Betriebsmittel

Der Einfluss der Abweichungen von Bauteilen und Betriebsmitteln bestimmt zusammen die auf die beiden Bauteile wirkende Kraft F_F vor dem Schweißen.

Die beiden Balken werden also in der von der Nominallage abweichenden Position v_B verbunden. Nach dem Schweißen werden die Spanner geöffnet und die gesamte Baugruppe wird aufgrund der eingebrachten Kräfte in eine bestimmte Position zurückspringen. Bedingt durch die im Schweißpunkt übertragenen Kräfte wird die Ausgangsposition nicht mehr erreicht werden. Die endgültige Abweichung v_{ges} der Baugruppe nach dem Rücksprung berechnet sich also aus der Differenz zwischen der Schweißposition v_B und dem Rücksprung v_R . Die Berechnung des Rücksprunges nach dem Schweißen kann im Anhang B nachgelesen werden.

$$v_{ges} = v_B - v_R \quad (3.8)$$

Im Falle eines spannungsfreien bzw. idealen Zusammenbaues - ausgedrückt durch die gleichen Abweichungen $v_1 = v_2 = v_B$ - tritt kein Rücksprung auf, d. h. $v_R = 0$ (Gleichung B.14). Die Abweichung der geschweißten Baugruppe ist in diesem Falle folglich gleich der Abweichung der einzelnen Bauteile bzw. der Betriebsmittel. Die Gesamtabweichung ergibt sich zu $v_{ges} = v_1 = v_2 = v_B$ (Gleichung B.19).

Nun soll der Einfluss der Blechdicke auf die Gesamtabweichung der geschweißten Baugruppe untersucht werden. Seien die Abweichungen v_1 , v_2 und v_B unabhängige normalverteilte Zufallsgrößen, dann kann die Varianz der Gesamtabweichung nach Gleichung 3.9 berechnet werden, wobei die Herleitung der Sensitivitätskoeffizienten s_1 , s_2 und s_B in Anhang B nachzulesen ist.

$$\sigma_{v_{ges}}^2 = s_1^2 \sigma_{v_1}^2 + s_2^2 \sigma_{v_2}^2 + s_B^2 \sigma_{v_B}^2 \quad (3.9)$$

An dieser Stelle soll der Begriff Sensitivität kurz erläutert werden. Mit Hilfe einer Sensitivitätsanalyse kann untersucht werden, wie Ausgangsparameter eines Modells auf Veränderungen der einzelnen Eingangsparameter reagieren. Dadurch können wesentliche Einflussgrößen von unwesentlichen und eventuell zu vernachlässigenden Variablen getrennt werden. Als formales Maß für die Sensitivität kann die differentielle Änderung

einer Ergebnisvariablen y_i zur differentiellen Änderung einer Eingangsvariablen x_j in Beziehung gesetzt werden. Ein Sensitivitätskoeffizient lässt sich dann wie folgt definieren:

$$s_{ij} = \frac{\partial y_i}{\partial x_j} \quad (3.10)$$

Werte von s_{ij} nahe Null zeugen von geringer Sensitivität, d. h. die Eingabevariablen sind unkritisch für das Modellergebnis und haben geringen Einfluss auf die Ausgangsparameter.

Die resultierende Varianz der Baugruppe $\sigma_{v_{ges}}^2$ kann nach Gleichung 3.9 als Linearkombination der Varianz der Abweichungen der einzelnen Bauteile v_1, v_2 und der Betriebsmittel v_B berechnet werden. Es ist daher ausreichend die Sensitivitätskoeffizienten s_1, s_2 und s_B dieser Linearkombination als Funktion der Bauteildicken h_1 und h_2 zu untersuchen.

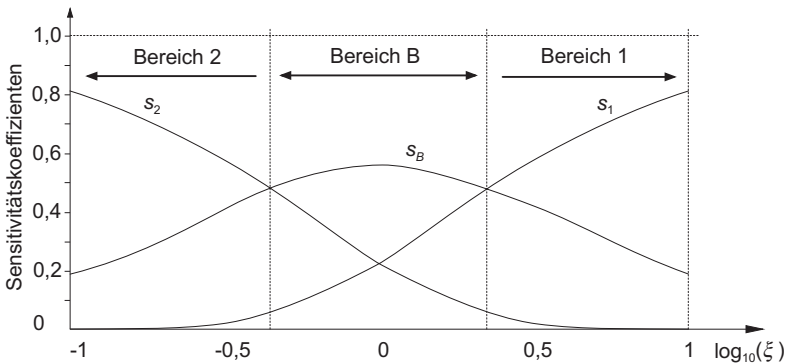


Abbildung 3.6: Sensitivitätskoeffizienten als Funktion der relativen Blechdicke

Abbildung 3.6 zeigt die Sensitivitätskoeffizienten s_1, s_2 und s_B als Funktion der relativen Bauteildicke $\log_{10}(\xi)$ mit $\xi = h_1/h_2$. Es können drei Bereiche unterschieden werden:

- Im **Bereich 1** dominiert der Einfluss von Bauteil (1). Da Bauteil

(1) wesentlich dicker ist als Bauteil (2), ist die relative Blechdicke ξ klein und der Sensitivitätskoeffizient s_1 am größten.

- Im **Bereich 2** wird die Gesamtabweichung der Baugruppe durch das Bauteil (2) maßgeblich bestimmt, da Bauteil (2) wesentlich dicker ist als Bauteil (1).
- Im **Bereich B** dominiert der Einfluss der Betriebsmittel, wobei das Verhältnis der Bauteildicken ungefähr gleich ist.

Die Bauteildicke und damit die Steifigkeit der einzelnen Bauteile hat folglich Einfluss auf die Abweichung der Baugruppe. Die Gesamtabweichung wird stärker durch das steifere Bauteil beeinflusst. In der Fertigung sollte daher der Genauigkeit der steiferen Bauteile mehr Aufmerksamkeit geschenkt werden. Die Genauigkeit der Betriebsmittel spielt beim Fügen von Bauteilen ähnlicher Steifigkeit eine wesentliche Rolle.

3.2.4 Einfluss der Fügereihenfolge

Der Einfluss unterschiedlicher Fügereihenfolgen auf die Fortpflanzung von Abweichungen in nachgiebigen Baugruppen wird mit dem in Abbildung 3.7 dargestellten Modell untersucht. Dazu werden zwei Montageprozesse betrachtet:

- Die Bauteile (1) bis (3) werden gleichzeitig geschweißt und die resultierende Abweichung der Baugruppe wird berechnet (Index 1).
- Zuerst werden die Bauteile (1) und (2) durch Schweißen miteinander verbunden und als Zwischenergebnis wird die resultierende Abweichung berechnet (Index 21). Anschließend wird Bauteil (3) auf die Baugruppe bestehend aus Bauteil (1) und (2) geschweißt. Die resultierende Gesamtabweichung der Baugruppe wird berechnet (Index 22).

Die drei Bauteile sollen zur Vereinfachung des Beispielszenarios die gleiche Länge l und die gleiche Steifigkeit besitzen. Die genaue Herleitung der Vorgehensweise ist im Anhang C nachzulesen.

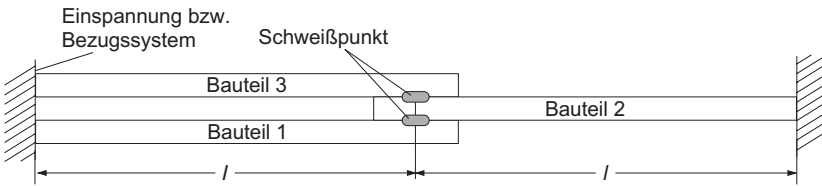


Abbildung 3.7: Beispielszenario - Einfluss der Fügeihenfolge

Simultanes Fügen der drei Bauteile

Die Gesamtabweichung der Baugruppe v_{ges1} nach dem Rücksprung ergibt sich nach Gleichung B.15 aus der Differenz zwischen der Schweißposition v_B und dem Rücksprung v_R .

$$v_{ges1} = \frac{3}{35} (v_1 + v_2 + v_3) + \frac{26}{35} v_B \quad (3.11)$$

Sind die Abweichungen der Bauteile und der Betriebsmittel voneinander unabhängige und normalverteilte zufällige Fehlergrößen, so kann die Standardabweichung der Baugruppe $\sigma_{v_{ges1}}$ mit Hilfe des Gauß'schen Gesetzes der Fehlerfortpflanzung berechnet werden.

$$\sigma_{v_{ges1}} = \sqrt{\left(\frac{3}{35}\right)^2 (\sigma_{v_1}^2 + \sigma_{v_2}^2 + \sigma_{v_3}^2) + \left(\frac{26}{35}\right)^2 \sigma_{v_B}^2} \quad (3.12)$$

Sequentielles Fügen der drei Bauteile

Die aus dem ersten Schritt resultierende Gesamtabweichung der Baugruppe v_{ges21} nach dem Rücksprung ergibt sich nach Gleichung B.15 aus der Differenz zwischen der Schweißposition v_{B1} und dem Rücksprung v_{R1} .

$$v_{ges21} = \frac{1}{8} (v_1 + v_2) + \frac{3}{4} v_{B1} \quad (3.13)$$

Im zweiten Schritt wird Bauteil (3) auf die Baugruppe aus Bauteil (1) und (2) geschweißt. Die Gesamtabweichung der Baugruppe v_{ges22} nach dem zweiten Schritt lautet:

$$v_{ges22} = \frac{3}{35} (v_1 + v_2 + v_3) + \frac{18}{35} v_{B1} + \frac{8}{35} v_{B2} \quad (3.14)$$

Sind die Abweichungen der Bauteile und der Betriebsmittel voneinander unabhängige und normalverteilte zufällige Fehlergrößen, so kann die Standardabweichung der Baugruppe $\sigma_{v_{ges22}}$ mit Hilfe des Gauß'schen Gesetzes der Fehlerfortpflanzung berechnet werden.

$$\sigma_{v_{ges22}} = \sqrt{\left(\frac{3}{35}\right)^2 (\sigma_{v_1}^2 + \sigma_{v_2}^2 + \sigma_{v_3}^2) + \left(\frac{18}{35}\right)^2 \sigma_{v_{B1}}^2 + \left(\frac{8}{35}\right)^2 \sigma_{v_{B2}}^2} \quad (3.15)$$

Seien nun die Standardabweichungen der drei Bauteile und der Betriebsmittel identisch:

$$\sigma_{v_1} = \sigma_{v_2} = \sigma_{v_3} = \sigma_{v_B} = \sigma_{v_{B1}} = \sigma_{v_{B2}} = 1 \quad (3.16)$$

Die beiden Fügereihenfolgen können somit einfach verglichen werden und es wird offensichtlich, dass unterschiedliche Gesamtabweichungen der Baugruppe erreicht werden.

$$\begin{aligned} \sigma_{v_{ges1}} &= \sqrt{\left(\frac{3}{35}\right)^2 + \left(\frac{3}{35}\right)^2 + \left(\frac{3}{35}\right)^2 + \left(\frac{26}{35}\right)^2} = 0,76 \\ \sigma_{v_{ges22}} &= \sqrt{\left(\frac{3}{35}\right)^2 + \left(\frac{3}{35}\right)^2 + \left(\frac{3}{35}\right)^2 + \left(\frac{18}{35}\right)^2 + \left(\frac{8}{35}\right)^2} = 0,58 \end{aligned}$$

Der Vergleich der beiden Standardabweichungen $\sigma_{v_{ges1}} > \sigma_{v_{ges22}}$ zeigt, dass in diesem Beispiel ein sequentieller Fügeprozess statistisch zu geringeren Abweichungen führt als das simultane Fügen der drei Bauteile. Die Gesamtabweichung einer Baugruppe ist folglich bei nachgiebigen Bauteilen abhängig von der Fügereihenfolge.

3.2.5 Auswirkung der Lage und Anzahl der Schweißpunkte

In Abbildung 3.8 ist das Modell zur Analyse der Auswirkungen der Lage und der Anzahl der Schweißpunkte auf die Abweichungen nachgiebiger Baugruppen dargestellt. Die Bauteile mit den Abweichungen v_1 und v_2 sollen nach dem Einspannen an zwei Stellen zeitgleich miteinander verbunden werden. Der erste Schweißpunkt befindet sich im Abstand x von der Einspannung, der zweite im Abstand l . Nach dem Schweißen werden die Spanner gelöst und die Baugruppe springt in ihre Endposition v_{ges} zurück.

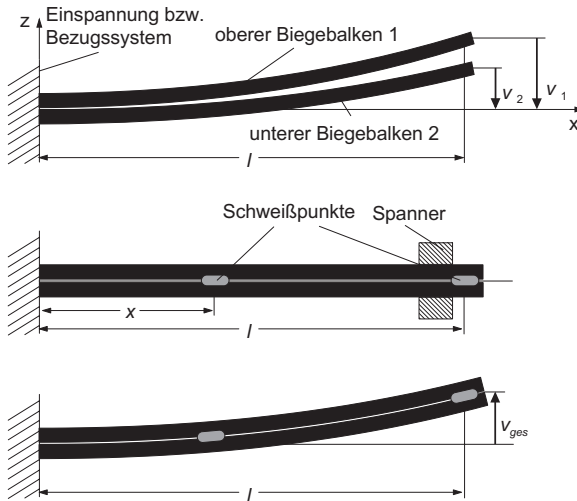


Abbildung 3.8: Beispielszenario - Auswirkung der Lage und Anzahl der Schweißpunkte

Die zwei Bauteile sollen zur Vereinfachung des Beispielszenarios die gleiche Länge l , Höhe h , Breite b und die gleiche Steifigkeit besitzen. Die resultierende Gesamtabweichung der Baugruppe nach dem Schweißen soll als Funktion des Abstandes x berechnet werden. Die Herleitung der Gleichungen kann in Anhang D nachgelesen werden.

Die Gesamtabweichung der Baugruppe v_{ges} nach dem Rücksprung ergibt sich aus der Differenz zwischen der Schweißposition v_B und dem Rücksprung v_R .

$$v_{ges} = \frac{1}{32} \frac{(7l^2 - 9lx + 9x^2)(v_1 + v_2) + (18l^2 + 18lx - 18x^2)v_B}{l^2} \quad (3.17)$$

Seien nun zur Vereinfachung des Beispielszenarios die Abweichungen der Betriebsmittel vernachlässigbar klein gegenüber den Bauteilabweichungen. Ferner seien die Abweichungen der Bauteile normalverteilte zufällige Fehlergrößen $\sigma_{v_1} = \sigma_{v_2} = 1$ mm. Die Standardabweichung der Baugruppe $\sigma_{v_{ges}}$ kann dann mit Hilfe des Gauß'schen Gesetzes der Fehlerfortpflanzung berechnet werden.

$$\sigma_{ges} = \frac{1}{32} \sqrt{2 \frac{(7l^2 - 9lx + 9x^2)^2}{l^4} + \frac{(18l^2 + 18lx - 18x^2)^2}{l^4}} \quad (3.18)$$

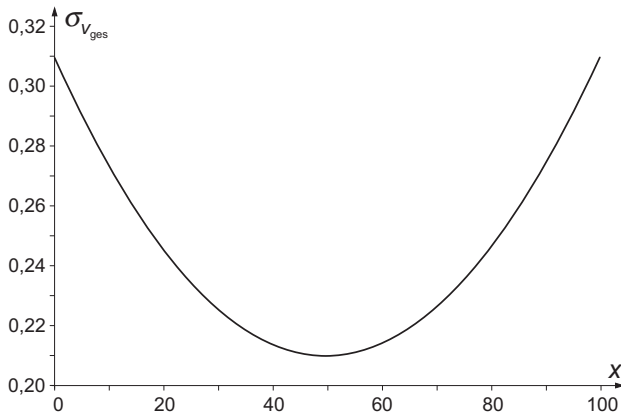


Abbildung 3.9: Standardabweichung $\sigma_{v_{ges}}$ als Funktion der Lage x des ersten Schweißpunktes

Setzt man die Länge $l = 100$ mm, so kann die Standardabweichung der geschweißten Baugruppe in Abhängigkeit von der Lage x des ersten Schweißpunktes berechnet werden. Das Ergebnis ist in Abbildung 3.9 dargestellt.

Liegt der Schweißpunkt in der Mitte der Baugruppe ($x = 50$ mm), so nimmt die Standardabweichung ein Minimum an. Der positive Einfluss des zusätzlichen Schweißpunktes verschwindet jedoch, je mehr die Lage in Richtung der Einspannung bzw. zum freien Ende der Baugruppe wandert. Zusätzliche Schweißpunkte, wie auch die Lage der Schweißpunkte haben folglich Einfluss auf die Fortpflanzung von Abweichungen in nachgiebigen Baugruppen.

3.2.6 Zusammenfassung allgemeiner Erkenntnisse

An dieser Stelle sollen allgemeine Erkenntnisse aus den grundlegenden Überlegungen der Abschnitte 3.1 und 3.2 zusammengefasst werden:

- Die resultierende Geometrie kann bei nachgiebigen Baugruppen aus den Verschiebungen und den Steifigkeitsbeziehungen ermittelt werden.
- Die Steifigkeitsbeziehung kann mit Hilfe von Finite Elemente Methoden ermittelt werden.
- Die während des Einspannens und Fügens auftretenden Kräfte und Verformungen der einzelnen Bauteile können ebenso wie der beim Ausspannen auftretende Rücksprung der Baugruppe berechnet werden.
- Die resultierenden Abweichungen der Baugruppe sind abhängig von Eingangsparametern, wie z. B. der Steifigkeit der Bauteile, der Reihenfolge und der Lage und Anzahl der Schweiß- und Spannungspunkte.

3.3 Grundlegende Konzepte des Fügens nachgiebiger Bauteile

3.3.1 Idealisierung des Systems

Die kinematische Ausrichtung von Starrkörpern ist in Abbildung 3.10 dargestellt und erfolgt nach dem 3-2-1-Prinzip. Drei aufeinander wechselseitig senkrecht stehende Bezugsflächen eines Werkstückes, welche jeweils drei, zwei bzw. eine Bezugsstelle (Punkt) zur Ausrichtung benötigen, werden als Bezugssystem definiert. Die ersten drei Punkte spannen die sog. Primärebene auf und bilden die primäre Fügemethode. Die nächsten zwei bilden die Sekundärebene, welche normal auf der Primärebene steht. Durch die letzte Bezugsstelle wird die Tertiärebene definiert, welche normal zu den beiden anderen Ebenen steht.

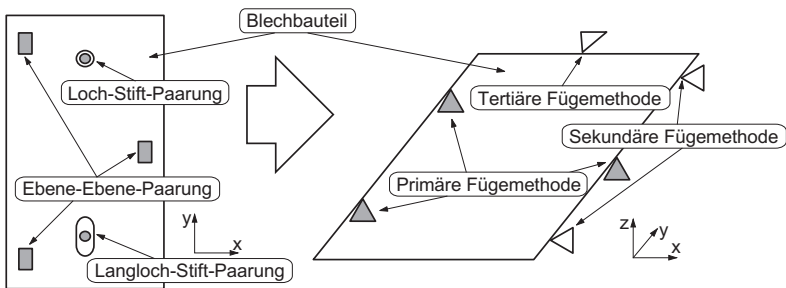


Abbildung 3.10: Kinematische Ausrichtung von Starrkörpern: 3-2-1-Prinzip

Die Bezugsstellen sollten bei starren Bauteilen so weit wie möglich voneinander entfernt angeordnet sein, um erstens eine stabile Ausrichtung des Werkstückes zu gewährleisten und zweitens kleine Abweichungen der Ausrichtelemente besser kompensieren zu können. Dieser Grundsatz kann durch geometrische Überlegungen leicht verifiziert werden (siehe Anhang E).

Für nachgiebige Bauteile ist die Einschränkung von sechs Freiheitsgraden durch Anwendung des 3-2-1-Prinzips nicht ausreichend. Aufgrund

der Nachgiebigkeit werden durch das Einwirken von Gewicht- und Prozesskräften Verformungen entstehen, insbesondere bei großem Abstand der Bezugsstellen in der Primärebene. Ferner wirken bei der Montage mehrerer Bauteile Fügekräfte, beispielsweise durch das Schließen einer Punktschweißzange. Daher werden nachgiebige Bauteile meist mit zusätzlichen Ausrichtelementen, abhängig vom Montageprozess und der Gestalt der Baugruppe, eingespannt. Am Beispiel von Blechbauteilen ist eine Möglichkeit zur Ausrichtung und Einspannung in Abbildung 3.11 dargestellt.

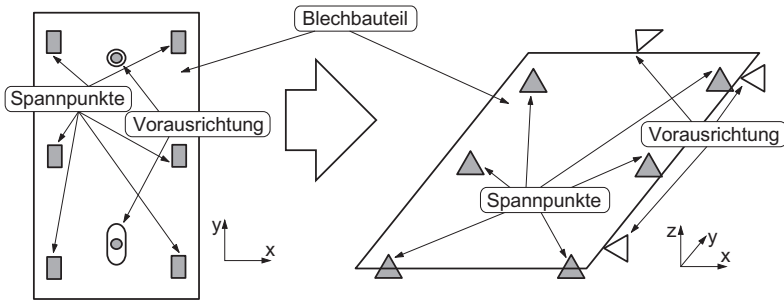


Abbildung 3.11: Ausrichtung und Einspannung nachgiebiger Bauteile

Die Vorausrichtung des Bleches erfolgt durch die Loch-Stift- und Langloch-Stift-Paarungselemente. Die Deformation eines Blechbauteiles in z -Richtung, normal zur Bauteilfläche, kann nicht vernachlässigt werden und verursacht bei vielen Montageprozessen die größten Probleme (CAI ET AL. 1996). Selbst wenn nur das Eigengewicht des Bleches wirksam wäre, ergeben sich bei günstig gewählter Ausrichtung nach dem 3-2-1-Prinzip Abweichungen von $1 \sim 3$ mm bei einer Blechgröße von $400 \text{ mm} \times 400 \text{ mm} \times 1 \text{ mm}$.

Die Modellierung von nachgiebigen Bauteilen und die Analyse der nachgiebigen Baugruppen ist mit kommerziellen Simulationssystemen nicht möglich, da diese alle den Montageprozess mit Hilfe der beschriebenen kinematischen Ausrichtung (3-2-1-Prinzip) abbilden. Die $n \geq 3$ Spannpunkte können nicht mehr gemeinsam als Primärebene betrachtet werden, da das Bauteil in jedem Spannpunkt einzeln festgehalten wird.

Ein Spannungspunkt schränkt folglich, einzeln betrachtet, mindestens drei translatorische Freiheitsgrade ein, da im allgemeinen ein Rutschen des Bauteiles in der x - y -Ebene durch die entsprechende Spannkraft verhindert wird. Fertigungsbedingte Abweichungen verursachen folglich bereits während des Spannvorganges Verformungen und Spannungen im Bauteil, welche durch den Fügeprozess sozusagen in der Baugruppe „konserviert“ werden und die nachfolgenden Montageschritte beeinflussen.

3.3.2 Auswirkung von Verformungen im Montageprozess

Schon kleine Bauteilabweichungen können bei nachgiebigen Bauteilen und falschem Ausrichtkonzept erhebliche Verformungen bereits während des Spannvorganges bewirken. Liegen die Spannungspunkte auf gegenüberliegenden Seiten des Werkstücks, so treten schon bei sehr kleinen geometrischen Unstimmigkeiten erhebliche Verspannungen und dadurch große Querverformungen auf. Diese Erscheinung wird im Folgenden, wie in Abbildung 3.12 dargestellt, mit Hilfe eines Euler-Stabes untersucht.

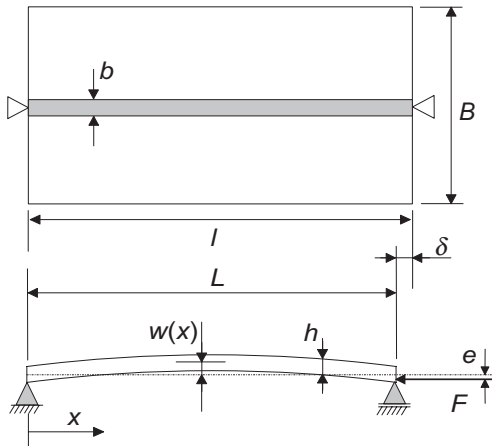


Abbildung 3.12: Geometrie des Euler'schen-Knickstabes

Eine exakte Lösung der Plattenbiegung ist schwierig und an dieser

Stelle zu ausführlich (z. B. BRUSH & ALMROTH 1975). Daher soll die Plattenbiegung mit Hilfe eines Euler'schen-Knickstabes der Breite b angenähert werden, welcher wie in Abbildung 3.12 dargestellt aus der Platte herausgeschnitten wird. Die Herleitung der notwendigen Gleichungen ist in Anhang E nachzulesen.

Die Spanner sollen das Blechbauteil in x -Richtung fixieren. Die Länge L , die Breite B und die Dicke h seien die Nominalabmessungen des Bauteiles. Es kann nachgewiesen werden, dass schon eine kleine Längenabweichung des Bleches um δ aufgrund von Fertigungsungenauigkeiten eine Durchbiegung $w_{(max)}$ von mehr als $10 \times \delta$ hervorrufen kann.

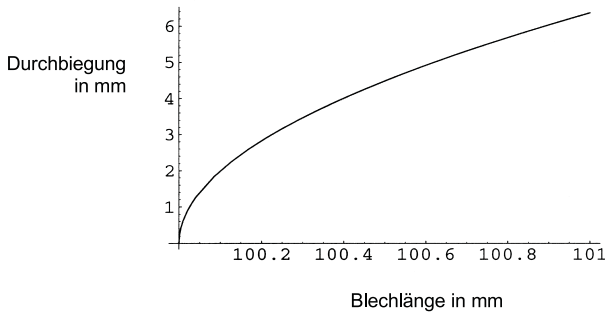


Abbildung 3.13: Verlauf der Durchbiegung $w_{(max)}$ über die Blechlänge l

Abbildung 3.13 zeigt den Verlauf der l - $w_{(max)}$ -Kurve für die Parameter $L = 100$ mm, $b = 5$ mm, $h = 1$ mm und $e = h/2$. Eine Längenabweichung des einzuspännenden Bleches von 0.2 mm führt bereits zu einer Durchbiegung von 2.8 mm.

3.4 Repräsentation nachgiebiger Baugruppen

Die bisher an Biegebalken angewandten Methoden für die Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen werden in den folgenden Abschnitten auf

drei Dimensionen erweitert und verallgemeinert. Grundlage dafür ist ein Modell des Montageprozesses, welches im nächsten Abschnitt detailliert wird. Dieses Modell basiert auf folgenden Teilmodellen und Konzepten:

- Geometrie und Werkstoffeigenschaften
- Paarungs- und Funktionselemente
- Abweichungen
- Kräfte, Verformungen und Gleichgewichtsbedingungen

3.4.1 Geometrie und Werkstoffeigenschaften

Im Produktentwicklungsprozess wird heute die geometrisch ideale Gestalt (Nenn- bzw. Nominalgestalt) von Bauteilen mit Hilfe von CAD-Systemen beschrieben. Die Gestalt eines Werkstückes ist dabei durch die begrenzenden Flächen (Oberflächen) gegeben, welche sich aus einzelnen geometrisch idealen Flächen bzw. Formelementen zusammensetzt. Diese Formelemente können in parametrischer Form im dreidimensionalen Raum eindeutig dargestellt werden. In der Praxis treten oft geometrisch einfache Elemente, wie z. B. Ebene, Kugel, Zylinder, als begrenzende Flächen auf. Jede einzelne Fläche bzw. jedes Formelement weist Gestaltabweichungen auf.

Die für die Toleranzsimulation relevanten Formelemente eines Bauteiles werden Funktions- oder Paarungselemente genannt und in zahlreichen Veröffentlichungen zur Toleranzanalyse starrer Baugruppen beschrieben (z. B. WIRTZ 1986, CLÉMENT ET AL. 1994, WHITNEY 2001). Formelemente bzw. -features (VDI-RICHTLINIE 2218) sind geometrische Elemente eines Bauteiles, welche für die Funktion, die Fertigung, die Montage oder das Produktdesign wesentlich sind. Beispiele für Paarungselemente sind Stifte, Bohrungen oder Spannflächen.

Jedes Formelement wird durch ein definiertes Koordinatensystem ($X_N Y_N Z_N$) repräsentiert. Die Position dieser Formelemente im dreidimensionalen Raum kann dann in Bezug auf ein gegebenes Referenzko-

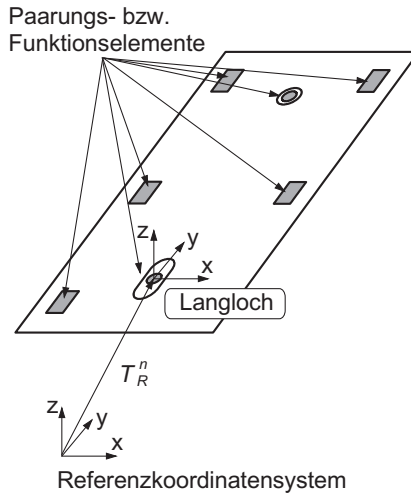


Abbildung 3.14: Position der Funktions- bzw. Paarungselemente

ordinatensystem $(X_R Y_R Z_R)$ mit Hilfe einer homogenen 4×4 Transformationsmatrix beschrieben werden (Abbildung 3.14). Die 4×4 Transformationsmatrix T_R^N setzt sich aus einer 3×3 Rotationsmatrix und einem Translationsvektor zusammen, die zu folgender Darstellung erweitert werden:

$$T_R^N = \left[\begin{array}{ccc|c} \text{Rotations-} & & & \text{Translations-} \\ \text{matrix} & & & \text{vektor} \\ \hline 0 & 0 & 0 & 1 \end{array} \right] \quad (3.19)$$

Die Koordinaten eines Punktes im Koordinatensystem des Formelementes N werden also in Bezug zum Referenzkoordinatensystem R wie folgt berechnet (vgl. Anhang F):

$$\begin{bmatrix} X_R \\ Y_R \\ Z_R \\ 1 \end{bmatrix} = T_R^N \begin{bmatrix} X_n \\ Y_n \\ Z_n \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

Ein Bauteil kann somit durch die für die Toleranzsimulation wesentlichen Funktions- und Paarungselemente beschrieben werden. Diese Formelemente eines Bauteiles sind durch den Werkstoff zwischen den Elementen miteinander verbunden. Ist der Werkstoff zwischen den Formelementen starr, so treten keine Verformungen auf und die relative Position der Formelemente zueinander ist konstant. Bei starren Bauteilen kann eine Baugruppe in einer Reihe von derartigen Koordinatentransformationen, welche die relative Lage der Bauteile zueinander beschreiben, zerlegt werden, beginnend mit dem letzten Funktionselement bis hin zum Referenzkoordinatensystem ($N = 0$). Wenn folglich N Starrkörper miteinander verbunden werden und die relativen homogenen Transformationsmatrizen zwischen den verbindenden Formelementen bekannt sind, so kann die Position des N -ten Funktionselementes in Bezug auf das Referenzkoordinatensystem durch Multiplikation aller Transformationsmatrizen berechnet werden (WHITNEY 2001, SLOCUM 1992).

$$T_R^N = \prod_{m=1}^N T_m^{m-1} = T_1^0 \cdot T_2^1 \cdot T_3^2 \dots T_N^{N-1} \quad (3.21)$$

Bei nachgiebigen Bauteilen wird die relative Position der Formelemente zueinander durch den Werkstoff zwischen den Elementen und dessen Eigenschaften bestimmt. Die Werkstoffeigenschaften werden im Falle von Verformungsberechnungen in Form von Spannungs-Dehnungsbeziehungen beschrieben. Bei kleinen Verformungen, die im Bereich der geometrischen Toleranzen stattfinden, kann linear elastisches Bauteilverhalten angenommen werden.

3.4.2 Paarungs- und Funktionselemente

Während des Montageprozesses werden die Bauteile an Fügstellen miteinander verbunden oder durch Ausricht- und Spannelemente von Vorrichtungen fixiert. Dabei werden immer zueinander passende Formelemente der Bauteile bzw. des Bauteils und der Spannvorrichtung miteinander gepaart. Nachgiebige Bauteile weisen unterschiedliche Paarungselemente auf, die zum einen nach ihrer Art und zum anderen nach der

Anzahl der eingeschränkten Freiheitsgrade unterschieden werden können. Paarungselemente, welche an den Fügstellen die Verbindung zwischen Bauteilen sicherstellen, sind im allgemeinen dauerhaft und bleiben nach vollendetem Montageprozess erhalten. Sie sind meist für die Funktion des Produktes wesentlich. Der Kontakt zwischen Spann- und Ausrichtelementen einer Vorrichtung ist hingegen nur vorübergehend und soll die relative Lage der Bauteile zueinander während des Fügevorganges fixieren. Derartige Paarungselemente werden wieder gelöst und sind meist nicht für die Funktion des späteren Produktes relevant.

Bezüglich der Anzahl der eingeschränkten Freiheitsgrade können Paarungselemente wie folgt unterschieden werden:

- Alle 6 Freiheitsgrade sind eingeschränkt. Zwischen den Paarungselementen findet keine Relativbewegung statt und es werden beliebige Kräfte und Momente übertragen. Beispiele sind Schweißpunkte, Nieten, Klebestellen etc. aber auch Spannungspunkte bei Blechbauteilen.
- $N < 6$ Freiheitsgrade werden eingeschränkt. Die Paarungselemente können sich relativ zueinander in $(6 - N)$ Freiheitsgraden bewegen und es werden in N Freiheitsgraden Kräfte und Momente übertragen. Beispiele sind Gelenke zwischen Bauteilen oder Ausrichtelemente wie Stift-Loch-, Stift-Langloch- oder Kante-Ebene-Paarungen.

Die Relativbewegung ϑ zwischen zwei Paarungselementen setzt sich aus Translation und Rotation zusammen. Die 3 translatorischen und 3 rotatorischen Freiheitsgrade eines Paarungselementes können als 6×1 Vektor zusammengefasst werden. Kräfte und Momente können je nach Paarungselement in sechs Freiheitsgraden übertragen und ebenfalls als 6×1 Vektor F dargestellt werden.

$$\vartheta = \begin{bmatrix} \vartheta_x \\ \vartheta_y \\ \vartheta_z \\ \vartheta_\alpha \\ \vartheta_\beta \\ \vartheta_\gamma \end{bmatrix} \quad F = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ F_\alpha \\ F_\beta \\ F_\gamma \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

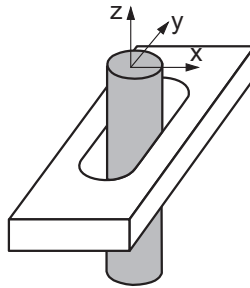


Abbildung 3.15: Langloch-Stift-Paarung

Bei Paarungselementen, welche $N < 6$ Freiheitsgrade einschränken, ist die Relativbewegung zwischen den beiden Bauteilen durch die Form des jeweiligen Paarungselementes bestimmt. Im Falle der in Abbildung 3.15 dargestellten Langloch-Stift-Paarung können die nicht eingeschränkten Freiheitsgrade wie folgt beschrieben werden:

- Der Stift kann entlang der Zylinderachse z verschoben und gedreht werden. Mögliche Bewegungen sind also ϑ_z und ϑ_γ .
- Das Langloch ermöglicht eine Verschiebung entlang der y -Achse und eine Rotation des Stiftes um die x -Achse. Die möglichen Bewegungen sind also ϑ_y und ϑ_α .
- Bei dünnen Blechen ist zusätzlich die Rotation um die y -Achse zu berücksichtigen.

Alle anderen Bewegungen sind durch die Paarungselemente eingeschränkt und es werden die entsprechenden Kräfte und Momente zwischen den Formelementen übertragen. Die möglichen Relativbewegungen bzw. Kräfte zwischen den Paarungselementen können als Randbedingungen mit Hilfe des Vektors ϑ bzw. F dargestellt werden. Die Relativbewegung der Langloch-Stiftpaarung aus Abbildung 3.15 kann beispielsweise für dicke Bleche durch Gleichung 3.23 repräsentiert werden.

$$\vartheta = \begin{bmatrix} 0 \\ \vartheta_y \\ \vartheta_z \\ \vartheta_\alpha \\ 0 \\ \vartheta_\gamma \end{bmatrix} \quad F = \begin{bmatrix} F_x \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_\beta \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

Bei Spann- und Verbindungsstellen (z. B. Schweißpunkten) muss die Einschränkung der Relativbewegung im Hinblick auf die zwischen den Paarungselementen übertragbaren Kräfte modelliert werden. Durch stoff- bzw. reibschlüssige Verbindungen werden meist alle Relativbewegungen zwischen den Paarungselementen eingeschränkt. Daher gilt in diesem Fall:

$$\vartheta = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad F = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ F_\alpha \\ F_\beta \\ F_\gamma \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

Das Koordinatensystem des Formelementes kann geeignet definiert werden, so dass Randbedingungen beruhend auf Relativbewegungen einfach in Form eines Vektors ϑ repräsentiert werden können (siehe Anhang F).

3.4.3 Abweichungen

Die Abweichungen der Formelemente werden aus der Differenz zwischen wirklicher Gestalt und Nenngestalt mit Hilfe der Koordinatenmesstechnik ermittelt. Man unterscheidet Form-, Maß- und Lageabweichungen. Formabweichungen eines gemessenen Paarungselementes sind die Abweichungen von der geometrisch idealen Ersatzfläche. Maß- und Lageabweichungen eines Paarungselementes sind Abweichungen des Maßes bzw. der Lage des geometrisch idealen Ersatzelementes von der durch die CAD-Daten festgelegten Nenngestalt. Formabweichungen sind bei Paarungselementen definitionsgemäß lokal und klein gegenüber Maß- und Lageabweichungen und haben daher keine Auswirkung auf die Fortpflanzung von Abweichungen im Montageprozess. Sie sollen daher in den folgenden Betrachtungen vernachlässigbar klein sein. In der Serienfertigung charakterisieren die Abweichungen den zugrunde liegenden Prozess und werden mit Hilfe einer Wahrscheinlichkeitsverteilung beschrieben.

Die Abweichung eines Paarungselementes δ lässt sich wie die Relativbewegung zwischen zwei Paarungselementen durch Rotation und Translation beschreiben. Die 3 translatorischen und 3 rotatorischen Abweichungen eines Paarungselementes können als 6×1 Vektor zusammengefasst werden.

$$\delta = \begin{bmatrix} \delta_x \\ \delta_y \\ \delta_z \\ \delta_\alpha \\ \delta_\beta \\ \delta_\gamma \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

Lageabweichungen sind von der Art des Formelementes abhängig. Sie sind daher teilweise nicht definiert und können auch nicht gemessen werden. Die Rotationsabweichung eines Zylinders um seine Achse kann beispielsweise bedingt durch die Symmetrie nicht definiert werden. Derartige Abweichungen werden mit dem Wert Null belegt. So ist beispielsweise

die Positionsabweichung für den Stift aus Abbildung 3.15 folgendermaßen definiert:

$$\delta = \begin{bmatrix} \delta_x \\ \delta_y \\ 0 \\ \delta_\alpha \\ \delta_\beta \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

3.4.4 Kräfte, Verformungen und Gleichgewichtsbedingungen

Bei nachgiebigen Bauteilen führen die fertigungsbedingten Abweichungen zu kleinen Verformungen während des Montageprozesses, d. h. es treten Kräfte auf und die Position der Formelemente verändert sich. Die Verschiebung des i -ten Formelementes ν_i wird ebenfalls wie die Relativbewegungen und die Abweichungen mit Hilfe eines 6×1 Vektors beschrieben.

$$\nu_i = \begin{bmatrix} \nu_x \\ \nu_y \\ \nu_z \\ \nu_\alpha \\ \nu_\beta \\ \nu_\gamma \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

Dabei beschreiben ν_x , ν_y und ν_z die Translation und ν_α , ν_β und ν_γ die Rotation in Bezug auf das Koordinatensystem des idealen Formelementes.

Die Verschiebungen der einzelnen Formelemente sind durch die Werkstoffgesetze gekoppelt. Bauteile mit einfachen Geometrien oder prinzipielle Konzepte lassen sich u. U. mit Hilfe von Biegebalkenmodellen darstellen. Allgemein können Verformungen an komplexen Bauteilen durch

Finite Elemente Methoden berechnet werden (z. B. BATHE 1982). Für die Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen ist die Annahme zulässig, dass Kräfte und Momente nur an den Formelementen aufgebracht werden. Bei kleinen Verformungen und linearen Materialeigenschaften kann der Zusammenhang zwischen an den Formelementen wirkenden Verformungen und Kräften nach Gleichung 3.28 ausgedrückt werden. Die Herleitung dieser reduzierten Form der Steifigkeitsbeziehung ist in Anhang F nachzulesen.

$$[F] = [K][v] \quad (3.28)$$

Dabei ist $[F]$ der Vektor externer Kräfte, welche an den Formelementen angreifen, $[K]$ die Steifigkeitsmatrix des reduzierten Systems und $[v]$ der Vektor der Verschiebungen der Formelemente. Die Komponenten des Vektors $[v]$ sind durch die Verschiebungsvektoren ν der n Paarungselemente gekennzeichnet. Dabei ist ν_i der Verschiebungsvektor nach Gleichung 3.27 des i -ten Paarungselementes.

$$[v] = \begin{bmatrix} \nu_1 \\ \nu_2 \\ \vdots \\ \nu_i \\ \vdots \\ \nu_n \end{bmatrix} \quad (3.29)$$

3.5 Modellierung des Montageprozesses

Auf der Grundlage der im letzten Abschnitt entwickelten Repräsentation nachgiebiger Baugruppen und der Beschreibung der einzelnen Teilmodelle kann nun der Montageprozess untersucht werden. Die damit verbundene Fortpflanzung von Abweichungen der Einzelteile bis zum Endprodukt wird mit Hilfe von Fügeoperationen beschrieben, die durch einen sich wiederholenden Zyklus gekennzeichnet sind. Ausgehend von der Beschreibung des Montageprozesses durch einen Fügebaum werden die Schritte

des Zyklus hinsichtlich der Interaktion zwischen Bauteilen und Spannvorrichtungen bzw. Fügwerkzeugen genauer untersucht. Das Konzept zur Berechnung der Fortpflanzung von Abweichungen nachgiebiger Bauteile wird danach weiter detailliert und entwickelt.

3.5.1 Strukturierung des Montageprozesses

Der Montageprozess wird, wie bei starren Baugruppen auch, mit Hilfe eines Fügebaumes dargestellt. Er bildet die eindeutige Beschreibung der Montager Reihenfolge auch unter Einbeziehung der Vorrichtungen ab. Die Reihenfolge kann erheblichen Einfluss auf die Fortpflanzung von Abweichungen haben. Werden Teilbäume zusammengefügt, so spricht man von Baugruppen oder auch Zusammenbauten. Abbildung 3.16 zeigt den Fügebaum einer Türeinstaude aus der Automobilindustrie.

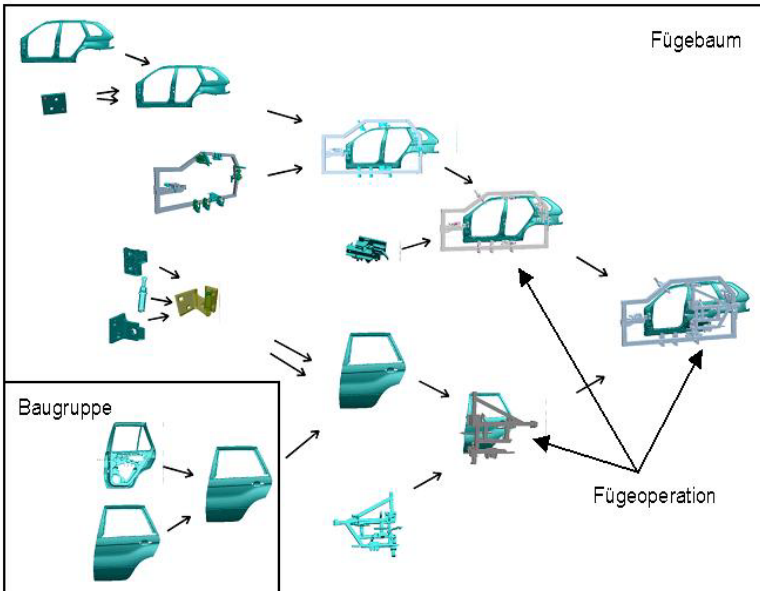


Abbildung 3.16: Fügebaum einer Türeinstaude

Die Knoten des Fügebaumes repräsentieren die jeweiligen Fügeoperationen, welche die eindeutige Positionierung von Bauteilen unter Einbeziehung von evtl. erforderlichen Vorrichtungen definieren. Die Ausrichtung der Bauteile zueinander kann dabei auf zwei unterschiedliche Arten erfolgen (vgl. Kapitel 5):

- Die Ausrichtelemente sind Teil der Bauteilgeometrie und meist für die Funktion erforderlich. Zur Montage werden keine zusätzlichen Vorrichtungen benötigt, denn die Bauteile richten sich durch das Fügen der Paarungselemente selbständig richtig aus. Nachdem die Paarungselemente das Bauteil ausgerichtet haben, können u. U. weitere Verbindungsstellen gefügt werden. Ein Beispiel ist die Montage der Kurbelwelle. Diese Art der Ausrichtung funktioniert nur bei starren Bauteilen.
- Die Ausrichtelemente des Bauteils sind nicht vollständig vorhanden, d. h. die statisch bestimmte, eindeutige Ausrichtung zweier Bauteile zueinander ist durch die Bauteile allein nicht möglich. Der Montageprozess erfordert beim Fügen derartiger Bauteile zusätzliche kinematische Randbedingungen, die durch Messmittel oder Vorrichtungen realisiert werden. Ein Beispiel ist das Fügen von Blechbauteilen im Karosserierohbau.

Eine Fügeoperation wird mit Hilfe von Fügemethoden beschrieben. Dabei ist eine Fügemethode allgemein eine Teiloperation, welche bestimmte Freiheitsgrade entzieht. Sie ist durch zwei zusammengehörige Paarungselemente gekennzeichnet. Bei starren Bauteilen kann eine Fügeoperation beispielsweise durch drei Fügemethoden, welche die Bindungen zwischen den Bauteilen definieren, beschrieben werden (z. B. 3-2-1-Prinzip). Im dreidimensionalen Raum ist für Starrkörper die Festlegung von drei translatorischen und drei rotatorischen Freiheitsgraden durch die Paarungselemente, welche die Fügemethoden repräsentieren, ausreichend.

Nachgiebige Bauteile sind hingegen gekennzeichnet durch kleine Verformungen, welche z. B. durch die Schwerkraft oder auch durch Prozess-

kräfte verursacht werden können. Diese Verformungen verändern die relative Lage der Paarungselemente zueinander und machen eine statisch überbestimmte Einspannung erforderlich. Die für den Fügevorgang erforderliche Bauteilgestalt wird bei nachgiebigen Bauteilen durch zusätzliche Bindungen erzwungen, welche zu Spannungen bzw. entsprechenden Verformungen führen.

Die Modellierung dieser Verformungen und deren Fortpflanzung im Montageprozess erfordert die Einführung eines neuen Konzeptes. Die Fügeoperationen werden durch einen sich wiederholenden Zyklus aus Positionieren, Einspannen, Fügen und Ausspannen beschrieben. Diese Schritte sind durch die Interaktion zwischen Bauteilen und Spannvorrichtungen bzw. Fügwerkzeugen geprägt. Dies führt zu unterschiedlichen Verformungen der Bauteile, welche mit Hilfe der bereits entwickelten Teilmodelle untersucht und berechnet werden.

3.5.2 Bausteine einer Fügeoperation

Die folgenden Schritte sind elementare Bausteine eines komplexen Montageprozesses und kennzeichnen eine Fügeoperation bei der Montage nachgiebiger Bauteile.

Positionieren

Bauteile werden zuerst in die Spannvorrichtung eingelegt. Die Position und Orientierung der Bauteile wird bestimmt durch die entsprechenden Ausrichtelemente zwischen den Bauteilen und der Spannvorrichtung. Für Blechbauteile sind typische Ausrichtelemente Stift-Loch, Stift-Langloch, Ebene-Ebene oder Ebene-Kante. Die Ausrichtelemente definieren das Bezugssystem bzw. Referenzkoordinatensystem. Die Paarungselemente befinden sich verursacht durch die fertigungsbedingten Abweichungen und Einlegeungenauigkeiten nicht in Nominallage. Modellparameter zum Zeitpunkt des Positionierens werden durch hochgestelltes (P) gekennzeichnet.

Einspannen

Wenn die Bauteile eingelegt sind, werden sie eingespannt. Die Einspannung verhindert einerseits, dass sich die Paarungselemente während des folgenden Fügeprozesses lösen, andererseits erzwingt sie die für den Fügeprozess erforderliche Bauteilgestalt. Bei überbestimmten Baugruppen werden bedingt durch die Abweichungen der Bauteile und der Spanner bereits während des Einspannprozesses Kräfte bzw. Verformungen auf das einzelne Bauteil aufgebracht. Die Steifigkeit des Gesamtsystems und damit die Auswirkung der Verformungen ändert sich dabei mit jedem zusätzlichen Spannelement. Modellparameter zum Zeitpunkt des Einspannens werden durch hochgestelltes (E) gekennzeichnet.

Fügen

Sind die Bauteile eingespannt, werden sie gefügt. Bedingt durch die Abweichungen der Bauteile und der Fügewerkzeuge werden die Bauteile erneut verformt. Für Blechbauteile ist vor allem in der Automobilindustrie der am weitesten verbreitete Fügeprozess das Punktschweißen. Die Steifigkeit der Baugruppe und damit auch die Auswirkung der Verformungen kann sich während des Fügeprozesses ändern. Beim Punktschweißen ist dies beispielsweise durch jeden zusätzlichen Schweißpunkt der Fall. Modellparameter zum Zeitpunkt des Fügens werden durch hochgestelltes (F) gekennzeichnet.

Ausspannen

Im letzten Schritt wird die Spannvorrichtung geöffnet und die verbundenen Bauteile freigegeben. Aufgrund der durch die Verformungen eingebrachten Spannungen wird die Baugruppe in ihre Endgestalt zurückspringen. Modellparameter zum Zeitpunkt des Ausspannens werden durch hochgestelltes (A) gekennzeichnet.

Die Lage und Orientierung der Paarungselemente und deren fertigungsbedingte Abweichungen werden, wie im letzten Abschnitt dargestellt, mit

Hilfe von Vektoren und Transformationsmatrizen beschrieben (Positionieren). Die Verformungen während des Montageprozesses (Einspannen, Fügen, Ausspannen) werden mit Hilfe eines linearen FEM Ansatzes berechnet.

3.5.3 Positionieren

Die Paarungs- und Funktionselemente eines Bauteiles werden mit Hilfe eines Feature- bzw. Elementkoordinatensystems repräsentiert, dessen Lage in Bezug auf ein Referenzkoordinatensystem durch eine homogene Koordinatentransformation als Teil der Nominalgeometrie definiert ist. Die Position und Orientierung der Bauteile wird bestimmt durch die Ausrichtelemente zwischen den Bauteilen und der Spannvorrichtung, welche ein Bezugssystem definieren. Dieses Bezugssystem sollte in der Fertigung vor allem aber in der Qualitätssicherung verwendet werden. Die einzelnen Formelemente befinden sich verursacht durch die fertigungsbedingten Abweichungen und Einlegeungenauigkeiten nicht in Nominallage. Die fertigungsbedingte Abweichung δ_i des i -ten Paarungs- bzw. Funktionselementes kann gemessen werden und ist bekannt.

3.5.4 Einspannen

Sind die Bauteile in die Vorrichtung eingelegt, werden sie eingespannt. Mit Hilfe der durch die Paarungselemente definierten geometrischen Randbedingungen zwischen Spannvorrichtung und Bauteil und der Steifigkeitsbeziehung können die durch die Spannvorrichtung verursachten, auf das Gesamtsystem wirkenden Kräfte und Verschiebungen nach dem Einspannen berechnet werden. Die Bauteile sind zu diesem Zeitpunkt nur eingespannt und noch nicht durch den Fügeprozess (z. B. Punktschweißen bzw. Nieten) miteinander verbunden.

Geometrische Randbedingungen

Die geometrischen Randbedingungen gelten bei nachgiebigen Baugruppen nur zwischen zwei zusammengehörigen Paarungselementen und definieren die Verschiebung des jeweiligen Elementes. Allgemein treten Paarungselemente zwischen zwei Bauteilen, wie auch zwischen Bauteil und Vorrichtung bzw. Fügwerkzeug auf. Die allgemeine Form zur Berechnung der geometrischen Randbedingungen ist in Anhang G nachzulesen. An dieser Stelle soll beispielhaft die Beziehung zwischen einem Spannelement und der Spannfläche auf dem Bauteil genauer betrachtet werden.

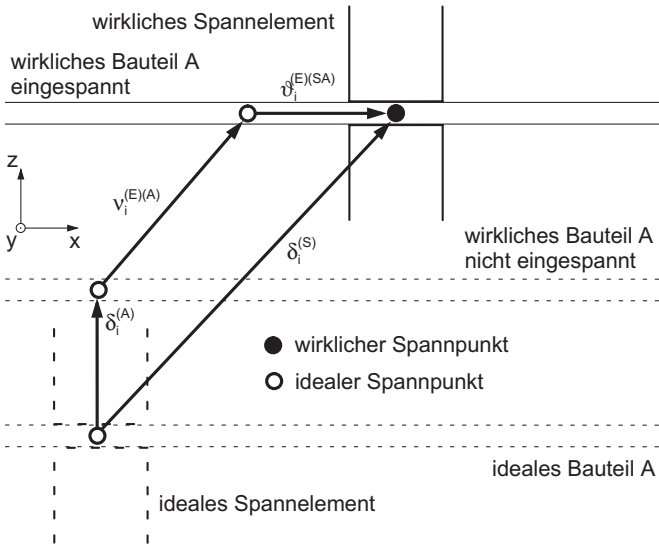
Bei Spannvorrichtungen ist zwischen Ausricht- und Spannelementen zu unterscheiden. Ausrichtelemente übertragen Kräfte nur durch Formschluss zwischen den Paarungselementen. Die durch Reibung entstehenden Kräfte zwischen den Paarungselementen sollen dabei vernachlässigbar sein. Typische Beispiele sind bei Blechbauteilen Stift-Loch- oder Stift-Langloch-Paarungen. Die Formschlussverbindung gewährleistet häufiges und leichtes Lösen, eine eindeutige Zuordnung der Paarungselemente und sie kann die resultierenden Relativbewegungen einfach aufnehmen. Die Relativbewegungen bleiben bei formschlüssigen Verbindungen auch in eingespanntem Zustand und während des Fügens erhalten.

Im Gegensatz dazu muss bei Reibschlussverbindungen die Reibung zwischen den Paarungselementen berücksichtigt werden. Typisches Beispiel ist bei Blechbauteilen die in Abbildung 3.17 dargestellte Fixierung durch Spannelemente. Die Lage des wirklichen Spannungspunktes ist dabei durch die auftretenden Verschiebungen bestimmt.

Das i -te Paarungselement auf Bauteil (A) wird durch das Spannelement ausgerichtet, wobei die Reibung zunächst vernachlässigt werden kann. Die resultierende Abweichung der Position des idealen Spannungspunktes von der Position des wirklichen Spannungspunktes kann mit Hilfe der geometrischen Randbedingung Ebene-Ebene wie folgt modelliert werden:

$$\vartheta_i^{(E)(SA)} = -\delta_i^{(A)} - \nu_i^{(E)(A)} + \delta_i^{(S)} \quad (3.30)$$

Die Randbedingungen und Abweichungen lauten dabei:

Abbildung 3.17: Verschiebung und Fixierung des i -ten Spannelementes

$$\vartheta_i^{(E)(SA)} = \left[\vartheta_x^{(E)(SA)} \quad \vartheta_y^{(E)(SA)} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad \vartheta_\gamma^{(E)(SA)} \right]^T$$

$$\delta_i^{(A)} = \left[0 \quad 0 \quad \delta_{iz}^{(A)} \quad \delta_{i\alpha}^{(A)} \quad \delta_{i\beta}^{(A)} \quad 0 \right]^T$$

$$\delta_i^{(S)} = \left[0 \quad 0 \quad \delta_{iz}^{(S)} \quad \delta_{i\alpha}^{(S)} \quad \delta_{i\beta}^{(S)} \quad 0 \right]^T$$

Somit können folgende Abweichungen und Kräfte während des Ausrichtens bestimmt werden:

$$\begin{aligned} \nu_{iz}^{(E)(A)} &= \delta_{iz}^{(S)} - \delta_{iz}^{(A)} & F_{ix}^{(E)(A)} &= 0 \\ \nu_{i\alpha}^{(E)(A)} &= \delta_{i\alpha}^{(S)} - \delta_{i\alpha}^{(A)} & F_{iy}^{(E)(A)} &= 0 \\ \nu_{i\beta}^{(E)(A)} &= \delta_{i\beta}^{(S)} - \delta_{i\beta}^{(A)} & F_{i\gamma}^{(E)(A)} &= 0 \end{aligned}$$

Die wirkliche Position des Spannungspunktes wird jedoch zusätzlich durch tangentielle Abweichungen in der x - y -Ebene und die rotatorische Ab-

weichung um die z -Achse bestimmt. Bei Ausrichtelementen bleiben diese Freiheitsgrade auch im Fügeprozess erhalten. Zwischen Spannelement und Bauteil findet im Gegensatz dazu nach dem Einspannen und während des Fügeprozesses keine Relativbewegung mehr statt. Spannelemente fixieren das Bauteil durch die zwischen Spanner und Bauteil wirkende Haftreibung derart, dass die Abweichung zwischen idealem und wirklichem Spannungspunkt erhalten bleibt. Spannelemente können somit alle sechs Freiheitsgrade des wirklichen Spannungspunktes einschränken. Die unbekannt Abweichungen und damit die Position des wirklichen Spannungspunktes, sowie die unbekannt Kräfte können mit Hilfe der Steifigkeitsbeziehung berechnet werden.

Allgemein können aus den geometrischen Randbedingungen sowohl Verschiebungen, wie auch Kräfte und Momente ermittelt werden. Zur vollständigen Beschreibung des Systemzustandes werden im dreidimensionalen Raum sechs Verschiebungen und sechs Kräfte benötigt. Für jede Paarung von zusammengehörigen Formelementen existieren sechs Randbedingungen wie folgt:

- Für alle Komponenten des Vektors ϑ , welche gleich Null sind, findet nach der Paarung der Formelemente keine Relativbewegung zwischen den Paarungselementen statt, d. h. die Verschiebungen sind als Randbedingung bekannt.
- Für alle Komponenten des Vektors ϑ , welche ungleich Null sind, wirken keine Kräfte auf die Paarungselemente, d. h. die entsprechenden Komponenten des Kraftvektors sind als Randbedingung bekannt. Ausnahmen sind reib- und stoffschlüssige Verbindungen, welche nach dem Fügen alle Freiheitsgrade einschränken.

Somit sind sechs Größen abhängig von der jeweiligen Paarung bekannt und sechs weitere unbekannt. Die unbekannt Größen können folglich immer mit Hilfe der Steifigkeitsbeziehung ermittelt werden.

Steifigkeitsbeziehung

Hier soll nun explizit der Kreis zu den Grundsatzüberlegungen nach Abschnitt 3.1 und 3.2 geschlossen werden. Mit Hilfe von Finite Elemente Methoden kann analog zu den Abschnitten 3.1 und 3.2 die Steifigkeitsbeziehung aufgestellt und nachfolgend die resultierende Geometrie der Baugruppe berechnet werden.

Die Steifigkeitsbeziehung beschreibt die Beziehung zwischen den Paarungselementen in folgender Form:

$$[F] = [K] [v] \quad (3.31)$$

Dabei repräsentiert $[v]$ den Verschiebungsvektor der Paarungselemente, $[F]$ die an den Paarungselementen wirkenden Kräfte und $[K]$ die Steifigkeitsmatrix. Die unbekanntenen Kräfte und Abweichungen eines Spannelementes können nach Auflösen von Gleichung 3.31 ermittelt werden. Die Randbedingungen an den Spann- und Ausrichtelementen können dabei als Single Point Constraint (SPC) modelliert werden. Die Vorgehensweise ist im Anhang F beschrieben.

Während des Ausrichtens, d. h. beim Schließen des jeweiligen Spannelementes, sind die x -, y - und γ -Komponenten des Kraftvektors gleich Null zu setzen. Nun können mit den Randbedingungen alle Verschiebungen $[v]$ und an den Paarungselementen wirkenden Kräfte $[F]$ berechnet werden. Die durch das Einspannen resultierenden Abweichungen der Fügeelemente sind somit ebenfalls bekannt. Nach dem Einspannen werden an den Spannelementen Kräfte in allen sechs Freiheitsgraden übertragen. Alle Komponenten der Kraft- und Verschiebungsvektoren des Bauteiles (A) für ein Spannelement sind somit (vgl. Anhang G) bekannt:

$$\begin{aligned} [F_i]^{(E)} &= \left[0 \ 0 \ F_{iz}^{(E)} \ F_{i\alpha}^{(E)} \ F_{i\beta}^{(E)} \ 0 \right]^T \\ [\nu_i]^{(E)} &= \left[\nu_{ix}^{(E)} \ \nu_{iy}^{(E)} \ \nu_{iz}^{(E)} \ \nu_{i\alpha}^{(E)} \ \nu_{i\beta}^{(E)} \ \nu_{i\gamma}^{(E)} \right]^T \end{aligned}$$

3.5.5 Fügen

Die Bauteile sind eingespannt und durch die an den Spann- und Ausrichtelementen wirkenden Kräfte treten Verformungen des Bauteiles auf. Die nach dem Einspannen an den Paarungselementen wirkenden Kräfte und Verschiebungen sind bestimmt und beim nun folgenden Fügeprozess als Randbedingung zu berücksichtigen. Nach dem Einspannen weicht die Position der Fügeelemente von der Nominalposition ab. Diese Abweichungen der Bauteile und die Abweichung der Fügwerkzeuge verursachen erneut Verformungen während des Fügens. Die Vorgehensweise zur Bestimmung der aus dem Fügeprozess resultierenden Kräfte und Verschiebungen soll am Beispiel des Punktschweißens erläutert werden. Die zugrunde liegenden Annahmen und Voraussetzungen wurden bereits ausführlich dargelegt.

Geometrische Randbedingungen

An den Spann- und Ausrichtelementen sind die Randbedingungen durch die Kräfte und Verschiebungen aus dem Einspannprozess bekannt. Die Spannelemente schränken alle Freiheitsgrade ein. Ausrichtelemente können Kräfte abhängig von den jeweiligen Paarungselementen aufnehmen.

Die Abweichungen der Fügeelemente $\nu_i^{(E)}$ des eingespannten Bauteiles (A) bzw. (B) sind bekannt. Die wirkliche Lage der Fügeelemente ist zu bestimmen. Abbildung 3.18 zeigt den Bereich, in welchem die Schweißzange die Bauteile (A) und (B) verformt.

Während sich die Schweißzange schließt werden die Bauteile zueinander ausgerichtet und verformt. Die dabei auftretenden Verschiebungen werden mit Hilfe der geometrischen Randbedingung Ebene-Ebene modelliert. Somit ergeben sich für ein Fügeelement folgende Randbedingungen zum Zeitpunkt des Fügens, wobei die Randbedingungen analog für Bauteil (B) gelten:

$$\vartheta_i^{(F)(SA)} = -\delta_i^{(A)} - \nu_i^{(E)(A)} - \nu_i^{(F)(A)} + \delta_i^{(S)} \quad (3.32)$$

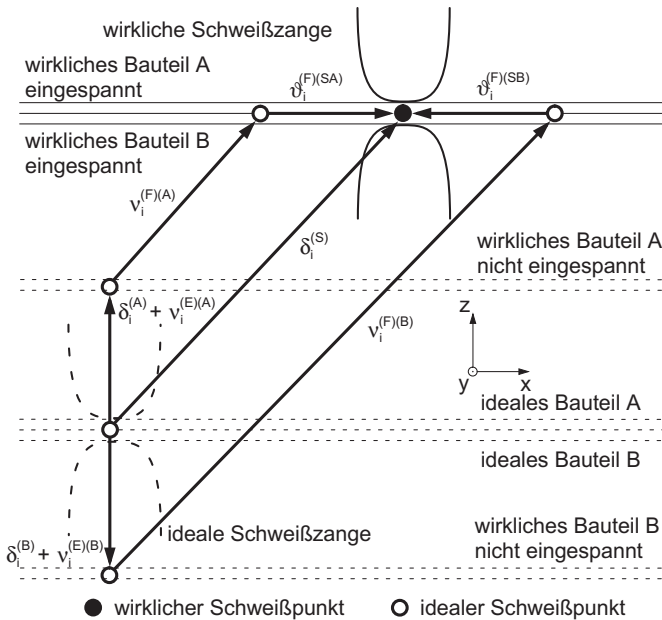


Abbildung 3.18: Verschiebung des i-ten Fügeelementes

$$\vartheta_i^{(F)(SA)} = \begin{bmatrix} \vartheta_x^{(F)(SA)} & \vartheta_y^{(F)(SA)} & 0 & 0 & 0 & \vartheta_\gamma^{(F)(SA)} \end{bmatrix}^T$$

$$\delta_i^{(A)} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \delta_{iz}^{(A)} & \delta_{i\alpha}^{(A)} & \delta_{i\beta}^{(A)} & 0 \end{bmatrix}^T$$

$$\delta_i^{(S)} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \delta_{iz}^{(S)} & \delta_{i\alpha}^{(S)} & \delta_{i\beta}^{(S)} & 0 \end{bmatrix}^T$$

Folgende Abweichungen und Kräfte während des Ausrichtens können bestimmt werden (analog für Bauteil (B)):

$$\begin{aligned} \nu_{iz}^{(F)(A)} &= \delta_{iz}^{(S)} - \delta_{iz}^{(A)} - \nu_{iz}^{(E)(A)} & F_{ix}^{(F)(A)} &= 0 \\ \nu_{i\alpha}^{(F)(A)} &= \delta_{i\alpha}^{(S)} - \delta_{i\alpha}^{(A)} - \nu_{i\alpha}^{(E)(A)} & F_{iy}^{(F)(A)} &= 0 \\ \nu_{i\beta}^{(F)(A)} &= \delta_{i\beta}^{(S)} - \delta_{i\beta}^{(A)} - \nu_{i\beta}^{(E)(A)} & F_{i\gamma}^{(F)(A)} &= 0 \end{aligned}$$

Somit sind für die Bauteile (A) und (B) die beschriebenen Abweichungen und Kräfte bekannt. Die unbekanntes Verschiebungen und Kräfte können für die Bauteile (A) und (B) mit Hilfe der Steifigkeitsbeziehung berechnet werden.

Steifigkeitsbeziehung

Die aus dem Einspannprozess resultierenden Kräfte und Verschiebungen, sowie die durch das Fügen erzeugten geometrischen Randbedingungen werden in die Steifigkeitsbeziehung eingesetzt. Die unbekanntes Kräfte und Abweichungen eines Paarungselementes können nach Auflösen der Gleichungen ermittelt werden. Die Randbedingungen an den Fügeelementen können dabei als Multi Point Constraint (MPC) für Bauteil (A) und (B) modelliert werden. Die Vorgehensweise ist im Anhang F beschrieben.

Somit können aus den geometrischen Randbedingungen und der Steifigkeitsbeziehung alle während des Fügens an den Paarungselementen wirkenden Kräfte und Verschiebungen berechnet werden. Zwischen den Fügeelementen findet nach dem Schweißen keine Relativbewegung mehr statt. Ein Schweißpunkt schränkt nach dem Fügen sechs Freiheitsgrade zwischen den Bauteilen ein und kann entsprechende Kräfte und Momente übertragen.

3.5.6 Ausspannen

Als Ergebnis des letzten Berechnungsschrittes liegen die Verschiebungen aller Paarungselemente und die an den Paarungselementen angreifenden Kräfte vor. Die Bauteile sind an den Spann- und Ausrichtelementen eingespannt und an den Fügeelementen miteinander verbunden.

Die Spannvorrichtung wird nun geöffnet und die verbundenen Bauteile freigegeben. Aufgrund der durch die Verformungen eingebrachten Spannungen wird die Baugruppe in ihre Endgestalt zurückspringen, welche durch die Abweichungen $[\nu_i]^{(A)}$ der Paarungs- und Funktionselemente

beschrieben wird. Die Position des i -ten Paarungs- bzw. Funktionselementes nach dem Ausspannen ergibt sich aus der Differenz zwischen der Position des Paarungselementes beim Fügen $[\nu_i]^{(F)}$ und dem Rücksprung $[\nu_i]^{(R)}$ nach Gleichung 3.33.

$$[\nu_i]^{(A)} = [\nu_i]^{(F)} - [\nu_i]^{(R)} \quad (3.33)$$

Der Rücksprung kann mit Hilfe der Randbedingungen und der Steifigkeitsbeziehung wie folgt ermittelt werden.

Geometrische Randbedingungen

Nach dem Ausspannen sind die Bauteile nur noch an den Fügeelementen miteinander verbunden. Die Freiheitsgrade an den Fügestellen sind im Falle von stoffschlüssigen Verbindungen (z. B. Punktschweißen) wie folgt miteinander gekoppelt:

$$\begin{aligned} \nu_{ix}^{(R)(A)} &= \nu_{ix}^{(R)(B)} \\ \nu_{iy}^{(R)(A)} &= \nu_{iy}^{(R)(B)} \\ \nu_{iz}^{(R)(A)} &= \nu_{iz}^{(R)(B)} \\ \nu_{i\alpha}^{(R)(A)} &= \nu_{i\alpha}^{(R)(B)} \\ \nu_{i\beta}^{(R)(A)} &= \nu_{i\beta}^{(R)(B)} \\ \nu_{i\gamma}^{(R)(A)} &= \nu_{i\gamma}^{(R)(B)} \end{aligned} \quad (3.34)$$

Der Rücksprung wird durch die an den Spann-, Ausricht- und Fügeelementen angreifenden Kräfte $[F_i]^{(F)}$ hervorgerufen. Diese Kräfte sind bekannt und werden nun in entgegengesetzter Richtung wieder frei bzw. auf die Baugruppe aufgebracht. Die resultierenden Verformungen $[\nu_i]^{(R)}$ der Paarungselemente können mit Hilfe der Steifigkeitsbeziehung berechnet werden.

Steifigkeitsbeziehung

Die aus dem Fügeprozess resultierenden Kräfte und die durch das Fügen erzeugten geometrischen Randbedingungen werden in die Steifigkeitsbe-

ziehung eingesetzt. Die Randbedingungen an den Spann- und Ausrichtelementen können dabei als Single Point Constraint (SPC) und an den Fügeelementen als Multi Point Constraint (MPC) modelliert werden. Die Vorgehensweise ist im Anhang F beschrieben.

Somit können aus den geometrischen Randbedingungen und der Steifigkeitsbeziehung die durch den Rücksprung verursachten Verschiebungen aller Paarungselemente berechnet werden. Die Position der Paarungselemente nach dem Rücksprung, welche die Endgestalt der Baugruppe beschreibt, kann nun mit Gleichung 3.33 ermittelt werden.

3.5.7 Analyse der Reihenfolge der Fügemethoden

Den bisherigen Betrachtungen lag die vereinfachende Annahme zu Grunde, dass alle Verschiebungen beim Einspannen an den Spann- und Ausrichtelementen und beim Fügen an den Fügeelementen gleichzeitig auf die Bauteile einwirken. Dies bedeutet, dass alle Spannelemente gleichzeitig schließen bzw. alle Schweißpunkte gleichzeitig geschweißt werden. Die resultierenden Verformungen bzw. Kräfte, welche nach dem Einspannen und Fügen an den Paarungselementen wirken, konnten bestimmt werden. Bei realen Montageprozessen liegt jedoch meist keine Gleichzeitigkeit, sondern eine bestimmte Reihenfolge vor. Verschiebungen werden durch Fügemethoden beschrieben, welche durch die Paarung von zwei zusammengehörigen Formelementen definiert sind. Die einzelnen Fügemethoden legen wiederum eine Fügeoperation fest. Das Ergebnis der Fügeoperation ist abhängig von der Reihenfolge der Fügemethoden, welche sowohl beim Einspannen als auch beim Fügen als Randbedingung zwischen den Paarungselementen festgelegt werden.

Bei der Planung von Spannvorrichtungen wird in der Praxis meist gleichzeitiges Schließen der Spannelemente vorgesehen. Dies ist jedoch oft nur eine Näherung zur Abbildung des realen Einspannvorganges. Meist schließen nicht alle Spannelemente gleichzeitig bedingt durch unterschiedliche Wege und Geschwindigkeiten der Spanner oder es wird bewusst eine bestimmte Reihenfolge der Spannelemente vorgegeben.

Bei der Planung der Fügeoperationen (z. B. Punktschweißen) wird normalerweise eine bestimmte Reihenfolge festgelegt. Randbedingungen aus anderen Bereichen spielen bei der Festlegung einer bestimmten Reihenfolge eine wesentliche Rolle. So müssen Überlegungen bezüglich Taktzeit, Produkt- bzw. Werkzeuggeometrie, Kosten etc. in die Wahl der optimalen Reihenfolge miteinbezogen werden. Die durch Toleranzen definierten Bauteilabweichungen werden heute auf Grund von Erfahrungen bzw. Serienversuchen berücksichtigt. Eine methodische Vorgehensweise zur Analyse der Fortpflanzung von Bauteilabweichungen bei unterschiedlichen Reihenfolgen der Fügemethoden existiert bisher nicht.

Analyse der Reihenfolge bezieht sich im Folgenden auf die Berechnung der Abweichungen einer Baugruppe, wobei Anzahl und Position der n Paarungselemente und die Reihenfolge der Fügemethoden gegeben ist. Unter der Synthese der Reihenfolge wird das Ermitteln der optimalen Reihenfolge bei vorgegebener Anzahl und Position der n Paarungselemente verstanden. Optimal ist in diesem Zusammenhang die Minimierung der Abweichungen der resultierenden Baugruppe. Die Vorgehensweise ist in Abbildung 3.19 dargestellt. Dabei wird die Synthese der Reihenfolge durch iterative Analyse erreicht.

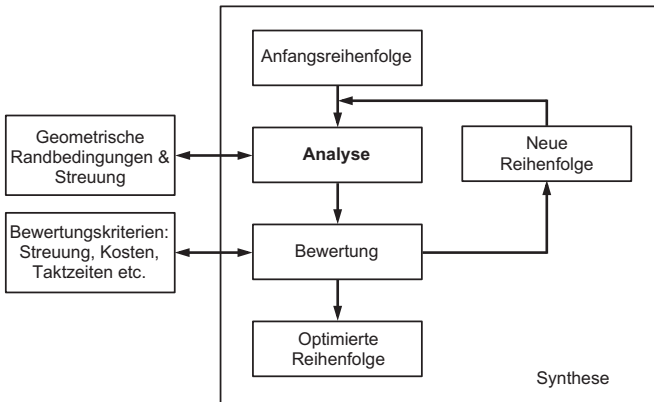


Abbildung 3.19: Vorgehensweise bei der Synthese der Reihenfolge

Die Synthese ist ein kombinatorisches Problem. Ohne Randbedingun-

gen aus anderen Bereichen müssten bei p Fügemethoden für Spann- und Ausrichtelemente und q Fügemethoden für Fügeelemente ($p! \cdot q!$) Analyse-schleifen durchgeführt werden, wenn die Bauteile zuerst eingespannt und anschließend gefügt werden und jedes Formelement einzeln und nacheinander gepaart wird. In der Praxis können jedoch meist bestimmte Reihenfolgen ausgeschlossen werden, so dass nicht alle Möglichkeiten zu untersuchen sind, oder es genügt eine Reihenfolge zu finden, mit der bestimmte Qualitätsziele erreicht werden können. Der Berechnungsaufwand wird auf diese Weise erheblich reduziert werden.

Die in den letzten Abschnitten entwickelte Vorgehensweise wird im Folgenden zu einer rekursiven Form erweitert. Ziel ist die Berechnung der Kräfte und Verschiebungen, welche nach dem Einspannen und Fügen auf die Bauteile einwirken. Die Endgestalt der Baugruppe kann danach wie bereits dargestellt berechnet werden, da eine Reihenfolge beim Lösen der Spannelemente keinen Einfluss auf die Größe des Rücksprungs und damit die Endgestalt der Baugruppe hat.

Die Reihenfolge beim Einspannen und beim Fügen ist getrennt zu betrachten. An den Spann- und Ausrichtelementen bleiben die Verformungen mit jedem zusätzlich gepaarten Formelement bis zum Lösen der Spanner erhalten. Bei Fügeelementen wird jedes Formelement einzeln gepaart und im Falle des Punktschweißens anschließend wieder freigegeben, d. h. die Schweißzange öffnet sich nach jedem Schweißpunkt. Nach jedem gepaarten Fügeelement findet folglich ein Rücksprung statt, welcher als Zwischenergebnis berechnet werden kann. Die Analyse der Reihenfolge besteht also aus zwei Schritten. Zuerst wird die Reihenfolge beim Einspannen und danach beim Fügen untersucht.

Reihenfolge beim Einspannen

Ein Einspannprozess bestehend aus p sequentiellen Fügemethoden soll untersucht werden. Mit einer Fügemethode werden dabei zwei oder auch mehrere Spann- und Ausrichtelemente gleichzeitig gepaart. Die zu untersuchende Reihenfolge sei festgelegt. Aufgabe ist nun, die an den

Paarungselementen wirkenden Verschiebungen und Kräfte zu ermitteln, nachdem das letzte Spann- bzw. Ausrichtelement gepaart ist.

Für das i -te Spann- bzw. Ausrichtelement einer Baugruppe kann der Einspannprozess ($i = 1, 2, \dots, p$) in folgende Zustände unterteilt werden:

1. Der *Zustand vor dem Einspannen* ist gekennzeichnet durch Verschiebungen und Kräfte, welche nach dem $(i - 1)$ -ten Einspannprozess vorliegen, wobei bereits $(i - 1)$ Fügemethoden berechnet wurden.
2. *Während des Einspannens* werden die Verformungen am i -ten Spann- bzw. Ausrichtelement einer Baugruppe aufgebracht. Dies führt zu Verschiebungen und Kräften in allen Paarungselementen, welche mit Hilfe der Randbedingungen und der Steifigkeitsbeziehung ermittelt werden können.
3. Der *Zustand nach dem Einspannen* beschreibt die Verschiebungen und Kräfte aller Paarungselemente nach der i -ten Fügemethode. Zu diesem Zeitpunkt sind alle Paarungselemente gepaart, welche durch die i Fügemethoden beschrieben werden.

Die Verschiebungen und Kräfte an den Paarungselementen nach dem Einspannen eines Formelementes können allgemein als Summe der Zustände, wie in Abbildung 3.20 schematisch dargestellt, beschrieben werden.

Die Gleichungen zur Beschreibung des Einspannprozesses des i -ten Spann- bzw. Ausrichtelementes können im Anhang G nachgelesen werden. Aus den geometrischen Randbedingungen und der Steifigkeitsbeziehung können alle an den Paarungselementen wirkenden Kräfte und Verschiebungen nach der i -ten Fügemethode berechnet werden. Der i -te Berechnungsschritt wird durch Abbildung 3.21 veranschaulicht.

Der Einspannprozess wird durch p -Fügemethoden beschrieben, d. h. es sind p Berechnungsschritte durchzuführen. Die Rekursionsschleife kann durch ein Flussdiagramm veranschaulicht werden (Abbildung 3.22).

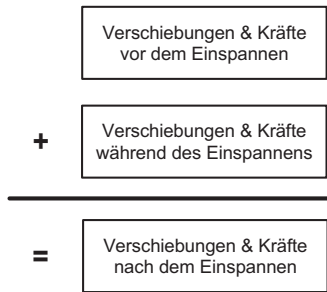


Abbildung 3.20: Einspannprozess des i -ten Spann- bzw. Ausrichtelementes

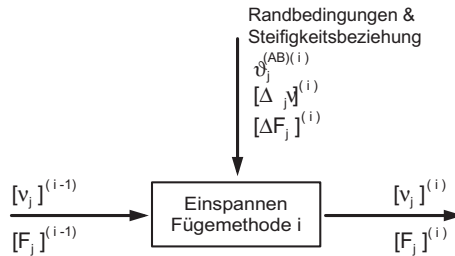


Abbildung 3.21: Verschiebungen und Kräfte nach der i -ten Fügemethode

Nach p Berechnungsschritten sind die Verschiebungen $[v_j]^{(p)}$ und die an den Paarungselementen angreifenden Kräfte $[F_j]^{(p)}$ nach dem Einspannen bekannt.

Reihenfolge beim Fügen

Ein Fügeprozess bestehend aus q sequentiellen Fügemethoden soll untersucht werden. Mit einer Fügemethode werden dabei zwei oder auch mehrere Fügeelemente gleichzeitig gepaart. Die zu untersuchende Reihenfolge sei festgelegt. Aufgabe ist nun, die an den Paarungselementen wirkenden Verschiebungen und Kräfte zu ermitteln, nachdem das letzte

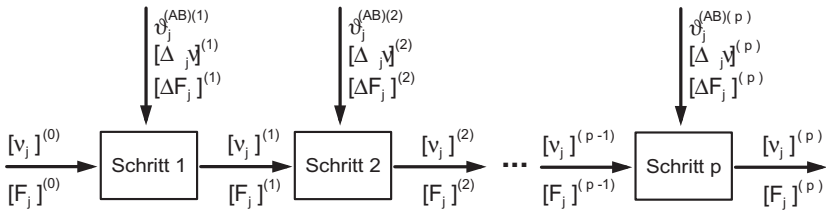


Abbildung 3.22: Verschiebungen und Kräfte nach dem Einspannen

Fügeelement gepaart ist.

Für das i -te Fügeelement einer Baugruppe kann der Fügeprozess ($i = 1, 2, \dots, q$) in folgende Zustände unterteilt werden:

1. Der Zustand vor dem Fügen ist gekennzeichnet durch Verschiebungen und Kräfte, welche durch den $(i - 1)$ -ten Fügeprozess verursacht wurden, wobei bereits $(i - 1)$ Fügemethoden berechnet sind.
2. Während des Fügens werden die Verformungen am i -ten Fügeelement einer Baugruppe aufgebracht. Dies führt zu Verschiebungen und Kräften in allen Paarungselementen, welche mit Hilfe der Randbedingungen und der Steifigkeitsbeziehung ermittelt werden können.
3. Nach dem Fügen wird die Baugruppe durch das Fügewerkzeug (z. B. Punktschweißzange) freigegeben und springt aus der Fügeposition zurück. Dies führt zu Verschiebungen und Kräften in allen Paarungselementen, welche wiederum mit Hilfe der Randbedingungen und der Steifigkeitsbeziehung ermittelt werden können. Der Zustand nach dem Rücksprung bzw. nach der i -ten Fügemethode wird durch Verschiebungen und Kräfte an allen Paarungselementen beschrieben. Zu diesem Zeitpunkt sind alle Paarungselemente gepaart, welche durch die i Fügemethoden definiert sind.

Die Verschiebungen und Kräfte nach dem Fügen von Formelementen durch die i -te Fügemethode können allgemein als Summe der Zustände, wie in Abbildung 3.23 schematisch dargestellt, beschrieben werden.

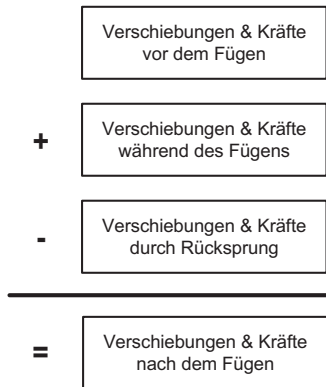


Abbildung 3.23: Fügeprozess des i -ten Fügeelementes

Die Gleichungen zur Beschreibung des Fügeprozesses des i -ten Fügeelementes und zur Berechnung des Rücksprungs können im Anhang G nachgelesen werden. Aus den geometrischen Randbedingungen und der Steifigkeitsbeziehung können somit alle an den Paarungselementen wirkenden Kräfte und Verschiebungen nach der i -ten Fügemethode berechnet werden. Der i -te Berechnungsschritt kann in folgender Form dargestellt werden (Abbildung 3.24).

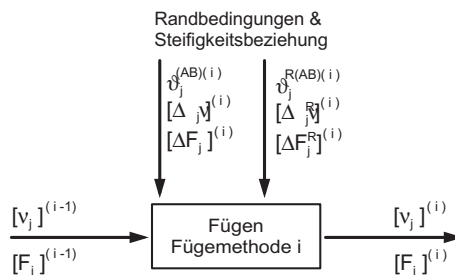


Abbildung 3.24: Verschiebungen und Kräfte nach der i -ten Fügemethode

Der Fügeprozess wird durch q Fügemethoden beschrieben, d. h. es sind q Berechnungsschritte durchzuführen. Die Rekursionsschleife beim Fügen

kann durch folgendes Flussdiagramm (Abbildung 3.25) veranschaulicht werden:

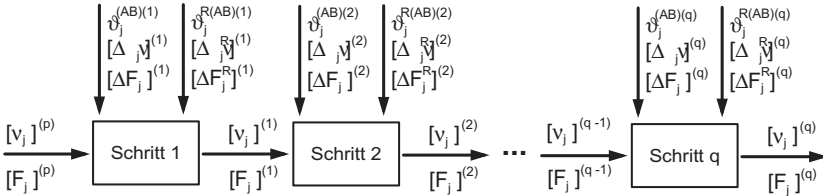


Abbildung 3.25: Verschiebungen und Kräfte nach dem Fügen

Nach q Berechnungsschritten sind die Verschiebungen $[v_j]^{(q)}$ und die an den Paarungselementen angreifenden Kräfte $[F_j]^{(q)}$ nach dem Fügen berechnet. Der Rücksprung beim Lösen der Spannelemente bzw. Ausspannen und die Endgestalt der Baugruppe kann mit der in Abschnitt 3.5.6 dargestellten Vorgehensweise berechnet werden.

3.6 Mathematisch mechanisches Modell zur Toleranzanalyse

In den letzten Abschnitten wurde ein Modell des Montageprozesses entwickelt, welches im Wesentlichen durch die mechanischen Wechselwirkungen zwischen den Formelementen geprägt ist. Der stochastischen Natur eines Serienfertigungs- und -montageprozesses wurde dabei noch nicht Rechnung getragen. Die Berechnung der Fortpflanzung von fertigungsbedingten Abweichungen in nachgiebigen Baugruppen wurde bisher sozusagen nur für die Einzelfertigung bzw. -montage betrachtet.

In diesem Abschnitt wird daher das Zusammenspiel zwischen dem mechanischen und dem mathematischen Modell eines Montageprozesses entwickelt. Die Umsetzung des mathematischen Modells zur Berechnung der Verteilung der Abweichungen einer Baugruppe erfolgt mit Hilfe der Monte Carlo Simulation.

3.6.1 Monte Carlo Simulation

Unter Simulation wird das zielgerichtete Experimentieren an Modellen, welche der Wirklichkeit nachgebildet sind, verstanden. Durch die Simulation, d. h. die Beobachtung von Modellen bei zielgerichteter Veränderung der Einflussgrößen, sollen Rückschlüsse auf das reale System ermöglicht werden. Modelle sind dabei durch Abstraktion und Reduktion gewonnene vereinfachte Repräsentationen realer Systeme. Reale Systeme werden auf einen vereinfachten Teilzusammenhang reduziert, indem man die wesentlichen Faktoren von den unwesentlichen isoliert. Neben der Struktur wird auch das Verhalten der Systemelemente im Modell durch eine Menge von Variablen und Parametern und deren Relationen abgebildet. Mathematische Modelle lassen sich durch mathematische Gleichungen und Funktionen beschreiben und mit mathematischen Methoden berechnen.

Das Verhalten der nachgiebigen Baugruppen wird einerseits durch das beschriebene mechanische Modell des Montageprozesses in Form von Gleichungssystemen abgebildet; andererseits sind die Verteilungsfunktionen der fertigungsbedingten Bauteilabweichungen wichtige Parameter des realen Systems, die mit Hilfe des Modells untersucht werden sollen. Die zufälligen Einflüsse, welche durch Verteilungsfunktionen repräsentiert werden, können mit Hilfe der stochastischen Simulation untersucht werden. Unter stochastischer Simulation versteht man die Simulation von stochastischen Modellen. Diese sind durch Größen gekennzeichnet, deren Eigenschaften und Relationen vom Zufall abhängig sind. Im Gegensatz zur deterministischen Simulation können nicht alle Größen und Entscheidungsregeln, welche in das Simulationsmodell eingehen, als bekannt und eindeutig angesehen werden. Bei der Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen sind die stochastischen Einflussgrößen die fertigungsbedingten Abweichungen der Formelemente.

Die Wahrscheinlichkeit des Auftretens eines zufälligen Ereignisses lässt sich nach seinen Verteilungsgesetzen errechnen, welche in der Regel jedoch nicht von vornherein bekannt sind. Deshalb muss zunächst eine empirische Untersuchung durchgeführt werden, von der auf das entsprechende Verteilungsgesetz geschlossen werden kann. Im Falle der Tole-

ranzanalyse sind dies Messungen im Serienprozess oder Schätzungen auf Grund von Erfahrung. Ein Problem der Simulation besteht darin, mit möglichst geringem Aufwand eine möglichst große Stichprobe zu erhalten, die dem gewünschten Verteilungsgesetz gehorcht. Zur Lösung dieses Problems werden die Monte Carlo Methoden herangezogen. Sie stellen spezielle Verfahren zur Simulation stochastischer Probleme bereit, wobei mit Hilfe von Zufallszahlen künstliche bzw. zufällige Stichproben erzeugt werden, die dem gewünschten Verteilungsgesetz genügen.

Die Monte Carlo Simulation ist ein leistungsfähiges Werkzeug zur Lösung stochastischer Probleme und steht in zahlreichen kommerziellen Simulationsprogrammen und Bibliotheken zur Verfügung (z. B. MATLAB). Der prinzipielle Ablauf einer Monte Carlo Simulation kann wie folgt beschrieben werden:

Gegeben sei die Funktion $Y = g(X_1, X_2, \dots, X_n)$, wobei X_1, X_2, \dots, X_n Zufallsvariablen mit bekanntem Verteilungsgesetz sind. Die Verteilung von Y soll mit Hilfe der Monte Carlo Simulation bestimmt werden. Folgende Schritte sind erforderlich:

1. Erzeugung der Zufallsvariablen X_1, X_2, \dots, X_n gemäß ihres Verteilungsgesetzes für jeden Durchlauf.
2. Berechnung von $Y = g(X_1, X_2, \dots, X_n)$ für jeden Durchlauf.
3. N Wiederholungen der Schritte 1. und 2.
4. Ermittlung der Verteilung von Y mit Hilfe der N Stichproben aus den Schritten 1. bis 3.

3.6.2 Gegenüberstellung des mathematischen und mechanischen Modells

Das mechanische Modell bildet den Montageprozess nachgiebiger Baugruppen ab. Die Montage komplexer Baugruppen wird in Form eines

Fügebaumes beschrieben. Die Endgestalt der Baugruppe kann durch iteratives Berechnen der einzelnen Fügeoperationen ermittelt werden. Jede Fügeoperation wird mit Hilfe der erarbeiteten Schritte Positionieren, Einspannen, Fügen und Ausspannen berechnet. Eine Fügeoperation ist dabei durch Geometrie und Werkstoffeigenschaften der Einzelteile bzw. Vorrichtungsmodele und durch die Reihenfolge der Fügemethoden repräsentiert. Die Fügemethoden beschreiben die Randbedingungen zwischen den Paarungselementen für die Lösung der Steifigkeitsbeziehungen. Das mechanische Modell beschreibt die Zusammenhänge zwischen Bauteilen und Vorrichtungen in Form von Gleichungssystemen, welche die Nachgiebigkeit der Bauteile für die Toleranzanalyse geeignet abbilden.

Die Lösung der Gleichungssysteme erfolgt mit Hilfe des mathematischen Modells, welches die stochastische Natur der Toleranzen abbildet. Die festen Größen, wie Lage und Typ der Formelemente, Werkstoffeigenschaften und Randbedingungen, werden durch das mechanische Modell bestimmt und sind Eigenschaften der Nominalgeometrie. Als stochastische Größen, welche durch Verteilungsgesetze gekennzeichnet sind, gehen die fertigungsbedingten Abweichungen und die Streuung der Funktionselemente in das mathematische Modell ein. Die resultierenden Verschiebungen und Kräfte an den einzelnen Paarungs- und Funktionselementen und deren Verteilung wird mit Hilfe der Monte Carlo Simulation ermittelt.

3.6.3 Ablauf der Toleranzanalyse

Die beiden Modelle ergänzen sich also zu einem mathematisch mechanischen Modell zur Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen. Der Berechnungsablauf und die Ein- und Ausgangsparameter sind in Abbildung 3.26 dargestellt. Die Eingangsparameter für das mechanische Modell sind Geometrie, Werkstoffeigenschaften und ein vollständig definierter Fügebaum. Die Knoten des Fügebaumes bilden die Fügeoperationen, welche wiederum durch Fügemethoden beschrieben werden. Die Geometrie der Bauteile und Vorrichtungen ist geprägt durch Typ und Lage der Spann-, Ausricht- und Fügeelemente. Ausgehend von diesen Eingangsparametern

tern, welche den Montageprozess nachgiebiger Baugruppen kennzeichnen, können die Randbedingungen aufgestellt und in die Steifigkeitsbeziehung eingesetzt werden. Die Abbildung des Montageprozesses erfolgt mit Hilfe der Finite Elemente Methoden in den bereits entwickelten Schritten Positionieren, Einspannen, Fügen und Ausspannen, wobei diese Schritte für jeden Knoten des Fügebaumes rekursiv berechnet werden. Ausgangsparameter des mechanischen Modells ist ein Gleichungssystem, welches die Abweichung der Paarungs- und Funktionselemente der resultierenden Baugruppe nach dem Ausspannen als Funktion der fertigungsbedingten Abweichungen der Bauteile und Vorrichtungen beschreibt.

Dieses Gleichungssystem geht als Zwischenergebnis in das mathematische Modell ein. Die Verteilungsfunktion für die Abweichungen der Formelemente auf Bauteilen und Vorrichtungen ist ein weiterer Eingangsparameter und wird für die Formelemente mit Hilfe der für jedes Fertigungsverfahren typischen Streuung aus Erfahrungswerten bzw. aus Messwerten in der Produktion ermittelt. Die Gewährleistung von bestimmten Funktionen oder Qualitätskriterien erfordert ebenfalls die Festlegung von Verteilungsgesetzen in Zusammenarbeit zwischen Konstruktion und Fertigung. Ausgehend von diesen Eingangsparametern kann mit Hilfe der Monte Carlo Methoden die Verteilungsfunktion für die Abweichungen von Paarungs- und Funktionselementen der Baugruppe nach dem Ausspannen ermittelt werden. Ausgangsparameter und Ergebnis der Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen ist somit die Beschreibung der toleranzbehafteten Endgestalt einer Baugruppe nach Durchlaufen des Fügebaumes mit Hilfe von Verteilungsgesetzen für die Abweichungen der einzelnen Formelemente insbesondere der Funktionselemente.

3.7 Zusammenfassung und Fazit

In diesem Kapitel wurde ein neues Modell zur Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen entwickelt. Die grundlegende Idee wurde mit Hilfe eines einfachen eindimensionalen Beispielles charakterisiert und anschließend weiterentwickelt. Der Einfluss der Modellparameter auf das Ergebnis der

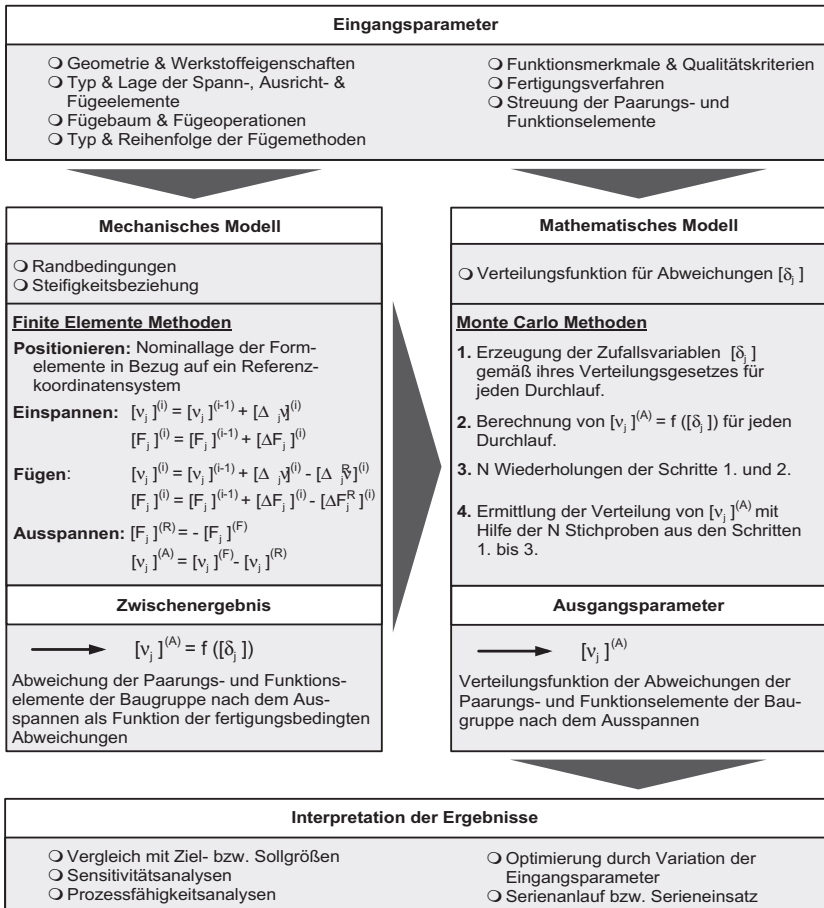


Abbildung 3.26: Ablauf der Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen

Toleranzanalyse wurde mit Hilfe von Finite Elemente Methoden anhand von Biegebalkenmodellen aufgezeigt.

Nach der Analyse grundlegender Konzepte des Fügens nachgiebiger Bauteile wurde eine geeignete Repräsentation nachgiebiger Baugruppen erarbeitet. Auf dieser Basis wurde ein Modell des Montageprozesses entwickelt, welches die Berechnung der Fortpflanzung von Abweichungen in

nachgiebigen Baugruppen ermöglicht.

Der Montageprozess wurde dabei durch einen Fügebaum, Fügeoperationen und Fügemethoden strukturiert. Eine Fügeoperation wurde durch die Schritte Positionieren, Einspannen, Fügen und Ausspannen abgebildet. Die Berechnung der Abweichungen und des Rücksprunges nach dem Ausspannen wurde vorgestellt. Ergebnis ist ein mechanisches Modell des Montageprozesses nachgiebiger Baugruppen, welches durch eine methodische Vorgehensweise die Berechnung der Fortpflanzung von Abweichungen ermöglicht.

Die stochastische Natur der Fertigungstoleranzen wurde mit Hilfe von Monte Carlo Methoden abgebildet. Die Kombination der beiden Modelle zu einem mathematisch mechanischen Modell zur Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen war Basis für die Beschreibung der methodischen Vorgehensweise.

4 Toleranzmanagement im Produktentstehungsprozess

Im letzten Kapitel wurde ein Modell zur Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen entwickelt. Ein grundlegendes Konzept zur Anwendung der Methoden der Toleranzanalyse für starre und nachgiebige Baugruppen im Produktentstehungsprozess ist Inhalt dieses Kapitels. Dazu werden zunächst die Grundlagen des Toleranzmanagements beschrieben und die Anwendung der Methoden zur Toleranzanalyse in Form eines Iterationszyklus erarbeitet. Auf dieser Basis wird die iterative und rekursive Anwendung einer Mikro-Logik in den einzelnen Phasen des Produktentstehungsprozesses abgeleitet.

4.1 Ursachen für Toleranzprobleme

Ein durchgängiges Toleranzmanagement erstreckt sich über den gesamten Produktentstehungsprozess, denn die Ursachen für Toleranzprobleme bei der Montage und die resultierenden Funktions- bzw. Qualitätsmängel liegen in unterschiedlichen Bereichen:

- **Konstruktion:** Bereits bei der Konstruktion der Nominalgeometrie von Bauteilen können Fehler auftreten, welche später toleranzbedingte Montageprobleme verursachen. Sind die Formelemente, welche die Bauteilgestalt definieren, fehlerhaft bzw. falsch gewählt, so können Montage- und Qualitätsprobleme auftreten. Die Paarungselemente müssen als Bestandteil der Nominalgeometrie so ausgewählt werden, dass die Bauteile geeignet ausgerichtet sind und an den Fügstellen zueinander passen.
- **Fertigung:** Auch wenn Bauteile perfekt, d. h. in Nominalgeometrie, konstruiert werden, so können sie nicht perfekt gefertigt werden. Jeder Fertigungsprozess beinhaltet charakteristische Abweichungen, welche nicht zu vermeiden sind. Zusätzlich kann der

Fertigungsprozess fehlerhaft ausgelegt oder die Prozessparameter können unzureichend eingestellt sein, so dass die Bauteile nicht innerhalb der geplanten Toleranzen liegen.

- **Montage:** Perfekt konstruierte und gefertigte Bauteile können falsch zusammgebaut werden. Im automatisierten Montageprozess treten Abweichungen beispielsweise durch ungenaue Positionierung auf. Der Montageprozess kann ebenfalls fehlerhaft ausgelegt (z. B. Reihenfolge) oder Vorrichtungen können schlecht justiert sein. Bei nachgiebigen Baugruppen treten in diesem Fall meist ungewollte Verformungen auf. Starre Bauteile können u. U. auf Grund von theoretischen Überschneidungen nicht montiert werden.
- **Qualitätssicherung:** In der Qualitätssicherung führen Fehler beim Vermessen von Bauteilen zu mangelhaften bzw. falschen Aussagen über die Fertigungs- und Montageprozesse. Die Qualitätssicherung muss daher bereits während der Produktentwicklung die geeignete Messstrategie und Ausrichtung der Bauteile festlegen.

4.2 Grundlagen und Begriffsbestimmung

Im Sinne einer integrierten Produkt- und Prozessentwicklung und einer Digital Mock-up Strategie werden Untersuchungen, welche Änderungen an Produkt oder Prozess auslösen können, möglichst in frühen Phasen der Produktentstehung durchgeführt. Bisher wird ohne ein geeignetes Modell zur Analyse der Änderungsbedarf auf Grund von Toleranzproblemen erst sehr spät identifiziert und führt daher zu erheblichen Kosten; denn eine auf physischen Mustern basierende Toleranzuntersuchung ist nur mit Serienwerkzeugen und -prozessen sinnvoll und kann daher erst sehr spät im Produktentstehungsprozess durchgeführt werden. Das Problem der geeigneten Tolerierung muss daher als Voraussetzung für einen Toleranzmanagementprozess mathematisch formuliert und mit Hilfe eines geeigneten Modells gelöst werden. Ein Modell zur Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen wurde in Kapitel 3 entwickelt. Existierende

Modelle zur Toleranzanalyse starrer Baugruppen wurden in Kapitel 2 angeführt.

4.2.1 Toleranzmanagement

Der Begriff Toleranzmanagement wird bei BOHN (1998) in Anlehnung an das Qualitätsmanagement nach DIN ISO 8402 definiert. Unter Toleranzmanagement versteht man demnach Vorgehensweisen zur Toleranzpolitik, Toleranzplanung, Toleranzlenkung, Toleranzsicherung und Toleranzverbesserung. BOHN (1998) verzichtet jedoch in seiner Arbeit auf diese Untergliederung und stellt statt dessen die durchgängige Vorgehensweise sowie die erforderlichen Hilfsmittel für ein entwicklungsprozessintegriertes Toleranzmanagement in den Vordergrund.

Die Vorgehensweise, die Zusammenarbeit der unterschiedlichen Bereiche und die Anwendung der unterschiedlichen Modelle zur Toleranzanalyse sollen auch in der vorliegenden Arbeit im Mittelpunkt stehen. In Anlehnung an SOEDERBERG ET AL. (1998) wird daher der Begriff Toleranzmanagement bestimmt. Toleranzen sind im Grunde genommen ein Hilfsmittel zur Bewältigung der Streuungen in der Produktentstehung. Alle Fertigungsprozesse unterliegen Abweichungen, welche in der Serienfertigung in Form von Wahrscheinlichkeitsverteilungen beschrieben werden. Diese Tatsache impliziert, dass die gefertigte Geometrie nicht mit der durch die Konstruktion definierten Nominalgeometrie übereinstimmt. Die gefertigte Geometrie wird daher durch die Nominalgeometrie und die zu erwartende Abweichung bzw. Streuung beschrieben. Die Verbesserung der Genauigkeit geht bei den meisten Fertigungsprozessen mit einer Steigerung der Kosten einher. Dies ist der wesentliche Grund dafür, dass Konzepte, deren Funktionalität auf sehr engen Toleranzen beruht, vermieden werden sollen. Der Begriff Toleranzmanagement bezeichnet somit einen Weg zur Bewältigung der fertigungsbedingten Streuungen im Produktentstehungsprozess und zur Sicherstellung der Funktion, Gestalt und vor allem auch der **Montagefähigkeit von Produkten**. Dabei wird in der Phase der Produktkonstruktion die Nominalgeometrie festgelegt und es werden Toleranzen vergeben, welche die zulässige Ab-

weichung eines Formelementes von der Nominalgeometrie in der Phase der Produktherstellung einschränken. In diesem komplexen Prozess sind Funktions- und Qualitätsaspekte laufend gegen Fertigungs-, Montage- und Kostengesichtspunkte abzuwägen.

4.2.2 Idealprozess

Der ideale Ablauf des Toleranzmanagements lässt sich im Wesentlichen durch die folgenden Schritte beschreiben, welche in den nächsten Abschnitten weiter detailliert und ergänzt werden.

1. *Definition der Funktionselemente:* Funktionselemente sind Bestandteil der Nominalgeometrie und überprüfbare geometrische Eigenschaften einer Baugruppe bzw. eines Produktes. Funktionselemente sind Formelemente, welche für die Produktfunktion ausschlaggebend sind. Neben den für den geplanten Einsatz des Produktes unerlässlichen Eigenschaften werden auch optische (ästhetische) Anforderungen an ein Produkt unter dem Begriff Funktion zusammengefasst und in Funktionselementen abgebildet. Die Definition der Funktionselemente erfolgt durch physikalische Wirkprinzipien und durch deren konstruktive Ausführung oder durch das Design.
2. *Definition der Paarungselemente:* Paarungselemente sind Bestandteil der Nominalgeometrie und überprüfbare geometrische Eigenschaften eines Bauteiles bzw. einer Vorrichtung. Paarungselemente sind Formelemente, welche für die Definition des Montageprozesses ausschlaggebend sind und Voraussetzung für die Produktfunktion. Die Definition der Paarungselemente prägt den Montageprozess und die Montagereihenfolge.
3. *Bestimmung der Akzeptanzgrenzen für Funktionselemente:* Für jedes Funktionselement muss der Bereich ermittelt werden, in dem die Produktfunktion nicht beeinträchtigt ist. Dann kann unter Berücksichtigung der am Markt durchsetzbaren Funktionsgüte die

anzustrebende Funktionstoleranz, d. h. die Streuung in den Funktionselementen, abgeleitet werden.

4. *Toleranzsynthese - Ermitteln der zulässigen Fertigungsabweichungen:* Um die Herstellung des Produktes zu ermöglichen, müssen aus den Streuungen der Funktionselemente die Anforderungen an die restlichen Formelemente der Bauteile und damit an die geeigneten Fertigungsverfahren und Montageprozesse ermittelt werden.
5. *Qualitätssicherung und statistische Prozesskontrolle:* Die Einhaltung der Toleranzen in der Fertigung und Montage sowie die Produktfunktion muss kontrolliert werden.

Ausgehend von den Kundenanforderungen hinsichtlich Qualität und Funktion sollen also die Fertigungs- und Montageprozesse mit Hilfe des Toleranzmanagements bestimmt und kontrolliert werden. Die ersten beiden Schritte beinhalten die Definition der Nominalgeometrie einer Baugruppe. Erst danach werden auf dieser Basis die Toleranzen für eine Baugruppe definiert und überprüft.

Die Problematik der Toleranzsynthese wurde in Kapitel 2 erläutert. Im Rahmen dieser Arbeit soll ein anderer Ansatz zur Toleranzsynthese gewählt werden. Durch den iterativen Einsatz der Toleranzanalyse können gute Ergebnisse erreicht werden. Die Suche nach dem Optimum läuft dabei nicht automatisch ab, sondern nach wie vor ist Expertenwissen gefordert, um einen optimalen Prozess realistisch zu beschreiben. Ein solches Verfahren wird meist nicht zu einem globalen Optimum im mathematischen Sinne führen. In der Praxis ist die Vorgehensweise jedoch zielführend, da meist nur eine Lösung gesucht ist, welche den Zielvorstellungen entspricht. Die Qualität der Lösung ist bei dem hier gewählten pragmatischen Ansatz zur Toleranzsynthese abhängig von der Güte der Ausgangswerte und der Erfahrung des jeweiligen Anwenders.

Methoden zur Toleranzanalyse starrer Baugruppen wurden in Kapitel 2 angeführt. In Kapitel 3 wurde eine neue Methode zur Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen entwickelt. Die Streuung der Funktionselemente kann mit diesen Methoden als Funktion der Streuung der Paarungselemente dargestellt werden.

4.3 Iterationszyklus der Toleranzsynthese

Die iterative Vorgehensweise zur Toleranzsynthese dient der Optimierung des Ergebnisses der Toleranzanalyse. Die Vorgehensweise wird in Abbildung 4.1 veranschaulicht.

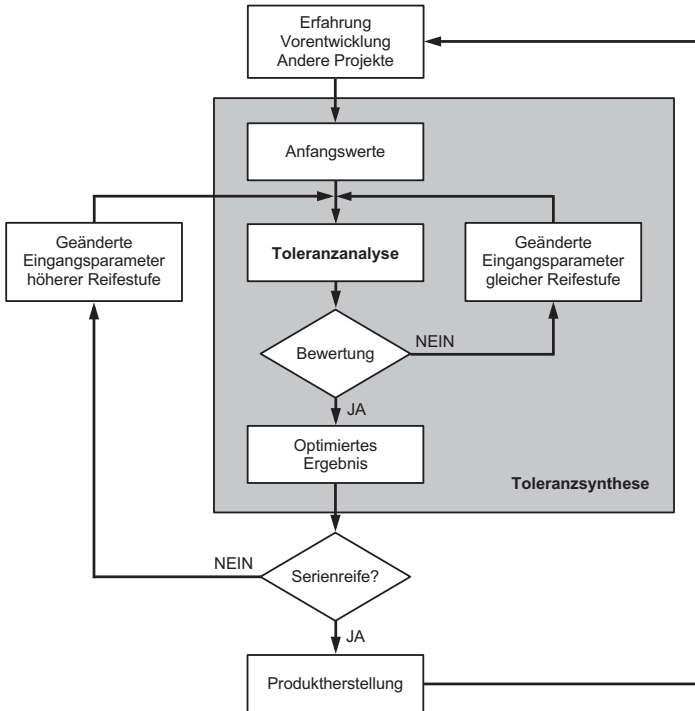


Abbildung 4.1: Iterationszyklus der Toleranzsynthese

Die Anfangswerte für die Toleranzanalyse werden aufgrund von Erfahrungen, Konstruktionskatalogen, Vorentwicklungen und Ergebnissen aus anderen Projekten aufgestellt. Die Qualität der Anfangswerte ist von den beteiligten Mitarbeitern und vom Informationsfluss zwischen den unterschiedlichen Bereichen abhängig. Bei der Bewertung der Ergebnisse der Toleranzanalyse müssen Funktions- und Qualitätsaspekte gegen Fertigungs-, Montage- und Kostengesichtspunkte abgewogen wer-

den. Werden die Anforderungen nicht erfüllt, so findet eine Iterationschleife statt. Die Eingangsparameter der Toleranzanalyse werden geeignet abgeändert und nach einer neuen Toleranzanalyse findet wiederum eine Bewertung der Ergebnisse statt. Dieser Iterationszyklus ist so oft zu wiederholen, bis ein optimiertes Produkt- und Prozessmodell vorliegt und die Erfordernisse eines Entwicklungsstandes erfüllt sind. Danach werden die Eingangsparameter in der nächsten Entwicklungsphase weiter verfeinert und detailliert. Der Iterationszyklus der Toleranzsynthese wird erneut durchlaufen, solange bis der Entwicklungsstand die Serienreife erreicht hat. Die Erfahrungen aus der Produktherstellung müssen wiederum in neue Projekte einfließen. Während der Produktherstellung kann die Toleranzanalyse zur Diagnose von Fertigungs- und Montagefehlern bzw. -problemen eingesetzt werden. Am Ende dieses Prozesses steht ein Produkt- und Prozessmodell mit überprüften Toleranzeigenschaften. Dabei muss das primäre Ziel die Gewährleistung der Prozesssicherheit sein. In zweiter Linie kann mit entsprechendem Aufwand eine Kostenoptimierung angestrebt werden.

Da mit der Toleranzanalyse nur ermittelt wird, inwieweit definierte Vorgaben mit gegebenen Produkt- und Prozessdaten erreicht werden, sind Startwerte für die erste Untersuchung erforderlich. Die als Anfangswerte benötigten Eingangsparameter werden im Folgenden näher betrachtet.

4.3.1 Funktions- und Qualitätsanforderungen

Zunächst müssen die Funktions- und Qualitätsanforderungen durch Funktionselemente beschrieben werden. Dann werden die Akzeptanzgrenzen für die Funktionselemente festgelegt. Dabei besteht folgender Zielkonflikt: Der Markt fordert möglichst geringe Streuungen, aber die Produktion ist einfacher und billiger, wenn höhere Varianzen zugelassen werden. Die von TAGUCHI (1986) entwickelte Verlustfunktion (Quality Loss Function) ist ein Instrument zur Ermittlung sinnvoller Werte für die akzeptierbare Streuung der Funktionselemente.

4.3.2 Montage- und Fertigungsprozess

Detailkonzepte für Montage- und Fertigungsprozesse werden in der Vorentwicklung erarbeitet oder von bereits durchgeführten Projekten übernommen. Zu einem vollständigen Konzept gehören neben den Funktionsprinzipien auch Vorschläge zur Herstellung. Dabei werden die Fertigungs- und Montageprozesse festgelegt sowie die Bauteile bzw. das gesamte Produkt mit Hilfe von Formelementen und deren Streuung beschrieben. Mit der Festlegung eines Fertigungsverfahrens für Einzelteile können auch die Fertigungstoleranzen der einzelnen Formelemente abgeschätzt und durch charakteristische Wahrscheinlichkeitsverteilungen beschrieben werden. In grundsätzlichen Überlegungen zur Montierbarkeit eines Produktes werden bereits sehr früh im Produktentstehungsprozess Paarungselemente und mögliche Montageprozesse definiert. Detailkonzepte für die Ausricht- und Spannsysteme können in firmenspezifischen Richtlinien formuliert werden. BOHN (1998) beschreibt z. B. derartige Detailkonzepte mit Hilfe von Konstruktionskatalogen zum toleranzgerechten Konstruieren.

4.4 Nominalgeometrie und Toleranzanalyse

Die Nominalgeometrie ist die Grundlage für die Definition und Analyse von Toleranzen. Bereits bei der Definition der Formelemente, welche Bestandteil der Nominalgeometrie sind, können Fehler auftreten, welche sich auf das Ergebnis der Toleranzanalyse auswirken. Daher ist zuerst die Nominalgeometrie zu analysieren. Die Funktionselemente sind meist durch physikalische Wirkprinzipien und durch deren konstruktive Ausführung oder durch das Design bestimmt. Die Paarungselemente, welche den Montageprozess definieren, müssen dann geeignet gewählt werden, so dass die Funktion erfüllt werden kann.

Das Verständnis der statischen Bestimmtheit, welche eine Eigenschaft der Nominalgeometrie ist, spielt dabei eine entscheidende Rolle. Für einfache Baugruppen kann zur Analyse der statischen Bestimmtheit u. U. die Grübler Gleichung herangezogen werden (GRÜBLER 1917, HEINZL 1992, KOLLER 1996), komplexe Baugruppen können zuverlässig mit

Hilfe der Schrauben Theorie (BALL 1900, WHITNEY & ADAMS 1999, WHITNEY & MANTRIPRAGADA 1999, WHITNEY 2001) analysiert werden. Baugruppen können dabei gleichzeitig statisch bestimmt, über- und unterbestimmt sein abhängig von den unterschiedlichen Freiheitsgraden. Abbildung 4.2 zeigt eine entsprechende Klassifizierung von Baugruppen.

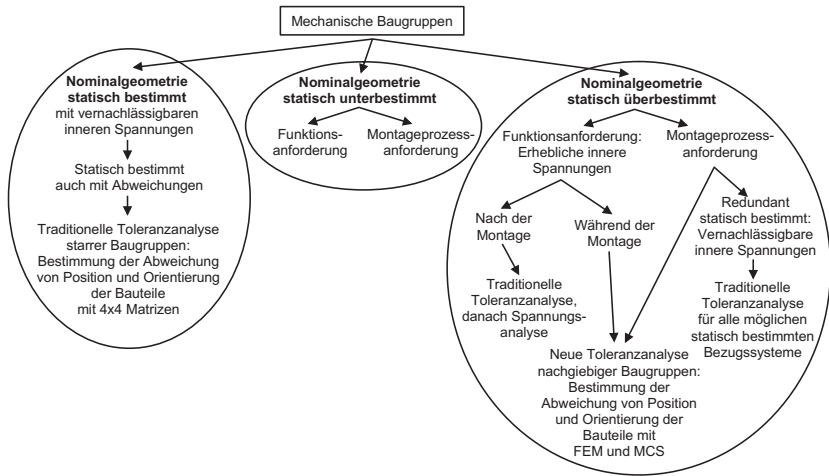


Abbildung 4.2: Klassifizierung von Baugruppen

4.4.1 Statisch bestimmte Baugruppen

Bei statisch bestimmten Baugruppen wird die Lage der Funktionselemente allein durch geometrische Randbedingungen an den Paarungselementen erreicht. Diese Vorgehensweise wird auch „Kinematic Assembly Design“ genannt (WHITNEY 2001). Voraussetzung ist, dass die Baugruppe als starr betrachtet werden kann und der Zustand der statischen Bestimmtheit auch mit fertigungsbedingten Abweichungen erhalten bleibt. Die Position und Orientierung der Bauteile wird nur durch die Paarungselemente bestimmt. Die Stabilität der Baugruppe wird oft durch Schrauben, Federn etc. erreicht, welche die Verbindung der Bauteile sicherstellen. Die Lage der Formelemente zueinander bleibt dabei konstant, d. h.

innere Spannungen sind klein und können vernachlässigt werden. Die traditionellen Methoden zur Toleranzanalyse starrer Baugruppen können eingesetzt und die Position und Orientierung der Bauteile mit Abweichungen kann mit Hilfe von 4×4 Transformationsmatrizen ermittelt werden (z. B. GAO 1993, WHITNEY 2001). Mit Hilfe der Toleranzanalyse wird die Montagefähigkeit analysiert.

4.4.2 Statisch unterbestimmte Baugruppen

Bei statisch unterbestimmten Baugruppen sind zwei Fälle zu unterscheiden. Zum einen kann die Funktion der Baugruppe durch eine Bewegung bzw. Kinematik gekennzeichnet sein. Die statische Unterbestimmtheit ist also eine Funktionsanforderung. In der Toleranzanalyse kann eine Menge von statisch bestimmten Baugruppen modelliert werden, da derartige Baugruppen als starr und statisch bestimmt für infinitesimal kleine Bewegungsschritte betrachtet werden können. Zum anderen können statisch unterbestimmte Baugruppen eine Steigerung der Genauigkeit im Montageprozess bewirken (z. B. Überlappstoss bei Blechbauteilen). Die Bauteile werden mit Hilfe von Vorrichtungen zueinander ausgerichtet, wobei Fertigungsabweichungen kompensiert werden können. In diesem Fall sind Paarungselemente auf den Bauteilen und der Vorrichtung in die Toleranzanalyse einzubeziehen.

4.4.3 Statisch überbestimmte Baugruppen

Die statische Überbestimmtheit kann zur Gewährleistung der Funktion oder der Montagefähigkeit beitragen. Im ersten Fall treten meist erhebliche innere Spannungen auf, wobei hinsichtlich des Zeitpunktes zwei Fälle zu unterscheiden sind. Werden die Spannungen erst nach der Montage aufgebracht, wie z. B. bei vorgespannten Kugellagern, so ist die Baugruppe zunächst als statisch bestimmt zu betrachten. Mit Hilfe der traditionellen Methoden zur Toleranzanalyse starrer Baugruppen wird die Montagefähigkeit analysiert werden. Danach können die auftretenden Kräfte

und Spannungen für den ungünstigsten Fall z. B. mit Hilfe von FEM untersucht werden. Die Analyse der Toleranzen kann also in diesem Fall von der Analyse der Spannungen getrennt werden, da die Kräfte erst nach der Montage auf die Baugruppe einwirken. Treten die Spannungen bereits während der Montage auf, wie bei nachgiebigen Baugruppen, so kann die Spannungsanalyse nicht mehr von der Toleranzanalyse getrennt werden. Fertigungsbedingte Abweichungen an den Paarungselementen führen zu inneren Spannungen während der Montage und bewirken somit Verformungen bzw. Kräfte an den Paarungselementen. In diesem Fall können die Montagefähigkeit und die resultierenden Gesamtabweichungen der Baugruppe mit Hilfe der in Kapitel 3 entwickelten neuen Methode zur Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen ermittelt werden.

Ist die statische Überbestimmtheit aus der Sicht des Montageprozesses erforderlich, so sind zwei Fälle zu unterscheiden. Bei nachgiebigen Baugruppen sollen Verformungen aufgrund von Gewicht- oder Prozesskräften vermieden werden oder der Fügeprozess macht eine bestimmte Bauteilgestalt erforderlich (z. B. kleine Spalte beim Laserschweißen). Die Montagefähigkeit und die resultierenden Gesamtabweichungen der Baugruppe werden mit Hilfe der in Kapitel 3 entwickelten neuen Methode zur Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen berechnet. Im zweiten Fall sind die Baugruppen starr und die Verformungen an den Paarungselementen bzw. inneren Spannungen vernachlässigbar klein. Die Baugruppe ist im Grunde genommen redundant statisch bestimmt, wobei die Lage der Funktionselemente nur durch die geometrischen Randbedingungen an den Paarungselementen erreicht wird. Die Montagefähigkeit und die Gesamtabweichungen der Baugruppe werden mit den traditionellen Methoden der Toleranzanalyse bestimmt, wobei die Analyse für alle möglichen statisch bestimmten Bezugssysteme durchzuführen ist. Redundant bestimmte Baugruppen sind zu vermeiden. Die Genauigkeit der Bauteilpositionierung und -orientierung kann u. U. erhöht werden; der Montageprozess ist jedoch meist nicht robust, denn Spiel zwischen Paarungselementen oder die Reihenfolge können das Ergebnis ungewollt beeinflussen.

Grundsätzlich ist festzustellen, dass nachgiebige Baugruppen meist

statisch überbestimmt sind. Die Funktion kann nicht allein durch geometrische Randbedingungen (statisch bestimmt), sondern nur mit inneren Spannungen erreicht werden. Dabei sind die Spannungen meist unerwünscht, jedoch nicht zu vermeiden.

4.5 Toleranzmanagement im Produktentstehungsprozess

Auf der bisher erarbeiteten Basis wird nun ein Toleranzmanagementprozess entwickelt. Die Definition der Nominalgeometrie und der Iterationszyklus der Toleranzsynthese liegen den nachfolgend beschriebenen Phasen zugrunde. Diese Mikro-Logik, welche iterativ im Produktentstehungsprozess durchlaufen wird, wird ähnlich wie der Problemlösungszyklus (DAENZER & HUBER 1994) strukturiert beschrieben. Abbildung 4.3 zeigt die Gliederung des Toleranzmanagementprozesses in drei Phasen, welche iterativ und rekursiv im Produktentstehungsprozess durchlaufen werden.

In frühen Phasen der Produktentstehung müssen Anfangswerte auf Grund von Erfahrungen aus Vorentwicklungen oder anderen Projekten gewählt werden. Unterschiedliche Konzepte sind miteinander zu vergleichen. Die Analyse der Nominalgeometrie und die Toleranzanalyse kann dabei schon früh erste qualitative Aussagen liefern. In den nachfolgenden Phasen der Produktentstehung werden die Konzepte und die Eingangsparameter bis zur Serienreife weiter verfeinert und präzisiert, so dass auch quantitative Aussagen getroffen werden können. In der Produktherstellung gewonnene Erfahrung fließt wiederum in neue Produktentwicklungsprojekte ein.

4.5.1 Definitionsphase Nominalgeometrie

Ergebnis dieser Phase ist die Definition der Nominalgeometrie, wobei nicht nur die Baugruppen, sondern auch die zur Montage nötigen Vorrichtungen beschrieben werden.

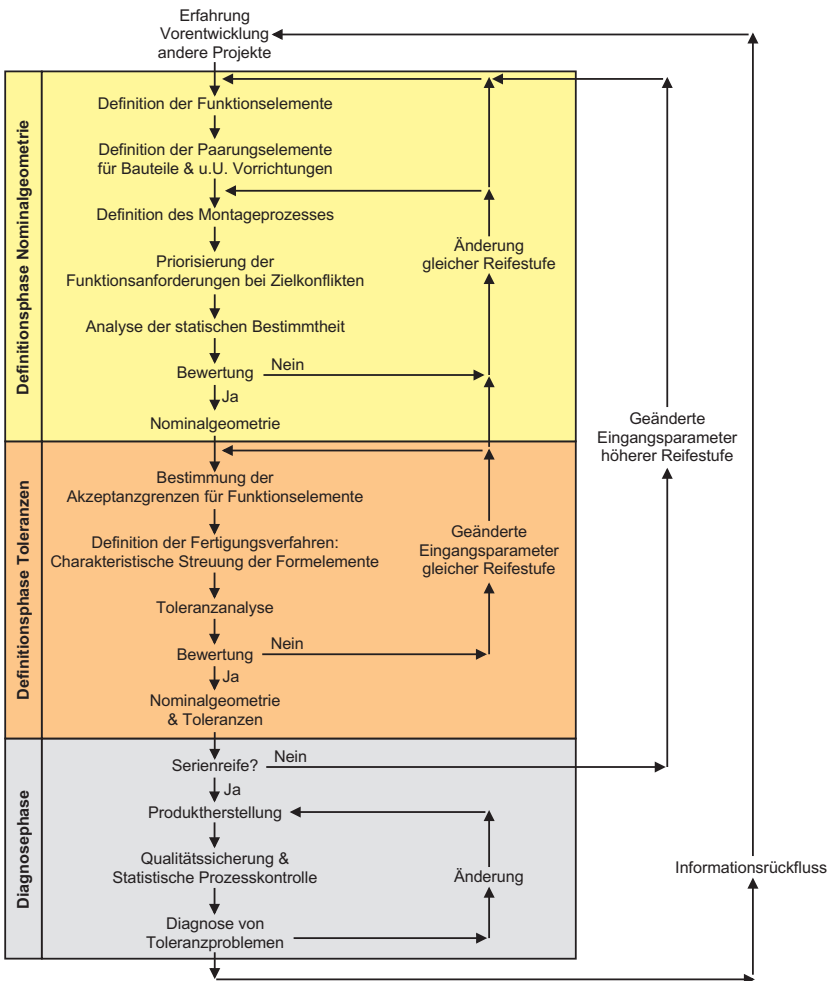


Abbildung 4.3: Mikro-Logik des Toleranzmanagements

Zuerst sind die Funktionselemente zu definieren. Die Funktion einer Baugruppe oder eines Produktes wird in der Konstruktionsmethodik durch physikalische Wirkprinzipien und durch deren konstruktive Ausführung beschrieben. Optische bzw. ästhetische Anforderungen werden ebenfalls mit Hilfe von geometrischen Formelementen abgebildet. Die

für die Analyse von nachgiebigen Baugruppen wesentlichen Werkstoffeigenschaften bestimmt meist die Funktion des Produktes.

Auf dieser Grundlage werden die Paarungselemente definiert. Dabei sind nicht nur die Formelemente auf den zu montierenden Bauteilen, sondern u. U. auch auf den Vorrichtungen geeignet auszuwählen. Es sind prinzipiell zwei Arten von Baugruppen zu unterscheiden: Zum einen können die Paarungselemente so definiert werden, dass keine zusätzlichen Vorrichtungen zur Bauteilausrichtung nötig sind. Die Position und Orientierung der Bauteile zueinander wird dabei nur durch Paarungselemente auf den Bauteilen bestimmt. Zum anderen kann die Genauigkeit im Montageprozess durch Vorrichtungen u. U. mit integrierter Messeinrichtungen erhöht werden. Die Bauteile allein sind dann statisch unterbestimmt und der jeweilige Freiheitsgrad wird durch die Vorrichtung eingeschränkt. In diesem Falle ist die Vorrichtung in die nachfolgende Toleranzanalyse einzubeziehen. Die Definition der Paarungselemente prägt den als nächstes zu beschreibenden Montageprozess.

Der Montageprozess wird durch den Fügebaum, die Fügeoperationen und die Fügemethoden festgelegt. Der Fügebaum beschreibt die Montager Reihenfolge der einzelnen Bauteile und Vorrichtungen zu einer Baugruppe. Eine Fügeoperation, welche die Knoten des Fügebaumes bildet, wird durch Fügemethoden detailliert. Die Fügemethoden beschreiben die Paarung der jeweiligen Formelemente auf den einzelnen Bauteilen bzw. Vorrichtungen. Bei starren Baugruppen sollten die Fügemethoden so gewählt werden, dass nach jeder Fügeoperation eine statisch bestimmte Baugruppe vorliegt. Nachgiebige Baugruppen sind statisch überbestimmt, daher wird eine Fügeoperation durch die Schritte Positionieren, Einspannen, Fügen und Ausspannen (Kapitel 3) beschrieben. Jedem Schritt werden die entsprechenden Fügemethoden zugeordnet.

Bei Zielkonflikten müssen die Funktionsanforderungen nach Priorität berücksichtigt werden. Komplexe Baugruppen sind oft dadurch gekennzeichnet, dass nicht alle durch Funktionselemente beschriebenen Anforderungen unabhängig voneinander erreicht werden können. Eine Unterscheidung von Muss-, Soll- und Wunschzielen ist dann zweckmäßig und erleichtert die Definition des Montageprozesses. Die Erfüllung von

Musszielen ist zwingend vorgeschrieben. Beispiel ist die Montierbarkeit der Bauteile oder u. U. die Erfüllung sicherheitsrelevanter Funktionen. Bei Soll- bzw. Wunschzielen wird eine möglichst gute Zielerfüllung angestrebt, wobei Sollziele wichtiger sind als Wunschziele. Die Soll- und Wunschziele bilden die Kriterien für die spätere Bewertung der Lösungskonzepte.

Die statische Bestimmtheit der Nominalgeometrie kann, wie in Abschnitt 4.4 beschrieben, analysiert werden. Bei der anschließenden Bewertung können bereits Fehler in der Nominalgeometrie vermieden werden. Es ist darauf zu achten, dass starre Baugruppen statisch bestimmt und nachgiebige Baugruppen nicht mehr als nötig überbestimmt sind. Die statische Überbestimmung von starren Baugruppen ist ein überraschend häufig anzutreffender Fehler (KRIEGEL 1995, BLANDING 1999, WHITNEY 2001). Das Ergebnis der Bewertung kann erste Änderungen bei der Definition des Montageprozesses oder der Formelemente auslösen. Durch die Ermittlung der statischen Bestimmtheit wird auch die anzuwendende Methode zur Toleranzanalyse festgelegt.

4.5.2 Definitionsphase Toleranzen

Ziel dieser Phase ist die Synthese von Toleranzen für die bereits definierte Nominalgeometrie.

Der erste Schritt zur Definition der Toleranzen ist die Bestimmung von Akzeptanzgrenzen für die Funktionselemente. Durch Erfahrung oder auch Versuche wird der Bereich ermittelt, in dem die Funktion der Baugruppe nicht beeinträchtigt ist. Oft sind jedoch keine scharfen Grenzen anzugeben, innerhalb derer die Funktion hundertprozentig erfüllt ist (Gleichverteilung). In diesem Falle kann z. B. mit Hilfe der von TAGUCHI (1986) entwickelten Verlustfunktion (Quality Loss Function) die akzeptierbare Streuung der Funktionseigenschaften ermittelt werden. Die Erfüllung einer Funktionseigenschaft wird also in Form einer Wahrscheinlichkeitsverteilung als zu erreichendes Ziel definiert.

Im nächsten Schritt sind die Fertigungsverfahren für die Bauteile festzulegen. Dabei werden die Abweichungen der jeweiligen Formelemente

durch eine für das gewählte Fertigungsverfahren charakteristische Wahrscheinlichkeitsverteilung beschrieben.

Die Nominalgeometrie, der bereits definierte Montageprozess und die fertigungsbedingten Abweichungen der Formelemente sind die Eingangswerte für die nachfolgende Toleranzanalyse. Ergebnis der Toleranzanalyse ist eine Wahrscheinlichkeitsverteilung für die Abweichung der Funktionselemente.

Beim anschließenden Bewertungsschritt werden die Ergebnisse der Toleranzanalyse mit den zuvor definierten Akzeptanzgrenzen für die Funktionselemente, welche das zu erreichende Ziel festlegen, verglichen. Wird das Ziel nicht erreicht, so können zum einen die Zielvorgaben oder auch die Fertigungsverfahren geändert werden, zum anderen kann über ein neues Konzept in der Definitionsphase Nominalgeometrie nachgedacht werden.

4.5.3 Diagnosephase

Die Definitionsphasen Nominalgeometrie und Toleranzen werden iterativ und rekursiv in der Phase der Produktentwicklung durchlaufen, solange bis das entwickelte Produkt Serienreife erreicht hat. Danach wird in der Phase der Produktherstellung mit Methoden der Qualitätssicherung und insbesondere durch statistische Prozesskontrolle die Einhaltung der Toleranzen in der Fertigung und Montage sowie die Produktfunktion überwacht. Dadurch können Qualitätsprobleme bereits frühzeitig erkannt werden.

Die Auswirkungen mangelhafter Einhaltung der festgelegten Fertigungstoleranzen oder Probleme, welche auf Fehler im Montageprozesses zurückzuführen sind, lassen sich mit Hilfe von Methoden zur Toleranzanalyse untersuchen. Nur die systematische Modellierung der toleranzbehafteten Geometrie und des Montageprozesses ermöglicht eine Analyse der Ursachen und damit eine gezielte Änderung. Denn eine typische Eigenschaft komplexer Systeme ist auch für das Toleranzmanagement gültig: Die Ursachen für Fehler liegen meist nicht dort, wo Fehler sichtbar werden. Bei komplexen Baugruppen kann u. U. erst das letzte Bauteil

nicht montierbar sein, obwohl es die Anforderungen hinsichtlich Toleranzen erfüllt. Abweichungen bereits vorher montierter Bauteile können sich fortpflanzen und somit bei späteren Montageschritten Probleme verursachen. In der Phase der Produktherstellung und vor allem beim Serienanlauf können Toleranzprobleme diagnostiziert und durch gezielte Änderungen schnell behoben werden.

4.6 Bereichsübergreifender Informationsfluss

Die Definition von Formelementen für Baugruppen und Vorrichtungen sowie die Vergabe von Toleranzen für einzelne Formelemente wird im Sinne eines Toleranzmanagements nicht nur von der Konstruktion während der Phase der Produktkonstruktion durchgeführt. Die Entscheidungen in einem durchgängigen Toleranzmanagementprozess basieren auf Informationen aus unterschiedlichen Bereichen und beeinflussen nachfolgende Produktphasen. Abbildung 4.4 zeigt die Zuordnung zu verschiedenen Bereichen für eine Reihe von Tätigkeiten und Aufgaben, welche die Vergabe von Toleranzen, die Kontrolle und Bewältigung von Streuungen in der Produktentstehung beeinflussen.

Der Informationsfluss zwischen den Bereichen oder auch zu Zulieferern muss während der unterschiedlichen Phasen der Produktentstehung gewährleistet sein. Die unterschiedlichen Bereiche liefern gemeinsam die Information zur Durchführung der beschriebenen Mikro-Logik des Toleranzmanagements. Die Tätigkeit der Bereiche kann im Hinblick auf einen Toleranzmanagementprozess wie folgt charakterisiert werden:

- In der *Konstruktion und Entwicklung* werden Anforderungen an das Produkt in Anforderungen an einzelne Bauteile aufgeschlüsselt. Die Nominalgestalt der Bauteile wird mit Hilfe von Formelementen beschrieben. Dabei werden Bezugssysteme, Spann-, Ausricht-, Füge- und Funktionselemente festgelegt.

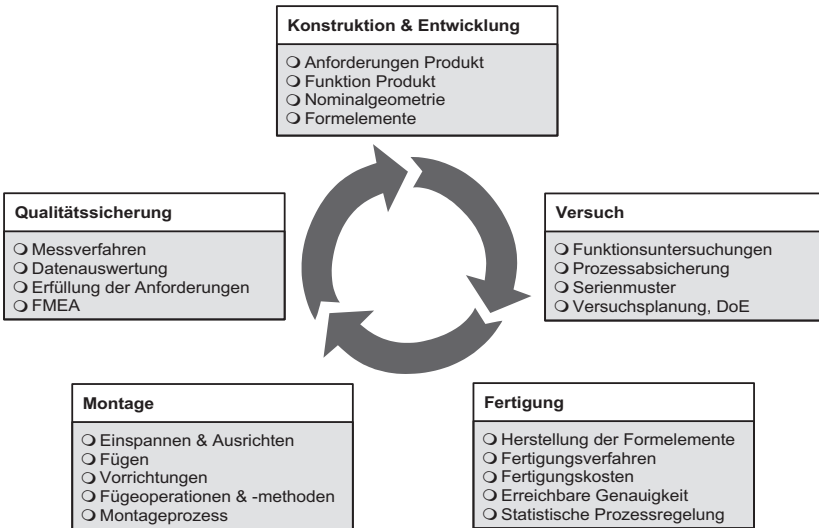


Abbildung 4.4: Toleranzmanagement als bereichsübergreifender Informationsfluss

- Im *Versuch* werden Funktionsuntersuchungen und mit Hilfe von Serienmustern Toleranzuntersuchungen durchgeführt. Die Methoden zur Versuchsplanung (DoE) werden hier eingesetzt.
- In der *Fertigung* werden die Bauteile und somit die Formelemente hergestellt. Die Streuung der Fertigungsprozesse wird mit Hilfe von statistischer Prozessregelung (SPC) überwacht. Die Fertigungskosten sowie die erreichbare Genauigkeit hängen sowohl von der Auswahl des geeigneten Fertigungsverfahrens als auch von der jeweiligen Maschine ab.
- In der *Montage* werden die Bauteile mit Hilfe der Spann- und Ausrichtelemente eingespannt bzw. zueinander ausgerichtet. Die Fügeelemente werden gefügt. Dabei können je nach Bauteil bzw. Baugruppe Vorrichtungen eingesetzt werden. Die Reihenfolge der Fügeoperationen und der Fügemethoden beeinflusst die Qualität des Produktes. Überlegungen hinsichtlich räumlicher Anordnung

der Komponenten, Taktzeit, Kosten und Verfügbarkeit müssen bei der Festlegung des Montageprozesses ebenfalls einfließen.

- Die *Qualitätssicherung* bestimmt die Messstrategie für die gefertigten Bauteile und Baugruppen. Messdaten werden aufgenommen und ausgewertet. Die Bauteile und das Endprodukt sind hinsichtlich der Erfüllung der gestellten Anforderungen zu untersuchen. Unterschiedliche Montage- und Fertigungsstrategien werden bewertet und hinsichtlich ihrer Fehler und Einflüsse untersucht (z. B. durch FMEA).

4.7 Phasen der Produktentstehung

In diesem Abschnitt wird die entwickelte Mikro-Logik des Toleranzmanagements explizit auf den Produktentstehungsprozess übertragen. Dabei werden die einzelnen Phasen des Produktentstehungsprozesses aufgegriffen und die Schritte des Toleranzmanagements erläutert und zugeordnet.

Die Phasen des Produktentstehungsprozesses beschreiben ein zeitliches Raster der Produktentstehung und konkretisieren das allgemeine Vorgehensprinzip der Entwicklung „vom Groben zum Detail“. Die Mikro-Logik des Toleranzmanagements wird in den Phasen der Produktentstehung rekursiv durchlaufen. Die größte Bedeutung kommt ihr in den Phasen der Produktkonstruktion und der Produkterprobung zu, da die meisten Tolerierungsprobleme im Hinblick auf eine möglichst frühzeitige Fehlervermeidung in diesen Phasen gelöst werden müssen. In der Phase der Produktherstellung kann mit Hilfe der Methoden zur Toleranzanalyse die Ursache für auftretende Toleranzprobleme ermittelt werden. Dabei verändert sich nicht nur die Bedeutung der entwickelten Mikro-Logik als Ganzes im Verlauf der Produktentstehung, sondern auch die Bedeutung der einzelnen Vorgehensschritte (Abbildung 4.5).

In der Produktplanung und auch der Produktkonstruktion liegt der Schwerpunkt auf der Definitionsphase Nominalgeometrie. Die Definitionsphase Toleranzen gewinnt in der Produktkonstruktion und der Pro-

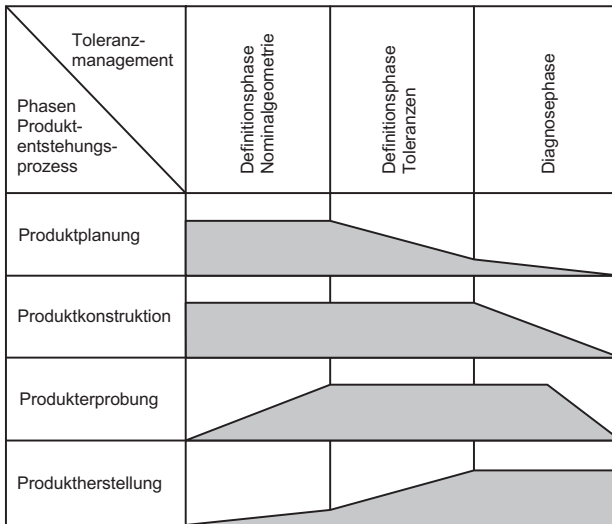


Abbildung 4.5: Schwerpunkte des Toleranzmanagements in der Produktentstehung

dukterprobung an Bedeutung. Die Diagnosephase wird in den späteren Phasen der Produktentstehung entscheidend.

4.7.1 Produktplanung

In der Produktplanung wird durch Marktforschung und Marktanalysen der Bedarf an bestimmten Produkten und das vom Markt gewünschte Produktverhalten ermittelt. Es findet also bereits hier eine Produktdefinition nach Funktion, Qualität und Kosten statt. Die für das Toleranzmanagement relevanten Ergebnisse der Marktforschung sind die Funktions- und Qualitätsanforderungen an neue Produkte. Informationen aus dem Marketing und Vertrieb und aus der Phase des Produktgebrauches fließen ebenfalls in die Planung neuer Produkte ein. Aus diesen Anforderungen und den ersten Produktkonzepten werden Formelemente, insbesondere die Funktionselemente, und deren Tolerierung ermittelt.

Ein weiterer Bereich in der Produktplanung sind sog. Vorleistungen, welche aus der Produktforschung übernommen werden. Da die Entwicklungszeit (time-to-market) möglichst kurz sein soll, werden heute meist produktunabhängige Detailkonzepte bzw. Teillösungen in der Produktforschung entwickelt. Schon bevor der Bedarf an einem neuen Produkt besteht, werden durch die Produktforschung neue Technologien, Werkstoffe, Herstellungsverfahren oder Designstudien untersucht, um später entsprechende Kundenwünsche schnell umsetzen zu können. Dadurch können, wenn diese Neuerungen in einem Produkt zur Anwendung kommen, für das Toleranzmanagement entsprechende Anfangsparameter (z. B. für Prozesskennwerte) zur Verfügung gestellt werden.

Die Vorleistungen umfassen im Hinblick auf die Toleranzsynthese folgende Aspekte:

- **Design:** In der stilistischen Vorausentwicklung werden Designstudien erstellt.
- **Produktkomponenten:** In den Entwicklungsabteilungen für die unterschiedlichen Produktkomponenten werden aufbauend auf neuen Technologien, Werkstoffen oder Marktanforderungen Prototypen neuer Komponenten entwickelt.
- **Prozesse:** Neue Herstellungsverfahren und Werkstoffe müssen vor dem Einsatz in einem Serienprodukt auf ihre Eignung getestet, den Erfordernissen angepasst und weiterentwickelt werden. Erst wenn sichergestellt ist, dass ein neuer Prozess besser (günstiger, genauer, zuverlässiger etc.) als herkömmliche Prozesse ist, kann an einen Einsatz in der Serienproduktion gedacht werden.

Mit den vorgestellten und entwickelten Methoden des Toleranzmanagements können

- Designstudien auf ihre Machbarkeit mit bekannten Herstellungsprozessen überprüft bzw. die Anforderungen an neue Prozesse definiert,

- Produktkomponenten auf ihre Einsatzfähigkeit im Gesamtprodukt beurteilt bzw. die für einen Einsatz notwendigen Randbedingungen definiert und
- neue Fertigungs- und Montageprozesse auf ihre Auswirkungen hin analysiert werden.

4.7.2 Produktkonstruktion

In der Phase der Produktkonstruktion wird aus den Vorentwicklungen und ersten Konzepten ein vollständig definiertes und abgestimmtes Produkt- und Prozessmodell entwickelt. Neben den für das Produkt zuständigen Entwicklungsabteilungen müssen auch die für die Prozessentwicklung verantwortlichen Abteilungen im Sinne einer simultanen und integrierten Produkt- und Prozessentwicklung eingebunden werden.

Erste Anfangsparameter für den Iterationszyklus der Toleranzsynthese wurden bereits in der Produktplanung definiert. Danach wird parallel in den unterschiedlichen Bereichen an der Weiterentwicklung zur Serienreife gearbeitet.

Aufgabe klären

In Bezug auf das Toleranzmanagement muss in der Phase „Aufgabe klären“ die Gewährleistung der Funktion durch die Auswahl von Funktionselementen und durch die geeignete Festlegung der Akzeptanzgrenzen besondere Beachtung finden. Das Erreichen dieser Qualitätsvorgaben ist in den darauffolgenden Phasen durch die Auswahl und Detaillierung geeigneter Konzepte zu realisieren. Dazu müssen die Zielvorstellungen erneut hinsichtlich ihrer Bedeutung in Wunsch-, Soll- und Mussziele untergliedert und somit gewichtet werden.

Konzipieren

In der Konzeptphase werden basierend auf der Anforderungsliste Strukturen mit entsprechenden Funktionen entwickelt, wobei bereits erste

Form- und Funktionselemente festgelegt werden. Anschließend werden den Funktionen Lösungsprinzipien zugeordnet und das Produkt in realisierbare Module unterteilt. Ziel ist es, unterschiedliche Lösungskonzepte zu erarbeiten und diese anschließend qualitativ miteinander zu vergleichen. Die Tolerierung ist bei dieser Auswahl einer von zahlreichen Aspekten. Hinsichtlich der Tolerierung existieren günstige und weniger günstige Konzepte. Die Notwendigkeit, Toleranzeinflüsse so gering wie möglich zu halten, liegt auf der Hand, weshalb der Grundsatz „Sonderabmessungen vermeiden“ (HEINZL 1992) nicht nur im Feingerätebau gilt. Eine Möglichkeit toleranzgerechte Konzepte zu entwickeln, ist die Anwendung von Konstruktionskatalogen. BOHN (1998) hat beispielsweise, speziell für die Anwendung in der Automobilindustrie, derartige Kataloge entwickelt. Für den Konstrukteur wird dadurch das Spektrum günstiger und bereits durch Erfahrung bewährter Lösungen größer, die Auswahl geeigneter Lösungen erleichtert und ein systematisches Vorgehen unterstützt.

Durch das Festlegen von Lösungsprinzipien, also von Wirkgeometrien, Wirkbewegungen etc., werden im Wesentlichen bereits die Funktionselemente und dazugehörige Akzeptanzgrenzen bestimmt. Dies sind, wie in Abschnitt 4.3 bereits beschrieben, Eingangsparameter der Toleranzanalyse. Häufig haben die gewählten Wirkprinzipien auch Einfluss auf die Wahl des Fertigungsverfahrens, des geeigneten Werkstoffes oder auf die Montagereihenfolge. Somit werden weitere wichtige Parameter der Toleranzanalyse ermittelt.

Bisher wird in der traditionellen Konzeptionsphase der Konstruktionsmethodik die Vergabe von Toleranzen nur indirekt berücksichtigt. Ziel des Toleranzmanagements ist es, sich bereits in dieser frühen Phase im Sinne einer Fehlervermeidung bewusst mit der Tolerierung der Lösungskonzepte auseinander zusetzen.

Entwerfen

In der Entwurfsphase werden die realisierbaren Module weiter bearbeitet und das gesamte Produkt gestaltet. Die bisher erarbeiteten Lösungskonzepte können zum ersten Mal quantitativ miteinander verglichen werden.

Die Eingangsparameter für die Toleranzanalyse werden in dieser Phase weiter konkretisiert.

Logikpläne, Fließbilder oder Vorranggraphen und vor allem die entworfenen CAD-Geometrien sind typische Darstellungsformen und Ergebnisse der Modularisierung und liefern genauere Hinweise auf die Montagereihenfolge, Fügeelemente sowie Ausricht- und Spannelemente. Auf Basis der Vorentwürfe, welche die grobe Gestaltung der modularen Strukturen beinhalten, werden die Eingangsparameter der Toleranzanalyse mit Hilfe des Problemlösungszyklus iterativ hinsichtlich der Formelemente und implizit auch der Fertigungsverfahren verfeinert. Erste Fertigungsverfahren werden festgelegt und die nötigen Vorrichtungen abgestimmt. Mit Hilfe der auskonstruierten CAD-Geometrien ist es nun möglich die genauen Steifigkeitsmatrizen einzelner Bauteile und Baugruppen aufzustellen. Die Voraussetzung für eine erste Analyse und iterative Optimierung hinsichtlich der Fügereihenfolge oder der Reihenfolge der Spann- bzw. Fügeelemente ist somit geschaffen. Bei starren Bauteilen kann die Toleranzanalyse mit herkömmlichen Methoden schon auf Basis der Formelemente durchgeführt werden, d. h. die auskonstruierte CAD-Geometrie ist nicht erforderlich.

Ein weiterer Aspekt, welcher in der Entwurfsphase für das Toleranzmanagement eine wichtige Rolle spielt, ist neben der Fertigungs- und Montageplanung die Prüfplanung. Die Abweichungen der Formelemente der einzelnen Bauteile und insbesondere der Funktionselemente der Baugruppen müssen in der Phase der Produktherstellung gemessen und ausgewertet werden. Die Prüfplanung erstellt dazu bereits in der Entwurfsphase erste Mess- und Prüfanweisungen.

Ausarbeiten

In der Phase „Ausarbeiten“ werden im herkömmlichen Produktentstehungsprozess nach der Konstruktionsmethodik die Toleranzen vergeben. Bei der Auswahl eines Lösungskonzeptes werden also nach der herkömmlichen Vorgehensweise die Aspekte der Tolerierung nicht berücksichtigt. Änderungen der für die Tolerierung wichtigen Parameter, wie z. B. der Lage und Art der Formelemente oder des Montageprozesses, sind in

der Ausarbeitungsphase meist nicht mehr möglich bzw. mit erheblichem finanziellem und zeitlichem Aufwand verbunden. Im Gegensatz dazu können mit Hilfe des im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Konzeptes Toleranzen systematisch bereits in frühen Produktphasen analysiert werden.

In einem Toleranzmanagementprozess liegen in der Ausarbeitungsphase bereits hinsichtlich der Aspekte der Tolerierung bewertete Konzepte vor. Die festgelegten Einzeltoleranzen werden in dieser Phase weiter verfeinert. Die Definition der Formelemente ist abgeschlossen, so dass die Fügereihenfolge und die Reihenfolge der Spann- und Fügeelemente optimiert werden kann. Ferner wird überprüft, ob die gewählten Fertigungsverfahren den Anforderungen hinsichtlich der Toleranzen genügen und die Mess- und Prüfanweisungen realisierbar und ausreichend sind.

4.7.3 Produkterprobung

Die Produkterprobung hinsichtlich der Tolerierung wird sowohl an physischen als auch an digitalen Modellen durchgeführt, wobei zwischen Produkt- und Prozesserprobung zu unterscheiden ist. Die für Toleranzuntersuchungen erforderlichen Serienmuster liegen erst spät in der Produktentwicklung und meist erst kurz vor Anlauf der Serienproduktion vor. Da zu diesem Zeitpunkt nur noch kleinste Änderungen möglich sind, sollte mit der Produkterprobung mit Hilfe von digitalen bzw. mathematischen Modellen bereits in frühen Phasen begonnen werden. Der Schwerpunkt der folgenden Betrachtungen liegt daher auf Untersuchungen mit mathematischen Modellen.

Die Integration der Toleranzanalysemethoden in ein Digital Mock-up Konzept bedarf weiterer Forschungsarbeiten und ist nicht Ziel der vorliegenden Arbeit (vgl. Abschnitt 1.2 und 2.1.2). Trotzdem sollen Ansatzpunkte für eine Integration aufgezeigt werden:

- Der Montageprozess wird mit Hilfe der 3D-Bewegungs- und Kinematiksimulation in Verbindung mit der Ablaufsimulation und Materialflussplanung untersucht. Insbesondere die Auslegung von

Zellen und die Optimierung der Taktzeiten spielen dabei eine Rolle. Wesentliche Parameter für die Toleranzanalyse sind beispielsweise die Fügereihenfolge oder die Lage der Spann- und Schweißpunkte.

- Die durch die Toleranzanalyse berechneten Bauteilabweichungen könnten beispielsweise mit Hilfe einer Virtual Reality Umgebung visualisiert werden.
- Die Integration von Toleranzanalysemethoden und Datenmanagement ist bei komplexen Produkten Voraussetzung für die Konsistenz von Eingangsparametern und die effiziente Zusammenarbeit in Entwicklungsteams.
- Durch die Simulation von Fertigungsprozessen können Informationen über die zu erwartenden Bauteilabweichungen gewonnen werden.
- Zahlreiche Methoden zur Absicherung von Funktionseigenschaften liefern im Rahmen eines Digital Mock-up Konzepts Aufschluss über die zulässige Abweichung von Funktionselementen.

Produkterprobung

In der Produkterprobung wird die Funktion, das Design und die Ergonomie des zu erstellenden Produktes untersucht. Der zentrale Aspekt der hier überprüft wird, ist die Frage, ob die erarbeiteten Funktionselemente und die dazugehörigen Toleranzen (Form-, Lage- und Maßtoleranzen) die gewünschten Funktionen ermöglichen; d. h. die Umsetzung der Kunden- und Marktanforderungen an ein Produkt wird durch die Erprobung unterstützt.

Prozesserprobung

Ziel der Prozesserprobung innerhalb des Toleranzmanagements ist es, einen Fertigungs- oder auch Montageprozess hinsichtlich Genauigkeit und Funktionserfüllung zu untersuchen und die Prozesssicherheit für eine Serienproduktion sicherzustellen. Es ist zu unterscheiden, ob ein bereits

bestehender Prozess untersucht wird oder ob ein neues Verfahren zu entwickeln ist.

Für bestehende Prozesse kann auf Erfahrungen aus der Serienproduktion zurückgegriffen werden. Die erreichbare Genauigkeit und die Verteilungsfunktionen sind bei diesen Fertigungsverfahren und den eingesetzten Maschinen aus der Produktion bekannt. Über existierende Montageprozesse und Vorrichtungen können präzise Aussagen hinsichtlich der Genauigkeit gemacht werden. Die zugrunde liegenden Lösungskonzepte können im Sinne eines Toleranzmanagements bereits in frühen Phasen der Produktentstehung erste Anhaltspunkte liefern für die Festlegung der Anfangsparameter der Toleranzsynthese. Mit der Toleranzanalyse kann untersucht werden, ob existierende Prozesse geeignet sind, die an das Produkt gestellten Anforderungen hinsichtlich Genauigkeit und Funktionssicherheit zu erfüllen.

Sind bestehende Prozesse nicht ausreichend oder sollen aus anderen Gründen neue Prozesse zum Einsatz kommen, so kann mit Hilfe der Toleranzanalyse die erforderliche Genauigkeit bestimmt werden. Beim Iterationszyklus der Toleranzsynthese sollen diejenigen Fertigungsgenauigkeiten erhöht bzw. Fertigungsprozesse optimiert werden, welche die größte Auswirkung auf die Erfüllung der Produktfunktion haben. Eine entscheidende Rolle spielt in diesem iterativen Optimierungsprozess die Bestimmung der Beitragsleister durch entsprechende Sensitivitätsanalysen innerhalb der Toleranzsynthese. Somit kann ermittelt werden, ob die Funktionserfüllung für bestimmte Komponenten durch einen neuen Prozess zu verbessern ist.

4.7.4 Produktherstellung

Innerhalb des Produktentstehungsprozesses stellt die Produktherstellung ein Sammelbecken für Fehler dar. Deshalb gilt es besonders in dieser Phase, die auftretenden Probleme systematisch zu analysieren und den Prozess ständig zu verbessern. Dabei treten heute u. a. Toleranzprobleme auf insbesondere beim Serienanlauf.

Der Serienanlauf wurde bisher dadurch verzögert, dass der Prozess an der realen Anlage iterativ modifiziert werden musste, um mögliche Zusammenhänge zu erarbeiten und ein geeignetes Ergebnis zu finden. Heute können derartige Untersuchungen systematisch und iterativ mit Hilfe des entwickelten Konzeptes am digitalen Modell durchgeführt werden. Durch die Ermittlung der Beitragsleister mit Hilfe von Sensitivitätsanalysen können die wichtigen Prozessparameter schnell erkannt werden.

Mit Hilfe von Serienmessungen werden in dieser Phase die bisher festgelegten Eingangsparameter der Toleranzsynthese an die Gegebenheiten der realen Produktion angepasst. Prozessprobleme sind dann mit Hilfe des digitalen Modells des realen Prozesses gezielt diagnostizierbar und können behoben werden.

Eine weitere Aufgabe für ein durchgängiges Toleranzmanagement in der Produktherstellung ist die Schaffung einer Wissensbasis über reale Prozesse und deren Parameter im Hinblick auf die Toleranzanalyse. Dazu ist die Ermittlung statistischer Prozesskennwerte (wie z. B. Prozess- und Maschinenfähigkeit) und die entsprechende Auswertung von Messdaten erforderlich.

4.8 Zusammenfassung und Fazit

In diesem Kapitel wurde ein Konzept für ein integriertes Toleranzmanagement im Produktentstehungsprozess entwickelt. Dabei wurde sowohl die Anwendung der Toleranzanalysemethoden für starre als auch für nachgiebige Baugruppen berücksichtigt.

Ausgehend von den Ursachen für Toleranzprobleme in der Produktentstehung wurde ein Iterationszyklus der Toleranzsynthese vorgestellt. Eine Klassifizierung der Baugruppen anhand der statischen Bestimmtheit zeigte den grundlegenden Zusammenhang zwischen der Definition der Nominalgeometrie und der geeigneten Wahl der Toleranzanalysemethode auf.

Auf dieser Basis wurde ein Toleranzmanagementprozess erarbeitet, welcher die Mikro-Logik für die iterative und rekursive Anwendung der

entwickelten Methoden in den unterschiedlichen Phasen der Produktentstehung bildet. Der bereichsübergreifende Informationsfluss und die Anwendung dieser Mikro-Logik in den Phasen der Produktentstehung wurde abschließend betrachtet.

5 Exemplarische Anwendung

Die Anwendung der in den vorangegangenen Kapiteln entwickelten Modelle und Methoden wird in diesem Kapitel durch verschiedene einfache Beispiele (z. T. in Anlehnung an WHITNEY (2001) und WHITNEY ET AL. (2001)) veranschaulicht.

5.1 Definition der Formelemente

Bei starren Baugruppen ist die Position und Orientierung der Bauteile durch die geometrischen Randbedingungen definiert. Daher ist die Festlegung der Ausrichtung der Bauteile gleichbedeutend mit der Festlegung der statischen Bestimmtheit, welche mit Hilfe von Paarungselementen zwischen den Bauteilen erreicht wird. Mit Hilfe der durch diese Formelemente definierten 4×4 Transformationsmatrizen kann bei starren Baugruppen die Lage der Bauteile berechnet werden.

Ein typisches Bauteil einer starren Baugruppe hat jedoch meist zahlreiche Verbindungsstellen bzw. Formelemente zu benachbarten Bauteilen, wobei nicht alle die Lage und die Fortpflanzung von Abweichungen bestimmen. Bei der Analyse ist daher zu unterscheiden zwischen ausrichtenden Formelementen, den sog. Paarungselementen, und Formelementen, welche die Lage nicht beeinflussen.

Abbildung 5.1 zeigt als Anwendungsbeispiel die vereinfachte Darstellung einer Achse und eines Rades eines Automobils. Die Radnabe weist als Formelemente die Stirnseite, einen Felgenkranz und vier Bolzen auf. Das Rad wird beschrieben durch seine Stirnseite, die runde Öffnung in der Mitte und vier Bohrungen, welche gleichmäßig um die Öffnung verteilt sind. Bei der Felgenmontage wird die Öffnung auf den Felgenkranz und die Bolzen werden in die vier Bohrungen gefügt, so dass die Felge mit Muttern befestigt werden kann.

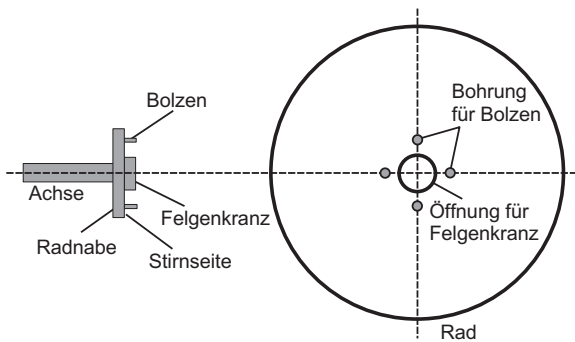


Abbildung 5.1: Felgenmontage

Eine wesentliche Funktionseigenschaft dieser Baugruppe ist den Rundlauf des Rades sicherzustellen. Diese geometrische Eigenschaft kann durch Funktionselemente wie folgt beschrieben werden:

- Das Rad muss konzentrisch zur Mitte der Achse ausgerichtet werden.
- Die Ebene des Rades muss senkrecht zur Achse stehen.

Die Funktion wird durch die Paarungselemente gewährleistet:

- Die Stirnseite der Radnabe muss senkrecht zur Achse stehen.
- Der Felgenkranz muss konzentrisch zur Mitte der Achse gefertigt werden.
- Die Ebene des Rades wird durch das Koordinatensystem bestimmt, bei welchem die Trägheitsmatrix des Rades Diagonalf orm annimmt.
- Die Öffnung für den Felgenkranz muss in dieser Ebene und im Ursprung des Koordinatensystems liegen.

Die Paarungselemente sind also die Stirnseite der Radnabe und die Ebene des Rades bzw. der Felgenkranz und die runde Öffnung in der Radmitte. Dabei schränken die ersten beiden zwei Rotationen und eine Translation ein und die zweiten zwei Translationen. Die Bolzen und die entsprechenden Bohrungen sind Formelemente, welche die Bauteile im Hinblick auf die geometrischen Funktionseigenschaften nicht zueinander ausrichten. Sie verhindern, dass sich das Rad von der Achse löst, und werden in der Toleranzanalyse nicht berücksichtigt. Die Bolzen schränken zusätzlich den letzten rotatorischen Freiheitsgrad ein (Rotation um die Achse), welcher aber für die Fortpflanzung von Abweichungen im Hinblick auf die Funktionseigenschaften unerheblich ist. Die Baugruppe ist also statisch bestimmt allein durch Paarungs- und Formelemente auf den Bauteilen selbst.

5.2 Bedeutung von Vorrichtungen

Im folgenden Beispiel aus der Automobilindustrie soll die Rolle von Vorrichtungen bei der Ausrichtung von Bauteilen zueinander und der Definition des Montageprozesses betrachtet werden. Abbildung 5.2 zeigt die vereinfachte Repräsentation einer Bodengruppe. Die Baugruppe besteht aus drei tiefgezogenen Blechbauteilen. Die für das Toleranzmanagement wesentliche geometrische Funktionseigenschaft ist die Nominallänge L der Baugruppe. Die Bauteile werden an den Flanschen durch Schweißen miteinander verbunden. Das reale Beispiel wurde auf das Wesentliche reduziert, so dass an dieser Stelle eine eindimensionale Betrachtung ausreichend und aussagekräftig ist.

Bei der in Abbildung 5.2 dargestellten Konstruktion wird die Lage jedes Bauteils durch das Nachbarbauteil bestimmt. Bauteil (A) bestimmt die Lage von Bauteil (B) und Bauteil (B) die von Bauteil (C). Die Länge L wird durch die rechtwinkligen Flansche bestimmt, welche Paarungs- und Funktionselemente sind. Die Flansche werden im Tiefziehprozess aus flachen Blechen geformt und unterliegen den charakteristischen Fertigungsungenauigkeiten. Die Länge der wirklichen Bauteile wird folglich von der Nominallänge abweichen.

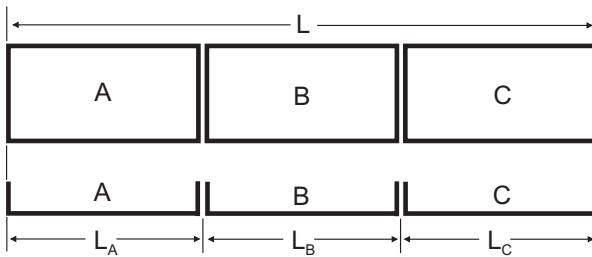


Abbildung 5.2: Vereinfachte Repräsentation einer Bodengruppe

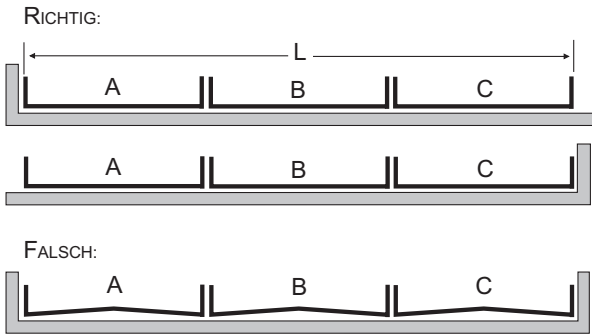


Abbildung 5.3: Ausrichtung durch Vorrichtungen

Die Bauteile sind im Hinblick auf die Länge L auch ohne Vorrichtung statisch bestimmt und vollständig ausgerichtet. Abbildung 5.3 zeigt eine mögliche Ausrichtung durch Vorrichtungen. Die ersten beiden Beispiele sind statisch bestimmt und richten die Bauteile korrekt zueinander aus. Die Vorrichtung beeinflussen dabei nicht das Ergebnis des Montageprozesses, d. h. sie haben keinen Einfluss auf die Gesamtlänge L . Die Montagereihenfolge wird jedoch durch die Wahl der Vorrichtung beeinflusst. Beim ersten Beispiel richtet die Vorrichtung Bauteil (A) aus, dann richtet Bauteil (A) Bauteil (B) und zuletzt Bauteil (B) Bauteil (C) aus. Die Montagereihenfolge ist also A-B-C. Beim zweiten Beispiel ist die Ausrichtung und Reihenfolge analog nur in umgekehrter Richtung C-B-A. Das dritte Beispiel zeigt einen häufigen Fehler. Die Vorrichtung richtet sowohl Bauteil (A), also auch (C) aus. Beide Bauteile (A) und (C)

versuchen nun wiederum Bauteil (B) auszurichten. Die Ausrichtung ist statisch überbestimmt und daher werden ungewollt Verformungen bzw. Spannungen auftreten, welche die Lage der Formelemente beeinflussen. Die statisch überbestimmte Ausrichtung entlang L ist in diesem Falle zu vermeiden, da die Bauteile in dieser Richtung als relativ starr betrachtet werden können. Hervorzuheben ist, dass die Vorrichtung bzw. die Montagereihenfolge keine Auswirkung auf die Gesamtlänge L hat und daher nicht in der Toleranzanalyse berücksichtigt wird.



Abbildung 5.4: Alternative Konstruktion einer Bodengruppe

Eine alternative Konstruktion für eine Bodengruppe ist in Abbildung 5.4 dargestellt. Die Paarungselemente zwischen Bauteil (A) und (B) stimmen mit der Darstellung in Abbildung 5.2 überein. Die für das Toleranzmanagement wesentliche geometrische Funktionseigenschaft ist ebenfalls die Nominallänge L der Baugruppe. Die Paarungselemente zwischen Bauteil (B) und (C) wurden jedoch durch nicht ausrichtende Formelemente (hier Überlappstoss) ersetzt, so dass die Gesamtlänge L trotz fertigungsbedingter Abweichung der Einzelteile durch Anpassung der Positionierung von Bauteil (B) und (C) zueinander erreicht werden kann.

Die Konstruktion aus Abbildung 5.4 unterscheidet sich fundamental von der aus Abbildung 5.2. Die Bauteile (B) und (C) sind hinsichtlich der Länge L statisch unbestimmt, d. h. die Formelemente richten die Bauteile nicht eindeutig zueinander aus und die Erfüllung der Funktionseigenschaft kann nicht gewährleistet werden. Die Ausrichtung der Bauteile muss mit Hilfe einer Vorrichtung realisiert werden. Die Vorrichtung hat folglich Einfluss auf die Gesamtlänge L und ist daher in der Toleranzanalyse zu berücksichtigen.

Eine Möglichkeit fehlende Ausrichtung zu realisieren ist in Abbildung 5.5 dargestellt. Bauteil (B) und (C) werden indirekt durch Paarungsele-

mente zwischen den Bauteilen und der Vorrichtung zueinander ausgerichtet und nicht direkt über Formelemente zwischen Bauteil (B) und (C).

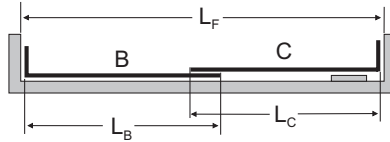


Abbildung 5.5: Vorrichtung für Bauteile (B) und (C)

Der Montageprozess wird durch die Konstruktion aus Abbildung 5.4 und 5.5 wie folgt definiert:

1. Bauteil (B) und (C) werden in die Vorrichtung (Abbildung 5.5) eingelegt und verschweißt.
2. Bauteil (A) und Baugruppe (BC) werden zueinander ausgerichtet und zusammengeschweißt.

Es ist festzustellen, dass die Gestaltung der Vorrichtung (Abbildung 5.5) keine andere Montagereihenfolge zulässt.

Die Betrachtungen sind damit noch nicht beendet, denn es gibt eine weitere Möglichkeit eine Vorrichtung für die fehlende Ausrichtung von Bauteil (B) und (C) zu gestalten. Diese Variante ist in Abbildung 5.6 skizziert.

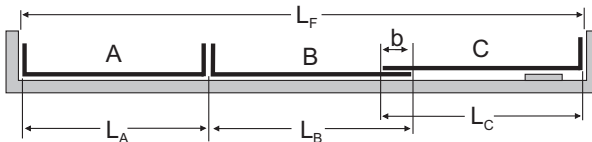


Abbildung 5.6: Vorrichtung für Bauteile (A), (B) und (C)

Der Montageprozess wird durch die Konstruktion aus Abbildung 5.4 und 5.6 wie folgt definiert:

1. Bauteil (A) und (B) werden zueinander ausgerichtet und zusammengeschweißt.
2. Baugruppe (AB) wird in die Vorrichtung (Abbildung 5.6) eingelegt und mit Bauteil (C) verschweißt.

Es ist wiederum festzustellen, dass die Gestaltung der Vorrichtung (Abbildung 5.6) keine andere Montagereihenfolge zulässt.

Es stellt sich nun die Frage, ob die beiden Alternativen unterschiedlichen Einfluss auf die geometrische Funktionseigenschaft (Länge L) haben. Dazu sollte man sich nochmals die Überlegungen vor Augen führen, welche zu der in Abbildung 5.4 dargestellten alternativen Konstruktion geführt haben. Ziel war es, durch eine andere Gestaltung der Formelemente die Funktionseigenschaft sicherzustellen, d. h. die Länge L trotz der fertigungsbedingten Abweichungen durch Anpassung einer Verbindungsstelle erreichen zu können. Die Gesamtbewertung der drei bisher betrachteten Alternativen erfordert nicht nur die Untersuchung der statischen Bestimmtheit, sondern auch - in frühen Phasen zumindest eine prinzipielle - Analyse der Fortpflanzung von Abweichungen und deren Auswirkung auf die Funktionseigenschaft.

Bei der in Abbildung 5.2 dargestellten ersten Konstruktionsalternative ergibt sich die Abweichung der Funktionseigenschaft als Summe der Abweichungen der einzelnen Bauteile. Die Länge der Bauteile und damit die Abweichung wird im Wesentlichen durch die Fertigung der Flansche bestimmt. Daher ist die erste Konstruktion anfällig für diese Art von fertigungsbedingten Abweichungen.

Die zweite Konstruktionsalternative (Abbildung 5.4 und 5.5) leidet im Grunde genommen am gleichen Problem wie die erste, da die Abweichung der Flansche von Bauteil (A) immer noch der entscheidende Faktor für die resultierende Gesamtabweichung ist. Zusätzlich wird die Gesamtabweichung durch die Genauigkeit der Vorrichtung (Abbildung 5.5) bestimmt.

Bei der dritten Alternative (Abbildung 5.4 und 5.6) wird die Güte der Funktionseigenschaft nur durch die Genauigkeit der Vorrichtung be-

stimmt. Die Gesamtlänge der Baugruppe wird im zweiten Montageschritt durch die Vorrichtung erreicht. Auch ohne genaue Berechnung der Abweichungen ist leicht einzusehen, dass die dritte Alternative die geringsten Abweichungen der Gesamtlänge aufweisen wird, da die Abweichungen Flansche keinen Einfluss mehr haben. Die zweite Konstruktion stellt bei genauer Betrachtung keine Verbesserung gegenüber der ersten dar.

5.3 Konflikt von Funktionseigenschaften

Im letzten Abschnitt wurden Baugruppen bezüglich einer Funktionseigenschaft untersucht. Meist sind jedoch mehrere geometrische Funktionsanforderungen durch eine Baugruppe gleichzeitig zu erfüllen. Da eine statisch bestimmte Baugruppe eine begrenzte Anzahl von Formelementen und Montageschritten aufweist, kann es zu Konflikten zwischen Funktionseigenschaften kommen, d. h. eine Funktionseigenschaft kann nicht unabhängig von einer anderen gewährleistet werden. Dabei sind grundsätzlich zwei Fälle zu unterscheiden:

- Die Funktionseigenschaften sind nur gleichzeitig bzw. in einem Montageschritt zu erreichen. Der Konflikt kann nicht gelöst und die Funktionsanforderungen müssen hinsichtlich Prioritäten bewertet werden.
- Die Funktionseigenschaften können gleichzeitig oder unabhängig voneinander erreicht werden. Der Konflikt ist durch die geeignete Wahl des Montageprozesses lösbar.

Der erste Fall ist in Abbildung 5.7 dargestellt. Das Beispiel ist bis auf die zweite Funktionseigenschaft L_2 ähnlich dem aus Abbildung 5.6.

Der Konflikt zwischen den Funktionseigenschaften ist hier nicht durch die Wahl eines anderen Montageprozesses zu lösen. Da nur ein Formelement angepasst werden kann, müssen die Funktionseigenschaften nach Prioritäten bewertet werden. Diejenige Funktionseigenschaft, welche zuerst im Montageprozess erreicht wird, wird mit höherer Wahrscheinlichkeit erfüllt bzw. erfordert engere Toleranzen. Beim Montageprozess (1)

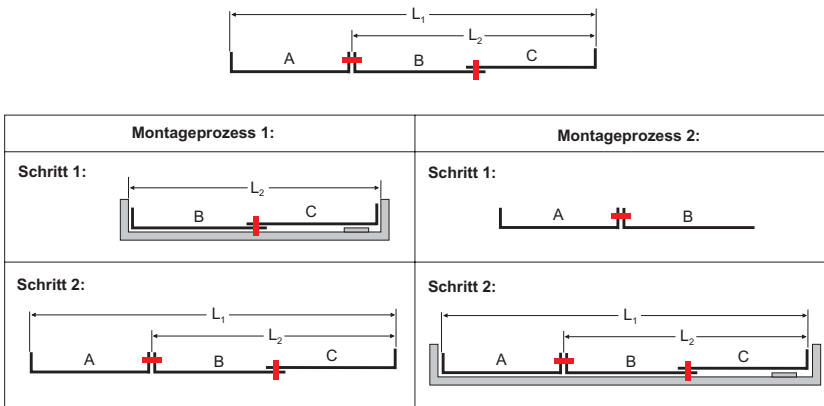


Abbildung 5.7: Konflikt von Funktionseigenschaften

liegt die Priorität auf der Genauigkeit der Länge L_2 . Die Länge L_1 wird im zweiten Schritt erreicht und wird immer mit den Abweichungen der Länge L_2 korrelieren. Beim Montageprozess (2) ist die Länge L_1 wichtiger für die Funktionserfüllung.

Der zweite Fall wird in Abbildung 5.8 veranschaulicht. Die Konstruktion der Baugruppe wurde geändert, so dass nun zwei Formelemente bezüglich der Funktionseigenschaften durch jeweils zwei Vorrichtungen angepasst werden können. Die beiden dargestellten Montageprozesse erscheinen auf den ersten Blick vielleicht ähnlich, sind jedoch im Hinblick auf die Erfüllung der Funktionseigenschaften fundamental unterschiedlich.

Beim Montageprozess (1) werden die beiden Funktionseigenschaften (Länge L_1 und L_2) im zweiten Montageschritt gleichzeitig erreicht. Die Genauigkeit der Länge L_1 ist höher, da diese direkt durch die Vorrichtung kontrolliert wird. Dem Montageprozess liegt also bei genauer Betrachtung eine u. U. ungewollte Setzung von Prioritäten bei den Funktionsanforderungen zugrunde. Deshalb ist die Wahl von Montageprozess (1) als Fehler zu bezeichnen, da die Funktionseigenschaften beim Montageprozess (2) unabhängig voneinander in unterschiedlichen Montageschritten erreicht werden können. Die Qualität der Funktionserfüllung wird daher

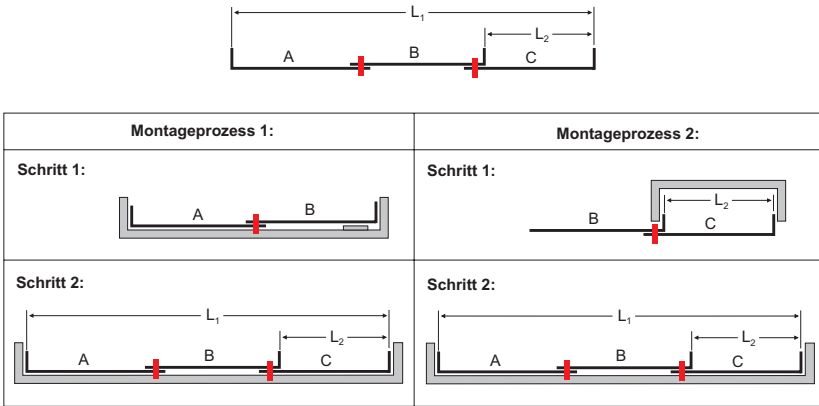


Abbildung 5.8: Vergleich unterschiedlicher Montageprozesse

für den Prozess (2) immer höher sein.

5.4 Analyse von Konzepten

Das Anwendungsbeispiel für die Analyse von Konzepten ist in Abbildung 5.9 dargestellt. Auf der linken Seite sind die Vorgaben durch das Design skizziert, auf der rechten ist die Umsetzung durch die Konstruktion zu erkennen. Die drei Konzepte können schon in frühen Phasen der Produktentwicklung mit Blick auf den Fertigungs- und Montageprozess und auf die Funktionserfüllung analysiert werden. Im Folgenden wird gezeigt, dass genaue Berechnungen dazu nicht erforderlich sind.

Bei Konzept (1) liegt der Spalt zwischen Stossfänger und Frontklappe und ist daher unproblematisch, da er an dieser Stelle vom Kunden nicht wahrgenommen wird. Die Frontklappe ist durchgehend und bildet die Blende für die beiden Scheinwerfer. Die Abweichungen der Scheinwerferposition in x -Richtung könnten zu Überschneidungen mit der Frontklappe oder zu unerwünschten Lichtreflexionen führen. Das Konzept ist unempfindlich gegenüber kleinen Abweichungen der Scheinwerferposition in y - und z -Richtung, da die Frontklappe als Blende fungiert. Die

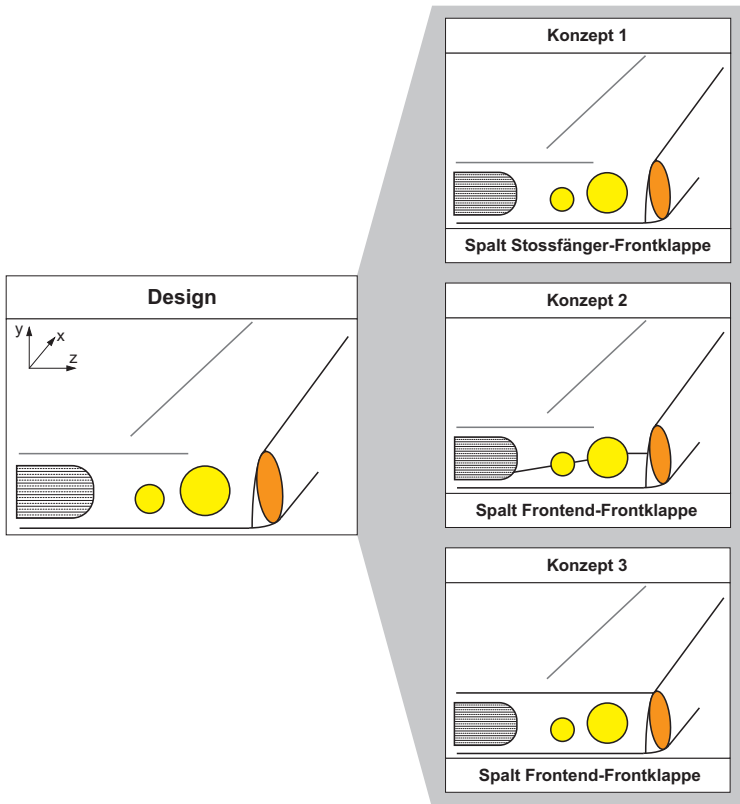


Abbildung 5.9: Konzeptvarianten für Automobilscheinwerfer

Fertigung der Frontklappe, insbesondere der beiden runden Löcher für die Scheinwerfer ist für Konzept (1) aufwendig und teuer.

Bei Konzept (2) verläuft der Spalt zwischen Frontend und Frontklappe und ist somit eine wesentliche Funktionseigenschaft des Konzeptes, da er an dieser Stelle vom Kunden eindeutig wahrgenommen wird. Die Ausrichtung des Scheinwerfers zum Frontend und zur Frontklappe ist eine weitere Funktionseigenschaft. Dieses Konzept stellt weniger hohe Anforderungen an die Fertigung der Frontklappe, aber höhere Anforderung an die Gestaltung des Montageprozesses, da bereits kleine Ungenauigkeiten

in der Ausrichtung der Frontklappe für den Kunden wahrnehmbar sind.

Bei Konzept (3) liegt der Spalt ebenfalls zwischen Frontend und Frontklappe, verläuft jedoch oberhalb der Scheinwerfer. Das Frontend wirkt als Blende für die Scheinwerfer, so dass nur die Positionierung der Scheinwerfer gegenüber dem Frontend in x -Richtung zu beachten ist. Zwischen Scheinwerfer und Frontklappe besteht bei diesem Konzept keine Schnittstelle. Dieses Konzept ist sowohl aus der Sicht der Montage als auch der Fertigung am einfachsten und kostengünstigsten zu realisieren.

5.5 Bedeutung der Nachgiebigkeit für die Baugruppenfunktion

Die Nachgiebigkeit von Bauteilen kann für die Funktion einer Baugruppe von Bedeutung sein. Als Anwendungsbeispiel zeigt Abbildung 5.10 die Konstruktion einer Frontklappe eines Automobils.

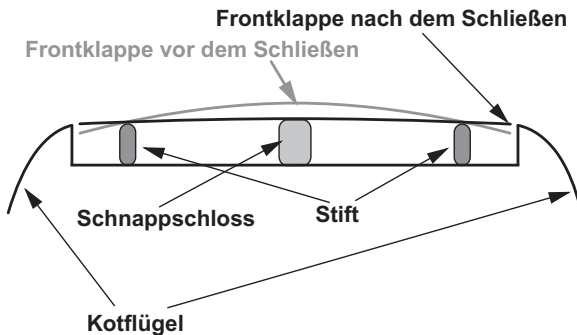


Abbildung 5.10: Nachgiebigkeit beim Schließen der Frontklappe

Die Vorderseite der Frontklappe sitzt beim Schließen auf zwei Stiften nahe der Kotflügel auf und wird durch das Schnappschloss in der Mitte geschlossen gehalten. Durch Vorspannung der Frontklappe im eingeschnappten Zustand wird ein Klappern während der Fahrt verhindert.

Der Konstrukteur könnte eine Feder in das Schloss einbauen oder aber

wie in Abbildung 5.10 die Steifigkeit der Frontklappe selbst geschickt nutzen. Das Schloss in der Mitte zieht die Frontklappe nach unten. Dadurch treten Verformungen auf, welche bei der Beurteilung des Spaltes zwischen Frontklappe und Kotflügel berücksichtigt werden müssen. Kleine Abweichungen der Position bzw. Orientierung der Bauteile können sich negativ auf die geometrische Funktionseigenschaft (Spalt) der Baugruppe auswirken.

5.6 Bedeutung der Nachgiebigkeit für den Montageprozess

Die Bedeutung der Nachgiebigkeit für die Montage von Baugruppen soll mit Hilfe eines Beispiels aus der Automobilindustrie veranschaulicht werden. In Abbildung 5.11 ist die Montage einer Bodengruppe schematisch dargestellt. Das Bodenblech wird auf beiden Seiten der Tunnelverstärkung verschweißt. Die Steifigkeit der Tunnelverstärkung ist größer als die des Bodenblechs.

Zunächst sollen die Funktionseigenschaften analysiert werden. Die Anforderungen an eine Automobilkarosserie sind in den letzten Jahren erheblich gestiegen. Die Erfüllung der zahlreichen Anforderungen führt bei der Karosserieentwicklung zu Zielkonflikten. Einige dieser konkurrierenden Ziele werden im Folgenden kurz dargestellt.

- Die Karosserie soll stabil sein und eine hohe Steifigkeit besitzen, um die Insassen bei Unfällen möglichst gut zu schützen. Die Steifigkeit wirkt sich jedoch auch auf das Gewicht und die Fahrleistung aus. Ziel ist eine gewichtsoptimierte Auslegung bei gleichzeitig hoher Crash-Sicherheit. Eine Reduzierung des Gewichtes senkt u. a. den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeuges.
- Die Korrosionsbeständigkeit kann durch die Verwendung von verzinkten Blechen und durch die Reduktion der Verbindungsstellen bzw. der Schweißpunkte verbessert werden. Die Anzahl der

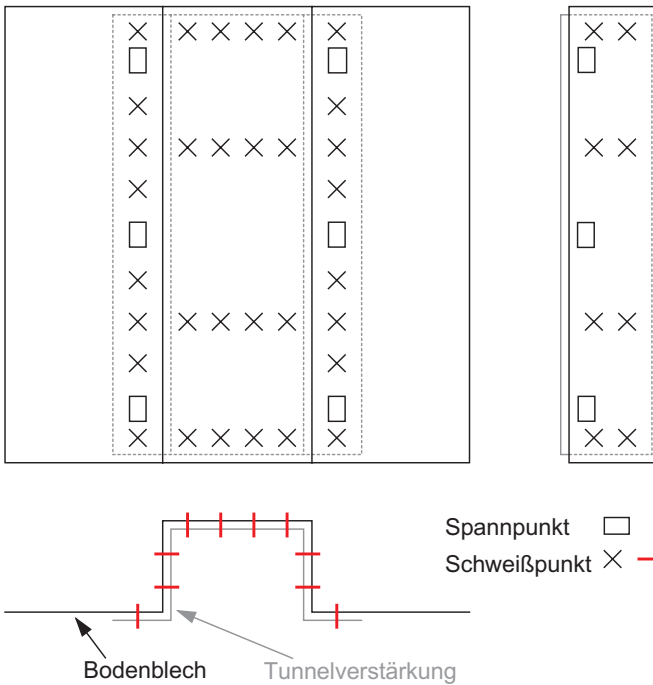


Abbildung 5.11: Montage einer Automobilbodengruppe

Schweißpunkte steht in direktem Zusammenhang mit der Steifigkeit, der Anzahl der Bauteile und der Komplexität des Montageprozesses.

- Die Karosserie soll die Umsetzung des Designs und der Funktionalität ermöglichen und die Struktur für das gesamte Automobil bilden. Gleichzeitig soll die Fertigung und Montage möglichst kostengünstig sein.
- Die Prozesssicherheit in der Fertigung und Montage sollte hoch, die Abweichungen von der Nominalgeometrie dabei klein sein. Die Größe der Spalte ist ein Zeichen für die Maßhaltigkeit und die Qualität einer Karosserie.

Der Einfluss dieser Aspekte auf die Gestaltung des Montageprozesses ist nun zu diskutieren. Das Gewicht der Karosserie kann durch eine Reduzierung der Anzahl der Bauteile optimiert werden. Eine Methode zur Reduzierung der Anzahl der Bauteile ist beispielweise „Design for Assembly“ (DFA, Boothroyd 1991). Ziel ist dabei u. a. mehrere Bauteile bzw. eine Baugruppe durch ein komplexeres Bauteil zu ersetzen und somit durch die Reduktion der Anzahl der Montageschritte und des logistischen Aufwandes Kosten einzusparen. Bei der Automobilkarosserie wird dadurch auch die Anzahl der Verbindungsstellen bzw. der Schweißpunkte verringert und somit die Korrosionsbeständigkeit und die Steifigkeit erhöht. Die möglichen Kosteneinsparungen sind jedoch sorgfältig gegen die gesteigerte Komplexität des Fertigungsprozesses und gegen die Prozesssicherheit in der Montage abzuwägen.

Die dargestellten Kosteneinsparungen sind meist einfacher quantifizierbar als die resultierende Steigerung der Kosten auf der Fertigungs- und Montageseite. Der Fertigung komplexer Formen aus Blechen sind immer noch Grenzen gesetzt und die Beurteilung der Prozesssicherheit in frühen Entwicklungsphasen ist oft nur unzureichend möglich. Insbesondere Aussagen über fertigungsbedingte Bauteilabweichungen sind bei Neukonstruktionen oder neuen Prozessen mit großer Unsicherheit behaftet. In der Montage kann die Prozesssicherheit bei nachgiebigen Baugruppen durch eine Reduzierung der Vorspannungen während des Montageprozesses erreicht werden. Die statisch bestimmte Ausrichtung aller Bauteile gewährleistet die Minimierung der Vorspannungen. Abbildung 5.12 zeigt eine statisch bestimmte Alternativkonstruktion der Bodengruppe.

Die Tunnelverstärkung verändert sich nicht gegenüber der Konstruktion aus Abbildung 5.11. Das Bodenblech wurde in vier Bauteile aufgeteilt, welche in mehreren Montageschritten am steiferen Tunnelblech ausgerichtet werden. Die Fertigung der Bodenblechbauteile wird einfacher. Das Gewicht, die Anzahl der Fertigungs- und Montageschritte, der Schweißpunkte und der Spalte steigt jedoch. Die Steifigkeit der Baugruppe wird bei derartigen Änderungen meist sinken, da die Kraftübertragung zwischen den Bauteilen von der Zahl der Schweißpunkte abhängt.

Die statisch überbestimmte Konstruktion aus Abbildung 5.11 ist nur

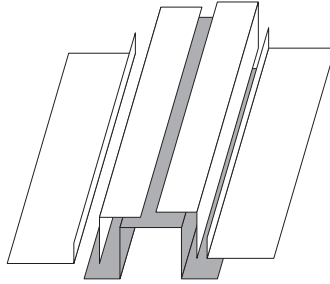


Abbildung 5.12: Statisch bestimmte Bodengruppe

aufgrund der Nachgiebigkeit der Baugruppe realisierbar. Für starre Baugruppen wäre nur die statisch bestimmte Ausrichtung aus Abbildung 5.12 mit hoher Prozesssicherheit zu montieren. Bei nachgiebigen Baugruppen muss die Entscheidung zwischen den Alternativen unter Berücksichtigung aller Gesichtspunkte erfolgen. Beim Beispiel der Automobilbodengruppe ist sicherlich der Montageprozess nach Abbildung 5.11 zu bevorzugen. Die Kosteneinsparungen und die Verbesserung bei den Funktionsanforderungen sind wesentliche Argumente dafür. Die Prozesssicherheit und die Fortpflanzung von Abweichungen in der Montage sollte jedoch mit Hilfe der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Methode zur Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen untersucht und beurteilt werden.

5.7 Exemplarische Berechnung für nachgiebige Baugruppen

Die Berechnung soll für nachgiebige Baugruppen exemplarisch mit Hilfe eines Beispiels aus der Automobilindustrie durchgeführt werden. In Abbildung 5.13 ist die Karosserie eines Automobils und der Bereich der Kofferraumklappe schematisch dargestellt. Um den Kofferraum verläuft neben der Dichtung eine Wasserablaufrinne. Die Abweichung dieser beiden Funktionselemente soll im folgenden genauer analysiert werden.

Der Wasserablauf, welcher in Abbildung 5.14 vergrößert dargestellt

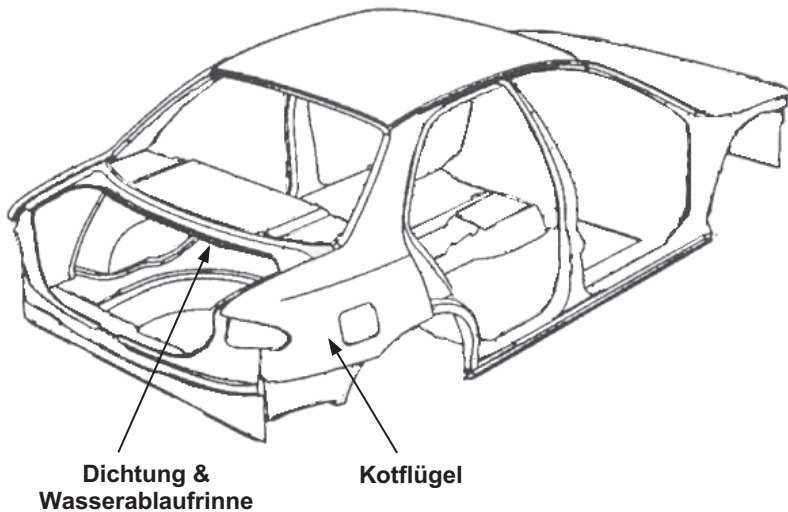


Abbildung 5.13: Karosserie und Kofferraum eines Automobils

ist, wird typischerweise durch einer Reihe von Schweißpunkten mit dem Kofflflügel verbunden. Die Schweißpunkte sind in Abbildung 5.14 dargestellt. Die Dichtung wird in nachfolgenden Arbeitsschritten neben dem Wasserablauf montiert. Die für die Montage bzw. Positionsabweichung der Dichtung „wesentlichen Messpunkte“ charakterisieren die zu gewährleistende Funktionseigenschaft der Baugruppe.

Die fertigungsbedingten Abweichungen der einzelnen Bauteile führen im Produktionsprozess zu einer Positionsabweichung der Dichtung und der Wasserablaufrinne. Ist der Dichtungsspalt, welcher den Abstand zwischen Wasserablauf und Kofferraumklappe vor der Montage der Dichtung beschreibt, um mehr als 3 mm zu groß, so kann dies möglicherweise zu ungenügender Abdichtung des Kofferraums führen; ist der Spalt zu klein, so wird die Dichtung durch das Öffnen und Schließen der Kofferraumklappe nach und nach beschädigt und somit ebenfalls zu ungenügender Abdichtung führen.

Die Abweichungen der Baugruppe sind u. a. abhängig von der Reihen-

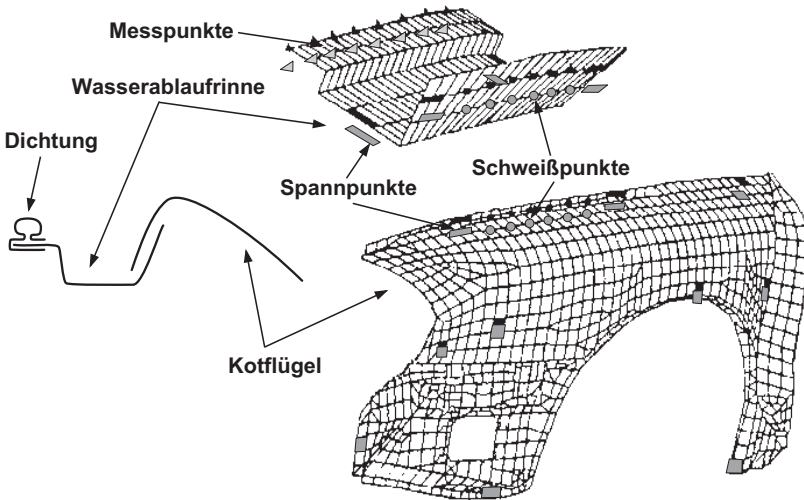


Abbildung 5.14: Finite Elemente Modell der untersuchten Baugruppe

folge der Schweißpunkte. Eine Optimierung dieser Reihenfolge und deren Einfluss auf die beschriebenen Funktionseigenschaften ist Gegenstand der folgenden Betrachtungen.

Der bisher eingesetzte Montageprozess läuft wie folgt ab:

1. Positionieren und Einspannen des Kotflügels in der Vorrichtung.
2. Positionieren und Einspannen des Wasserablaufs in der Vorrichtung.
3. Beide Enden des Wasserablaufs werden in der Vorrichtung durch Spanner mit dem Kotflügel verbunden.
4. Schweißpunkte werden von vorne nach hinten mit der Schweißzange geschweißt.
5. Die geschweißte Baugruppe wird ausgespannt.

Es wurden folgende Schweißpunktfolgen untersucht:

1. Die Punkte 1, 2, 3, 4, 5, 6 werden nacheinander verschweißt; dies entspricht dem bisher eingesetzten Montageprozess (von vorne nach hinten).
2. Die Punkte 6, 5, 4, 3, 2, 1 werden nacheinander verschweißt (von hinten nach vorne).
3. Die Punkte 3, 5, 2, 4, 1, 6 werden nacheinander verschweißt (von der Mitte nach außen).

Den Untersuchungen der drei Reihenfolgen liegen typische Bauteilabweichung bei Blechbauteilen von bis zu 2 mm zugrunde. Die resultierende Abweichung des Dichtspaltes nach dem Ausspannen wurde für die in Abbildung 5.14 dargestellten 8 Messpunkte berechnet. Die Ergebnisse sind für die drei Reihenfolgen in Abbildung 5.15 gegenübergestellt.

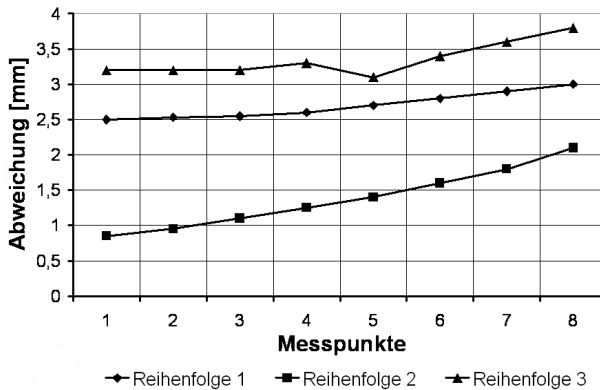


Abbildung 5.15: Resultierende Abweichungen der Baugruppe

Reihenfolge 2 führt zu den geringsten Abweichungen und wird somit die Funktionseigenschaften am besten erfüllen. Reihenfolge 3 liefert die schlechtesten Ergebnisse.

6 Potential und Nutzen für die Produktionstechnik

Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Modelle, Methoden und Konzepte müssen hinsichtlich des Nutzens und des Potentials für die Produktionstechnik aus technischer und wirtschaftlicher Sicht bewertet werden. Dazu ist es sinnvoll zunächst die Definition des Begriffes Produktionstechnik bzw. Produktion in der Literatur zu betrachten.

6.1 Begriffsbestimmung

Leider ist der Begriff Produktionstechnik in der wissenschaftlichen Literatur nicht einheitlich definiert. EVERSSHEIM (1996) kennzeichnet die Umsetzung wissenschaftlicher Erkenntnisse in vom Menschen technologisch beherrschbare Verfahren und Prozesse sowie wirtschaftlich verwendbare Produktionssysteme mit dem Begriff Produktionstechnik, welche sich mit Fragen der Formgebung von Material bei möglichst geringem Materialverlust, Energieeinsatz und Umweltbelastungen beschäftigt. Dabei zählen auch Handhabung, Transport und Lagerung zur Produktionstechnik. Bei CZICHOS (1996) wird der Produktionsprozess als Verbund von Produktionstechnik, Produktionsinformatik und Produktionsorganisation gesehen. Die Produktionstechnik gliedert sich dabei wiederum in die Produktionstechnologie, die Produktionsmittel und die Produktionslogistik. Aufgabe der Produktionstechnik ist die Anwendung geeigneter Produktionsverfahren und Produktionsmittel zur Durchführung von Produktionsprozessen bei möglichst hoher Produktivität. Produktionstechnik betrifft den gesamten Prozess der Gütererzeugung. Dabei kann die Produktionstechnik auch in Gewinnungs- und Aufbereitungstechnik, in Verfahrenstechnik und in Fertigungs- und Montagetechnik gegliedert werden. Durch die Fertigungs- und Montagetechnik erfolgt die Formgebung der Werkstoffe zu Bauteilen und ihre Kombination zu gebrauchsfertigen Gütern. Weitere Definitionen, welche den Begriff der Fertigungs-

technik als Bestandteil der Produktionstechnik sehen, sind beispielsweise in HIRSIG (1995) oder BEITZ & KÜTTNER (1990) nachzulesen.

EVERSHEIM & SCHUH (1996) stellen fest, dass der Begriff Produktion in Forschung und Praxis mit verschiedenen Inhalten verwendet wird. Nach ihrem Begriffsumfang lassen sich beispielsweise drei Definitionen unterscheiden. Im weiteren Sinne wird unter Produktion jede Kombination von Produktionsfaktoren verstanden. Die Produktion umfasst somit sämtliche betrieblichen Funktionen. Die zweite Definition bezieht nur die betriebliche Leistungserstellung in den Begriff Produktion ein. Im engen Sinne wird der Begriff Produktion mit dem Begriff der Fertigung gleichgesetzt. Generell hat sich die zweite Begriffsabgrenzung durchgesetzt. Entsprechend dem betrieblichen Wertefluss sind darin u. a. die Auftragsabwicklung, Forschung und Entwicklung, Beschaffung und Absatz enthalten.

Die Betrachtung dieser unterschiedlichen Definitionen zeigt, dass es ein schwieriges Unterfangen ist, das Potential und den Nutzen einer wissenschaftlichen Arbeit auf dem Gebiet der Produktionstechnik klar einzugrenzen. Eine klare, abgestimmte und einheitliche Definition der Begriffe Produktionstechnik und Produktion wäre daher wünschenswert, kann aber nicht Zielsetzung dieser Arbeit sein. Dennoch soll versucht werden den Nutzen und das Potential für die Produktionstechnik im Folgenden Abschnitt aufzuzeigen, wobei Produktion als betriebliche Leistungserstellung nach EVERSHEIM & SCHUH (1996) aufgefasst wird und demnach auch Forschung und Entwicklung beinhaltet.

6.2 Technisch-Wirtschaftliche Bewertung

Das entwickelte Modell und die Methode zur Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen und das Konzept eines Toleranzmanagements im Produktentstehungsprozess eröffnen neues Potential und Nutzen für die Produktionstechnik wie folgt:

- Steigerung der Effizienz in der integrierten Produkt- und Prozessentwicklung durch systematische Planung und Abstimmung der

Fertigungs- und Montageprozesse mit der Funktion und Qualität eines Produktes.

- Möglichkeit zur Modellierung des Montageprozesses nachgiebiger Baugruppen unter Berücksichtigung der Fertigungsprozesse und der Produktfunktion.
- Frühzeitige Vermeidung von Problemen in der Phase der Produktherstellung durch Abbildung in einem mathematischen Modell.
- Effiziente Diagnose von Toleranzproblemen in der Produktion.
- Verkürzung der Serienanlaufphase.
- Steigerung der Qualität und der Produktivität.

Die gestiegenen Anforderungen des Kunden spiegeln sich in der wachsenden Komplexität von Produkten und damit auch von Produktionssystemen wieder. Die Qualität und der Preis eines Produktes sind zwei wesentliche Quellen von Wettbewerbsvorteilen und werden ihrerseits wiederum durch die Produktionsprozesse bestimmt, durch welche ein Produkt hergestellt wird. Die Produktionstechnik bestimmt daher in zunehmendem Maße auch die Grenzen der Machbarkeit. Denn die Streuung in den Produktionsprozessen ist eine wesentliche Ursache für Ausschuss, nicht wertschöpfende Prozesskosten und verminderte Qualität. Somit ist nicht nur die Zeiteinsparung in der Produktentwicklung ein wesentliches Argument für die integrierte Produkt- und Prozessentwicklung (Simultaneous Engineering). Die Entwicklung komplexer Produkte ist heute nicht nur durch die Funktion des Produktes geprägt, sondern mehr und mehr auch von der produktionstechnischen Umsetzbarkeit und der frühzeitigen Vermeidung von Fehlern im Hinblick auf eine wirtschaftliche Produktion.

Die entwickelten Modelle und Methoden unterstützen diesen Prozess und ermöglichen in der Produktherstellungsphase eine Steigerung der Produktivität und Qualität. Bei komplexen Produktionssystemen besteht bei auftretenden Montageproblemen die Tendenz dazu, die Schuld beim letzten nicht mehr montierbaren Bauteil zu suchen. Meist wird

dieses Bauteil jedoch innerhalb der Toleranzgrenzen liegen und die Abweichungen bereits vorher montierter Bauteile pflanzen sich innerhalb der Baugruppe ungünstig fort. Nur durch eine systematische Analyse des Problems mit Hilfe eines mathematischen Modells (z. B. Sensitivitätsanalyse) kann das Bauteil bestimmt werden, bei welchem eine Prozessverbesserung den größten Einfluss auf die Gesamtfunktion der Baugruppe hat. Die Montage komplexer Baugruppen ist sozusagen ein Sammelbecken für Fehler in der Fertigung der einzelnen Bauteile und damit sozusagen die letzte Kontrolle der gefertigten Bauteilgeometrie.

Das Ifo-Institut und die TÜV Management Service GmbH Süddeutschland führten eine Befragung von rund 1800 deutschen Unternehmen durch (FAZ 2001). Danach wissen rund 70 Prozent der größeren Unternehmen, dass ihre Produktionsprozesse verbesserungsbedürftig sind. Von 87 Prozent der Unternehmen werden Kostensenkungen als Hauptgrund für ihr Streben nach effizienteren Produktionsprozessen genannt. Die Bedeutung von Qualitätsverbesserungen wurde von 57 Prozent, Terminprobleme von 49 Prozent der Befragten als Grund angegeben. Die erwarteten Probleme mit der Logistik und den Informations- und Kommunikationssystemen spielten dabei eine geringere Rolle. Vielmehr konzentrieren sich die Unternehmen darauf die eigentlichen Fertigungs- und Montageprozesse günstiger zu gestalten.

Bei Boeing wurde im Rahmen eines internen Projektes mit dem Namen „Design, Manufacturing and Producibility Simulation“ (DMAPS) der Nutzen eines „Virtual Product Development“ (VPD) Prozesses quantifiziert (PRICE 1998). Ziel dieses Prozesses war es, wie bei einer Digital Mock-up Strategie, Fertigungszeichnungen und physische Modelle in der Produktentstehung möglichst durch Untersuchungen auf Basis von digitalen Modellen zu ersetzen. Dazu wurde u. a. die kommerzielle Toleranzsimulationssoftware VSA eingesetzt. Der Nutzen wurde durch Vergleich mit herkömmlichen Entwicklungsprozessen wie folgt quantifiziert:

- 62 % Verkürzung der Produktentwicklungszeit
- 42 % Reduzierung der Entwicklungskosten

- 61 % Verringerung der Änderungen in der Konstruktion
- 45 % Verringerung der Arbeitszeit in der Fertigung
- 84 % Reduktion der fehlerhaften Bauteile und resultierende Steigerung der Produktqualität
- 61 % weniger Bauteile
- 78 % weniger Betriebsmittel
- 45 % weniger Mitarbeiter in der Fertigung

Im Rahmen des europäischen Forschungsprojektes „Digital Mock-up Process Simulation“ (DMU-PS, PRAUN 1998, PFEIFF 1999) wurde ein Softwaresystem zur Absicherung von Montageprozessen aus Anwendersicht spezifiziert und von Softwareherstellern weiterentwickelt. Die Toleranzsimulation war neben der Analyse von geometrischen Bauteilüberschneidungen, der Simulation einer Kinematik etc. Teil der Spezifikation. Der Nutzen eines derartigen Systems wurde durch Experten von Volkswagen, Bayerische Motoren Werke, British Aerospace Systems, Daimler-Chrysler, FIAT und Renault folgendermaßen abgeschätzt:

- Erhebliche Reduzierung der Entwicklungszeit
- Steigerung der Produktqualität
- Senkung der Änderungskosten

Der wirtschaftliche Nutzen innerhalb der nächsten vier bis fünf Jahre wurde quantifiziert:

- 10 % Einsparung von physischen Modellen
- 10 % Senkung der Kosten durch späte Konstruktionsänderungen
- 15 % Reduzierung von Ausschuss

REYNOLDS (1994) untersuchte die Produktion von Flugzeugtüren für eine Boeing 757 # 4 und schätzte die Kosten für das Einlegen von Passscheiben bzw. Ausgleichstücken und das Justieren von Bauteilen ab. Die Streuung im Produktionsprozess führt in der Flugzeugherstellung zu Nacharbeit, welche nach REYNOLDS (1994) ungefähr 40 Prozent der direkten Arbeitskosten beim Bau eines Flugzeuges ausmacht. Allein im Bereich der Türe wird ein jährlicher Aufwand für das Einlegen von Passscheiben und die Justage von ungefähr 1,19 Millionen Dollar ermittelt. Boeing hat folglich durch eine Verringerung von Abweichungen im Produktionsprozess ein Potential für gewaltige Kosteneinsparungen. Allein die Reduzierung von Passscheiben könnte für Kunden von Boeing eine Einsparung von 80.000 Dollar an Treibstoff für jede 757 bedeuten. Bei der Produktion eines gesamten Flugzeuges könnte Boeing Millionen von Dollar an direkter Arbeit sparen. Durch die Reduzierung der Nacharbeit, welche 40 Prozent der direkten Arbeitskosten ausmacht, könnten nach REYNOLDS (1994) Einsparungen von über 50 Prozent bei den Gemeinkosten bewirkt werden, z. B. durch Einsparungen von Verwaltungskosten für Qualitätsprobleme etc.

BOOTHROYD (1991) untersucht die Produktivität und die Wirtschaftlichkeit von Montagesystemen. Der Einfluss der Bauteilqualität auf die Montagekosten kann beispielsweise für verkettete Anlagen berechnet werden:

$$C_t = \frac{Mt + xnt_c W_a}{1 - xn} + \sum_{i=1}^n A_i + \frac{nB}{x} \quad (6.1)$$

Die Herleitung für diese und weitere Gleichungen zur Berechnung der Kosten können in BOOTHROYD (1991) nachgelesen werden. An dieser Stelle sollen nur die einzelnen Terme der Gleichung beschrieben werden. Im Grunde genommen beschreibt die Gleichung 6.1 die Auswirkungen von Bauteilfehlern auf die Stillstandszeiten und die damit verbundenen Kosten. Die Variable x ist das Verhältnis zwischen fehlerhaften und akzeptierten Bauteilen für einen bestimmten Zeitraum. Gleichung 6.1 kann somit in drei Terme gegliedert werden:

1. Kosten, welche sinken, wenn x kleiner wird; dies sind Kosten für Montageoperationen und Stillstandszeiten.
2. Kosten, welche konstant bleiben; dies sind die grundlegenden Kosten für jedes Bauteil.
3. Kosten, welche steigen, wenn x kleiner wird; dies sind Kosten für die Bauteilqualität.

BOOTHROYD (1991) kann somit einen optimalen Wert für x bestimmen. Es ist anzumerken, dass natürlich nur ein Teil der Stillstandszeiten auf Montageprobleme und wiederum ein Teil der Montageprobleme auf Toleranzprobleme zurückzuführen ist. Für eine konkrete Abschätzung der Kosten in Industrieunternehmen müssen genaue Untersuchungen über die Ursachen für Stillstandszeiten durchgeführt werden.

Einen Anhaltspunkt für die Ermittlung der Stillstandszeiten gibt beispielsweise HESSE (1993) oder LOTTER (1982). Bei verketteten Montagelinien beeinflussen Störungen an einer einzelnen Arbeitsstation oder auch nur bei einem einzelnen Arbeitsschritt den gesamten Ablauf der Montage. LOTTER (1982) nennt folgende Störungen als Ursachen für Stillstandszeiten nach dem Serienanlauf:

- Schlechte Einzelteile, welche nicht montiert werden können,
- Ausfall von Montagevorrichtungen, wie z. B. Druckluftschrauber,
- Ausfall von Personen, durch die persönliche Verteilzeit und
- Nichteinhaltung der vorgegebenen Taktzeit.

Stillstandszeiten durch derartige Störungen können durch eine geeignet ausgelegte Zwischenpufferung vermieden werden. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Störanfälligkeit abhängig ist von der Komplexität der Aufgabenstellung, von der Qualität der zu verarbeitenden Einzelteile, vom konstruktiven Aufbau der Anlage und von der geforderten Soll-Leistung. Die einzelnen Störursachen sind den genannten vier Faktoren

nicht direkt zuordenbar, da die Grenzen der Störursachen innerhalb dieser Faktoren fließend sind und Störursachen Einfluss auf mehrere Faktoren haben können. LOTTER (1982) stellt in diesem Zusammenhang fest, dass die Qualität der Einzelteile im Wesentlichen über den erzielbaren Wirkungsgrad einer Montageanlage entscheidet, wobei das Qualitätsniveau in seiner Gleichmäßigkeit wichtig ist.

Die Komplexität der Aufgabenstellung, und somit die Anzahl der durchzuführenden Operationen, sind mitbestimmend für den Wirkungsgrad. Mit höherer Stationenzahl sinkt der Gesamtwirkungsgrad der Montageanlage. Bei 8 Stationen und einem angenommenen durchschnittlichen Zuverlässigkeitsgrad von 98 Prozent der einzelnen Station errechnet sich ein Gesamtwirkungsgrad von $(0,98)^8 = 85$ Prozent. Der erreichte Wirkungsgrad von 85 Prozent liefert noch keine Aussage über die verfügbare Nutzzeit, sondern nur eine Aussage über theoretisch verfügbare Takte pro Zeiteinheit.

Bei einer angenommenen Taktzahl von 60 pro Stunde würden 9 Takte pro Stunde durch Störungen ausfallen. Bei einer mittleren Behebungszeit pro Störursache von nur 2 Minuten würde dies einen Ausfall pro Stunde von 18 Minuten ergeben. Bezogen auf 60 verfügbare Minuten beträgt die Stillstandszeit, verursacht durch Störungen, 30 Prozent; die Montagemaschine hat dabei einen Zeitwirkungsgrad von 70 Prozent. Während des Serienanlaufes können die Zeiten zur Fehlerbehebung erheblich höher sein, so dass auch der Zeitwirkungsgrad der Montageanlage wesentlich geringer sein kann.

Jeder Funktion eines Arbeitsablaufes sind die beeinflussenden Faktoren zuzuordnen, um den Zuverlässigkeitsgrad der Einzelfunktionen einer Station zu bestimmen. Ausgangsbasis für die Betrachtung der Zuverlässigkeit der Einzelfunktionen einer Montagestation ist bei LOTTER (1982) die Qualität der Bauteile. Hundertprozentige Zuverlässigkeit durch Qualität ist nicht gegeben. Es muss in der Produktion mit einem bestimmten Fehleranteil bei den zu montierenden Bauteilen gerechnet werden. Zusätzlich zur Zuverlässigkeit der Einzelteile geht die Qualität von Sortiergeräten in die Berechnung mit ein, wobei die Störungen des Zuführgerätes um so geringer sind, je höher die Qualität der Bauteile ist. Die

Präzision und Arbeitsgeschwindigkeit eines Einlegegerätes bestimmen die Zuverlässigkeit des Greifens und Transportierens von Einzelteilen. Der Zuverlässigkeitsgrad von Einlegegeräten und Transfermitteln bestimmt die Zuverlässigkeit beim Ablegen und Fügen. Der Zuverlässigkeitsgrad der Montagestation kann somit durch Multiplikation der Zuverlässigkeitsgrade der Einzelfunktionen errechnet werden.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass aus technischer wie auch aus wirtschaftlicher Sicht der Nutzen der entwickelten Modelle, Methoden und Konzepte für die Produktionstechnik offensichtlich ist. Bisher existierte kein Modell zur systematischen Analyse der Fortpflanzung von fertigungsbedingten Abweichungen in nachgiebigen Baugruppen, welches eine frühzeitige Fehlervermeidung ermöglicht. Ein durchgängiges Toleranzmanagement für starre und nachgiebige Baugruppen im Produktentstehungsprozess war ebenfalls nicht erarbeitet. Das gewaltige Potential zur Einsparung von Kosten konnte anhand von Beispielen aus der Industrie anschaulich quantifiziert und belegt werden.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Nicht nur in der Automobilindustrie ist ein unverkennbarer Trend zur vollständigen Absicherung von Produkt- und Prozesseigenschaften in der virtuellen Welt im Sinne einer Digital Mock-up Strategie zu beobachten. Dies erfordert den Einsatz unterschiedlicher Simulationstechnologien zur Analyse von Design, Funktionen, Montage- und Fertigungsprozessen etc. (REINHART ET AL. 1999). Erst in den letzten Jahren begann sich in diesem Zusammenhang die Technologie der Toleranzsimulation zu entwickeln.

Erste kommerzielle Computer Aided Tolerancing (CAT) Systeme sind bereits verfügbar und werden in Form von Pilotprojekten in Industrieunternehmen eingesetzt. Die Basis für derartige Softwaresysteme wurde durch zahlreiche Forschungsarbeiten zum Thema Toleranzanalyse und Toleranzsynthese geschaffen. Nach Untersuchung dieser Forschungsarbeiten und der bisher entwickelten Methoden wurden in folgenden Bereichen Defizite erkannt und im Rahmen dieser Arbeit aufgezeigt:

- Ein Hauptdefizit, welches eine Anwendung in der Industrie stark einschränkt, ist die den bisher entwickelten Methoden zur Toleranzanalyse bzw. -synthese zugrunde liegende Starrkörperhypothese. Sie bestimmt die Art der Paarungselemente und somit die kinematische Ausrichtung der Bauteile zueinander. Die charakteristischen Eigenschaften nachgiebiger bzw. elastischer Baugruppen, wie beispielsweise überbestimmte Einspannung, kleine Verformungen während der Montage etc. , können mit diesen Methoden nicht berücksichtigt werden, obwohl bei den meisten Produkten zahlreiche Komponenten im Bereich der Toleranzen nachgiebig sind.
- Auf dem Gebiet der Integration und effizienten Anwendung der Methoden zur Toleranzanalyse und -synthese im Produktentstehungsprozess besteht für viele der entwickelten Methoden noch Forschungsbedarf. Dabei ist vor allem die Abstimmung zwischen

den unterschiedlichen Bereichen im Rahmen eines Toleranzmanagementprozesses und die systematische Problemlösung mit Hilfe von Methoden zur Toleranzanalyse in den unterschiedlichen Phasen der Produktentstehung zu klären.

- Bauteiltoleranzen werden durch das jeweilige Fertigungsverfahren bestimmt. Die Auswirkungen des Fertigungsverfahrens auf die Toleranzen eines Bauteiles können heute noch nicht simuliert werden. Meist sind die genauen physikalischen Zusammenhänge zwischen dem Fertigungsprozess und den daraus resultierenden Abweichungen unbekannt, komplex oder zu wenig erforscht. Daher werden derzeit die Bauteile mit Hilfe von Erfahrungswerten und Messungen aus der Serienproduktion toleriert.
- Die Tolerierung der Funktionselemente erfolgt heute ebenfalls mit Hilfe von Erfahrungswerten oder z. T. aufwendigen Untersuchungen an physischen Modellen. Neue Technologien zur Simulation der Auswirkungen von Abweichungen an den Funktionselementen auf die Funktion eines Produktes müssen erforscht und weiterentwickelt werden. Die physikalischen Zusammenhänge zwischen Funktion und Toleranz der Funktionselemente sind meist komplex und oft nur schwer zu erfassen.

In dieser Arbeit wurden neue Methoden zur Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen entwickelt und die Integration eines Toleranzmanagements in den Produktentstehungsprozess erarbeitet. Dazu wurden im Einzelnen folgende Defizite angegangen:

- Repräsentation und Modellierung nachgiebiger Baugruppen, welche fertigungsbedingten Abweichungen unterliegen.
- Berechnung der Fortpflanzung von Abweichungen im Montageprozess.
- Integration der Methoden zur Analyse der Nominalgeometrie und von Toleranzen in den Produktentstehungsprozess.

Folgende neue Konzepte wurden zur Lösung dieser Probleme vorgeschlagen:

- Für die Toleranzanalyse geeignete Abbildung der Bauteile mit Hilfe von Formelementen. Idealisierung der Nachgiebigkeit durch linear elastisches Bauteilverhalten. Repräsentation durch ein FEM-Modell.
- Abbildung des Montageprozesses in Form eines Fügebaumes, wobei ein Knoten des Fügebaumes eine Fügeoperation repräsentiert, welche wiederum durch Fügemethoden beschrieben wird.
- Strukturierung der Fügeoperationen mit Hilfe der Schritte Positionieren, Einspannen, Fügen und Ausspannen. Berücksichtigung der Reihenfolge der Paarungselemente beim Einspannen und Fügen und Unterscheidung von form-, reib- und stoffschlüssigen Verbindungen bei der Paarung von Formelementen.
- Modellierung der Abweichungen bzw. der Toleranzen der Formelemente durch Verschiebungsvektoren, welche abhängig von der jeweiligen Paarung sind.
- Berechnung der Fortpflanzung von Abweichungen im Montageprozess auf Basis eines mathematisch-mechanischen Modells. Abbildung der stochastischen Natur von Fertigungstoleranzen mit Hilfe der Monte Carlo Methoden und Modellierung der mechanischen Eigenschaften von Baugruppen durch Finite Elemente Methoden.
- Klassifizierung von mechanischen Baugruppen hinsichtlich ihrer statischen Bestimmtheit und Ableitung der anzuwendenden Methode zur Toleranzanalyse.
- Entwicklung einer Mikro-Logik des Toleranzmanagements für starre und nachgiebige Baugruppen, welche die methodische Anwendung der Toleranzanalyse und die Kommunikation zwischen den unterschiedlichen Bereichen unterstützt.
- Untergliederung in die drei Schritte: Definitionsphase Nominalgeometrie, Definitionsphase Toleranzen und Diagnosephase.

- Iterative und rekursive Anwendung dieser Mikro-Logik in den einzelnen Phasen des Produktentstehungsprozesses.

Die Methoden zur Modellierung nachgiebiger Baugruppen sind anhand von einfachen Beispielen verifiziert. Dabei wurde der Einfluss der unterschiedlichen Eingangsparameter auf die Fortpflanzung von Abweichungen in nachgiebigen Baugruppen und damit auf die resultierende Produktqualität untersucht. Die entwickelten Modelle, Methoden und Konzepte wurden durch exemplarische Anwendung veranschaulicht und der Nutzen und das Potential für die Produktionstechnik konnte aufgezeigt und mit Hilfe von Beispielen aus der Industrie quantifiziert werden.

Lösungsvorschläge sind für die angeführten Teilbereiche in dieser Arbeit vorgestellt. Dennoch besteht im Bereich der Methoden zur Toleranzanalyse und -synthese und deren Anwendung in der Produktentstehung großer Forschungs- und Weiterentwicklungsbedarf. Folgende Themen sind in zukünftigen Arbeiten zu klären:

- Die entwickelten Methoden müssen innerhalb eines durchgängigen und integrierten Softwaresystems implementiert werden. Dabei sind für nachgiebige Baugruppen Finite Elemente Methoden mit Algorithmen der Monte Carlo Simulation zu kombinieren. Die geeignete Umsetzung einer graphischen Benutzeroberfläche und die graphische Spezifikation der Toleranzen erleichtern dem Anwender die Bedienung des komplexen Systems. Mit Hilfe eines derartigen Softwaresystems können Simulationsergebnisse geeignet aufbereitet und dargestellt werden. Dies verbessert die Kommunikation und erleichtert die Entscheidungsfindung in interdisziplinären Teams. Die Dokumentation, aber vor allem auch der Einsatz unterschiedlicher Simulationssysteme im Produktentstehungsprozess setzt ein effizientes Projekt- und Datenmanagement voraus. Die Integration neuer Simulationsverfahren stellt daher immer eine große Herausforderung an das Produkt- und Prozessdatenmanagement dar.
- Die effiziente Umsetzung einer Digital Mock-up Strategie erfordert die Integration bzw. Kombination unterschiedlicher Simulationsverfahren. Die optisch-ästhetischen Anforderungen an ein Produkt

und damit an Funktionstoleranzen könnten beispielsweise mit Hilfe von Virtual Reality Technologie bereits in frühen Phasen der Produktentstehung auf Basis des Produktdesigns untersucht werden. Die intuitiven Untersuchungsmöglichkeiten einer Virtual Reality Umgebung ermöglichen die Beurteilung durch unvoreingenommene, zufällig ausgewählte Testpersonen. Die Definition und Verifikation eines Fügebaumes könnte ebenfalls durch die Integration von 3D- und Kinematiksimulation mit den Methoden der Toleranzanalyse effizienter gestaltet werden.

- Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Modelle und Methoden zur Toleranzanalyse berücksichtigen nur linear elastisches Bauteilverhalten und vereinfachen somit die realen physikalischen Vorgänge während des Montage- und Fügeprozesses. Bei der Weiterentwicklung des vorgeschlagenen Modells sollten beispielsweise folgende Eigenschaften betrachtet werden:
 - Kräfte durch Reibung
 - Vibrationen bzw. Schwingungen der Bauteile
 - Eigenspannungen in Bauteilen z. B. bei Blechen durch den Herstellungs- und Tiefziehprozess
 - Verformungen durch Temperatureinfluss z. B. beim Schweißen
 - Steifigkeit der Spannelemente bzw. der Werkzeuge (z. B. Schweißzange)
 - Steifigkeit an den Fügeelementen bzw. von Verbindungselementen
 - Kovarianz von Formelementen
 - Übertragung von Kontaktkräften nicht nur an den Paarungselementen

Die wachsende Komplexität des Modells ist dabei kritisch zu werten, denn der Aufwand zur Lösung der Systemgleichung und zur Anwendung der Monte Carlo Simulation steigt u. U. (Nichtlinearität) erheblich an.

- Die in dieser Arbeit entwickelten Methoden können im Rahmen der Qualitätssicherung nachgiebiger Bauteile bei der Auswertung von Messergebnissen angewendet werden. Der Messprozess muss dazu ähnlich wie der Montageprozess strukturiert werden, wobei neben den Abweichungen auch die auftretenden Kräfte zu messen sind.
- Die Optimierung der Eingangsparameter des entwickelten Modells erfolgt im vorgestellten Problemlösungszyklus iterativ durch Änderung der Parameter durch den Anwender. Der Einsatz von mathematischen Optimierungsmethoden zur Optimierung der Eingangsparameter wie beispielsweise Fügereihenfolge, Reihenfolge der Fügemethoden, Lage der Formelemente etc. ist zu untersuchen.

Der Verwendung der entwickelten Methoden in Industrieunternehmen und die Umsetzung im Produktentstehungsprozess setzen einerseits einen unternehmensspezifischen, durchgängigen Prozess des Toleranzmanagements, andererseits die Entwicklung und Integration eines leistungsfähigen Softwaresystems voraus. Die Implementierung derartiger Systeme wird in Zukunft bei steigender Komplexität noch schneller als bisher voranschreiten. Daher werden künftig diejenigen Unternehmen einen Wettbewerbsvorteil erlangen, denen es gelingt, neue leistungsfähige Methoden frühzeitig zu erkennen, deren Entwicklung zu fördern und dann die Anwendung der Methoden schnell und effizient im Produktentstehungsprozess umzusetzen. Dies setzt nicht nur wandlungsfähige Informationstechnologie voraus, sondern auch eine wandlungsfähige Aufbau- und Ablauforganisation, welche schnell und flexibel auf Veränderungen reagieren kann (REINHART & GRUNWALD 2000). Der Einsatz von Simulationstechnologie im Rahmen einer Digital Mock-up Strategie erfordert eine detailliertere Planung und genauere Abstimmung zwischen unterschiedlichen Bereichen, denn Untersuchungen an Modellen mit Hilfe von Simulationssystemen beantworten im Gegensatz zu Untersuchungen an realen Modellen oder Produkten nur die gestellten Fragen.

Literaturverzeichnis

AIT 1996

AIT Consortium: AIT Glossary. ESPRIT Project 7704 Advanced Information Technology in Design and Manufacture, 1996.

ARMENÁKAS 1991

Armenákas, A. E.: Modern Structural Analysis: The Matrix Method Approach. New York, USA: McGraw-Hill 1991.

ASME 1993

ASME Codes and Standards: Mathematical Definition of Dimensioning and Tolerancing Principles. ASME Y14.5.1M-1993.

BALL 1900

Ball, R.: A Treatise on the Theory of Screws. Cambridge: University Press 1900.

BATHE 1982

Bathe, K.-J.: Finite Element Procedures in Engineering Analysis. Englewood Cliffs/NJ, USA: Prentice Hall 1982.

BAUMANN 1977

Baumann, E.: Toleranzrechnung linearer Maßketten über Datenverarbeitung und ihre Bedeutung bei der Qualitätssicherung. Braunschweig: Technische Universität 1977.

BEITZ & KÜTTNER 1990

Beitz, W.; Küttner, K.-H.: Taschenbuch für den Maschinenbau - Dubbel. Berlin: Springer 1990.

BETTEN 1997

Betten, J.: Finite Elemente für Ingenieure. Berlin: Springer 1997.

BLANDING 1999

Blanding, D.: Exact Constraint Design. New York: ASME Press 1999.

BÖTTGER 1961

Böttger, F.: Erzielung von Fertigungsvorteilen durch Anwendung statistischer Gesetze auf die Toleranzrechnung. Aachen: RWTH Aachen 1961.

BOHN 1998

Bohn, M.: Toleranzmanagement im Entwicklungsprozess: Reduzierung der Auswirkungen von Toleranzen auf Zusammenbauten der Automobil-Karosserien. Karlsruhe: Technische Universität Karlsruhe 1998.

BOOTHROYD 1991

Boothroyd, G.: Assembly Automation and Product Design. New York: Marcel Dekker 1991.

BOSCH 1993

Bosch, K.: Statistik Taschenbuch. München: Oldenbourg 1993.

BRONSTEIN & SEMENDJAJEW 1991

Bronstein, I. N.; Semendjajew, K. A.: Taschenbuch der Mathematik. Stuttgart: Teubner 1991.

BRUSH & ALMROTH 1975

Brush, D. O.; Almroth, B. O.: Buckling of Bars, Plates and Shells. New York: McGraw-Hill 1975.

CAI ET AL. 1996

Cai, W.; Hu, S.; Yuan, J. X.: Deformable Sheet Metal Fixturing: Principles, Algorithms, and Simulations. Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME, Vol. 118, August 1996, S. 318-324.

CHANG 1996

Chang, M.: Modeling the Assembly of Compliant, Non-Ideal Parts. MIT: 1996.

CHASE & GREENWOOD 1986

Chase, K. W.; Greenwood, W. H.: Computer-aided Tolerance Selection CATS User Guide. ADCATS Report No. 86-2, Brigham Young University: 1986.

CHASE & GREENWOOD 1988

Chase, K. W.; Greenwood, W. H.: Design Issues in Mechanical Tolerance Analysis. Manufacturing Review, ASME, New York (1988) Vol. 1, No. 1, S. 50-59.

CLÉMENT & RIVIÈRE 1993

Clément, A.; Rivière, A.: Tolerancing Versus Nominal Modeling in Next Generation CAD/CAM System. In: Proceedings of the 3rd CIRP Seminar on Computer Aided Tolerancing - Tolérancement Géométrique. Paris: Ecole Normale Supérieure de Cachan 1993, S. 97-113.

CLÉMENT ET AL. 1994

Clément, A.; Rivière, A.; Temmerman, M.: Cotation tridimensionnelle des systèmes mécaniques: théorie & pratique. Paris: PYC Edition 1994.

CROSBY 1984

Crosby, Ph. B.: Quality Without Tears. New York: McGraw Hill 1984.

CZICHOS 1996

Czichos, H.: Hüte: Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften. Berlin: Springer 1996.

DAENZER & HUBER 1994

Daenzer, W. F.; Huber, F.: Systems Engineering: Methodik und Praxis. Zürich: Industrielle Organisation 1994.

DIN ISO 8402

DIN EN ISO 8402: Qualitätsmanagement. Berlin: Beuth 1994.

EHRENSPIEL 1991

Ehrlenspiel, K.: Integrierte Produkterstellung: Organisation, Methoden, Hilfsmittel. In: Milberg, J.: Wettbewerbsfaktor Zeit in Produktionsunternehmen - Referate des Münchner Kolloquiums 91, München. Berlin: Springer 1991.

EHRENSPIEL 1995

Ehrlenspiel, K.: Integrierte Produktentwicklung: Methoden für Prozessorganisation, Produkterstellung und Konstruktion. Wien: Hanser 1995.

ELMARAGHY 1998

ElMaraghy, H. A.: Geometric Design Tolerancing: Theories, Standards and Applications; Proceedings of the 5th CIRP International Seminar on Computer-Aided Tolerancing. London: Chapman & Hall 1998.

ERMAKOW 1975

Ermakow, S. M.: Die Monte-Carlo-Methode und verwandte Fragen. München: Oldenbourg 1975.

EVERSHEIM 1996

Eversheim, W.: Organistaion in der Produktionstechnik. Bd. 1. Grundlagen. Düsseldorf: VDI 1996.

EVERSHEIM & SCHUH 1996

Eversheim, W.; Schuh, G.: Hütte: Taschenbuch für Betriebsingenieure (Betriebshütte). Berlin: Springer 1996.

FAUX 1986

Faux, I. D.: Reconciliation of Design and Manufacturing Requirements for Product Description Data Using Functional Primitive Part Features. CAM-I Report R-86-ANC/GM/PP-01.1. Arlington, Texas, USA: Computer Aided Manufacturing - International (CAM-I), Dezember 1986.

FAZ 2001

Frankfurter Allgemeine Zeitung: Mängel bei ganz normalen Produktionsabläufen. Montag, 22. Januar 2001, Nr. 18/S. 29.

FRIEDL 1995

Friedl, H.: Fertigungs- und funktionsgerechte Toleranzen rechnerunterstützt festlegen. QZ 40 (1995) 7, S. 856-860.

GADALLAH & ELMARAGHY 1998

Gadallah, M. H.; ElMaraghy, H. A.: A New Algorithm for Combinatorial Optimization: Application to Tolerance Synthesis with Optimum Process Selection. In: ELMARAGHY 1998, S. 265-273.

GAO 1993

Gao, J.: Nonlinear Tolerance Analysis of Mechanical Assemblies. Brigham Young University: ADCATS 1993. (ADCATS Report No. 93-3).

GAUCHEL 1986

Gauchel, J.: Vorgehensweise zur Beeinflussung von Toleranzen. In: Toleranzprobleme beherrschen, Funktionen sichern, Wirtschaftlichkeit steigern, Düsseldorf. Düsseldorf: VDI 1986, S. 125-150. (VDI-Berichte 596)

GAUNET 1993

Gaunet, D.: Vectorial Tolerancing Model. In: Proceedings of the 3rd CIRP Seminar on Computer Aided Tolerancing - Tolérancement Géométrique. Paris: Ecole Normale Supérieure de Cachan 1993, S. 25-49.

GEBHARDT 1996

Gebhardt, A.: Rapid Prototyping: Werkzeug für die schnelle Produktentwicklung. München: Hanser 1996.

GIORDANO & DURET 1993Giordano, M.; Duret, D.: Clearance Space and Deviation Space. Espace Jeu, Espace Ecart. - Application to Three-Dimensional Chain of Dimensions and Positions. In: Proceedings of the 3rd CIRP Seminar on Computer Aided Tolerancing - Tolérancement Géométrique. Paris: Ecole Normale Supérieure de Cachan 1993, S. 179-196.

GÖRLER 1979

Görler, E.: Lage und Form statistischer Verteilungen bei der Tolerierung von Maßketten. Feingerätetechnik 28 (1979) 7, S. 314-316.

GÖRLER 1980

Görler, E.: Statistische Auswerteverfahren zur Beurteilung einseitig tolerierter Merkmale an Werkstücken des Maschinenbaus. Feingerätetechnik 29 (1980)12, S. 554-557.

GRABENSCHIED ET AL. 1990

Grabenscheid, J.; Hirschmann, K. H.; Lechner, G.: Produktqualität mit einem räumlichen Toleranzmodell steigern. CAD CAM CIM Sonderteil in Hanser Fachzeitschriften, Oktober (1990), S. CA227-CA235.

GRAF ET AL. 1966

Graf, U.; Henning, H.-J.; Stange, K.: Formeln und Tabellen der mathematischen Statistik. Berlin: Springer 1966.

GRAVES & BISGAARD 1997

Graves, S.; Bisgaard, S.: Five Ways Statistical Tolerancing Can Fail, and What to Do About Them. Madison Wisconsin: University of Wisconsin 1997. (Report to Quality and Productivity 159)

GRÜBLER 1917

Grübler, M.: Getriebelehre. Berlin: Springer 1917.

HÄRTIG & HART 1978

Härtig, G.; Hart, H.: Darstellungsmöglichkeiten für Verteilungsgesetze von Fehlern durch Wahrscheinlichkeitsdichten. Feingerätetechnik 27 (1978) 12, S. 542-545.

HARTUNG 1995

Hartung, J.: Statistik: Lehr- und Handbuch der angewandten Statistik. München: Oldenbourg 1995.

HEINZL 1992

Heinzl, J.: Maschinen- und Feingerätebau für Elektroingenieure: Skizzen und Formeln zur Vorlesung. München: Lehrstuhl für Feingerätebau und Getriebelehre 1992.

HENZOLD 1992

Henzold, G.: Form und Lage. Berlin: Beuth 1992.

HERING ET AL. 1996

Hering, E.; Triemel, J.; Blank, H.-P.: Qualitätssicherung für Ingenieure. Düsseldorf: VDI-Verlag 1996.

HESSE 1993

Hesse, S.: Montagemaschinen: Grundlagen und Prinzipien in Aufbau, Funktion, Antrieb und Steuerung montierender Maschinen. Würzburg: Vogel 1993.

HILLYARD & BRAID 1978

Hillyard, R.; Braid, I.: Analysis of Dimensions and Tolerances in Computer Aided Mechanical Design. Journal of CAD, Vol. 10, No. 5 (1978), S. 161-166.

HIERSIG 1995

Hiersig, H.: Lexikon Produktionstechnik Verfahrenstechnik. Düsseldorf: VDI 1995.

HOLLAND 1994

Holland, M.: Prozessgerechte Toleranzfestlegung - Bereitstellung von Prozessgenauigkeitsinformation für die Konstruktion. Düsseldorf: VDI-Verlag 1994. (Rechnerunterstützte Verfahren 137).

HOLMES 1998

Holmes, N.: The Myth of the Computer Revolution. Computer - Innovative Technology for Computer Professionals 31 (1998) 11, S. 121-122.

HOUTEN & KALS 1999

Houten, F. van; Kals, H.: Global Consistency of Tolerances: Proceedings of the 6th CIRP International Seminar on Computer-Aided Tolerancing. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers 1999.

HSIEH & OH 1997

Hsieh, Ch. C.; Oh, K. P.: Simulation and Optimization of Assembly Processes Involving Flexible Parts. International Journal of Vehicle Design 18 (1997) 5 (Special Issue), S. 445-465.

HUESGES 1999

Huesges, M.: Steigerung der Tolerierungsfähigkeit unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten. Universität Stuttgart 1999. (Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente; Bd. 81).

HUO 1995

Huo, H.: New Tolerance Analysis Methods for Preliminary Design of Mechanical Assemblies. Brigham Young University: ADCATS 1995. (ADCATS Report No. 95-4).

JÖRGENSEN-RECHTER 1994

Jörgensen-Rechter, S.: Rechnergestützte Analyse von Maß-, Form- und Lageabweichungen - ein Werkzeug zur Bauteiltolerierung. Düsseldorf: VDI-Verlag 1994. (Rechnerunterstützte Verfahren 117).

JOHNSON 1985

Johnson, R. H.: Dimensioning and Tolerancing - Final Report. CAM-I Report R84-GM-02-2. Arlington, Texas, USA: Computer Aided Manufacturing - International (CAM-I), Mai 1985.

JORDEN 1991

Jorden, W.: Der Tolerierungsgrundsatz eine unbekannte Größe mit schwerwiegenden Folgen. Konstruktion 43 (1991), S. 170-176.

JORDEN 1998

Jorden, W.: Form- und Lagetoleranzen. München: Hanser 1998.

KAMISKE 1993

Kamiske, G. F.: Qualitätsmanagement verbessert den Wirkungsgrad der Produktion. ZWF 88 (1993), S. 41-43.

KAMISKE ET AL. 1997

Kamiske, G. F. et al.: Bausteine des innovativen Qualitätsmanagements: erfolgreiche Praxis in deutschen Unternehmen. München: Hanser 1997.

KANAI ET AL. 1995

Kanai, S.; Onozuka, M.; Takahashi, H.: Optimal Tolerance Synthesis by Genetic Algorithm under the Machining and Assembling Constraints. In: KIMURA 1995 1995, S. 235-250.

KIMURA 1995

Kimura, F.: Computer-aided Tolerancing: Proceedings of the 4th CIRP Design Seminar, Tokyo, Japan. London: Chapman & Hall 1995.

KIRSCHLING 1988

Kirschling, G.: Qualitätssicherung und Toleranzen. Berlin: Springer 1988.

KLEIN 1992

Klein, H.: Rechnerunterstützte Qualitätssicherung bei der Produktion von Bauteilen mit frei geformten Oberflächen. Karlsruhe: Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebstechnik 1992. (Forschungsberichte 43).

KOLLER 1996

Koller, F.: CAD-gestützte Toleranzrechnung basierend auf der Auswertung von Kontaktkräften in einem Mehrkörpersimulationsmodell. VDI-Fortschritt-Bericht, Reihe 20/219, 1996.

KRIEGEL 1995

Kriegel, J.: Exact Constraint Design. Mechanical Engineering, 1995, S. 88-90.

LEE & WOO 1989

Lee, W. J.; Woo, T. C.: Optimum Selection of Discrete Tolerances. Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design, Transactions of the ASME, Vol. 111 (1989), S. 243-251.

LIGHT & GOSSARD 1982

Light, R.; Gossard, D.: Modification of Geometric Models through Variational Geometry. Journal of CAD 7 (1982), S. 209-214.

LIU 1995

Liu, S.: Variation Simulation for Deformable Sheet Metal Assembly. Ann Arbor, Michigan, USA: UMI 1995.

LIU & HU 1995

Liu, S.; Hu, S.: An Offset Finite Element Model and Its Application in Predicting Sheet Metal Assembly Variation. International Journal of Machine Tools and Manufacturing, Vol. 35, No. 11 (1995), S. 1545-1557.

LIU ET AL. 1996

Liu, S.; Hu, S., Woo, T.: Tolerance Analysis for Sheet Metal Assemblies. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, Vol. 118 (1996), S. 62-67.

LIU & HU 1997

Liu, S.; Hu, S.: Variation Simulation for Deformable Sheet Metal Assemblies Using Finite Element Methods. Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME, Vol. 119 (1997), S. 368-374.

LOTTER 1982

Lotter, B.: Arbeitsbuch der Montagetechnik. Mainz: Vereinigte Fachverlage Krausskopf 1982.

MANNEWITZ 1997

Mannewitz, F.: Prozessfähige Tolerierung von Bauteilen und Baugruppen - ein Lösungsansatz zur Optimierung der Werkstattfertigung im Informationsverbund zwischen CAD und CAQ. Düsseldorf: VDI 1997. (Rechnerunterstützte Verfahren Reihe 20 256).

MERKLEY 1998

Merkley, K.: Tolerance Analysis of Compliant Assemblies. Provo, Utah, USA: BYU 1998.

MICHAEL & SIDDALL 1981

Michael, W.; Siddall, J. N.: The Optimization Problem with Optimal Tolerance Assignment and Full Acceptance. ASME Transactions, Journal of Design and Manufacturing Vol. 103 (1981).

NASSEF & ELMARAGHY 1997

Nassef, A. O.; ElMaraghy, H. A.: Allocation of Geometric Tolerances: New Criterion and Methodology. CIRP Annals, Vol. 46/1 (1997), S. 101-106.

NASTOS 1999

Nastos, X.: Ein räumliches Toleranzbewertungssystem für die Konstruktion. Universität Stuttgart 1999. (Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente; Bd. 82).

NING 1987

Ning, R.: Bemaßen und Tolerieren in CAD-Systemen mit Volumenmodellierern. München: Hanser 1987. (Produktionstechnik - Berlin 62).

PAHL & BEITZ 1993

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

PAUL 1981

Paul, R. P.: Robot Manipulators: Mathematics, Programming and Control. Cambridge, Massachusetts, USA: MIT Press 1981.

PFEIFF 1999

Pfeiff, N.: Die Prozeß-Simulation in der Fertigung als wichtiger Schritt zur Digitalen Fabrik. In: Reinhart, G.: Moderne Methoden zur Montageplanung - Schlüssel für eine effiziente Produktion. München: Utz 1999. (Seminarberichte iwB Bd. 36).

PIWONSKI & PIWONSKI 1990

Piwonski, R.; Piwonski, T.: Iterationsverfahren für wirtschaftlich optimale Toleranzen in Maßketten. *Feinwerktechnik & Messtechnik* 90 (1982) 3, S. 134-136.

PRASAD 1996

Prasad, B.: *Concurrent Engineering Fundamentals: Integrated Product and Process Organization*. Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall 1996.

PRAUN 1998

Praun, S. von: Digital Mock-up - Entwicklungsstrategie und Kommunikationsplattform für den gesamten Produktlebenszyklus. *VDI-Z Spezial C-Techniken* (1998) 1, S. 42-44.

PRICE 1998

Price, A. M.: Virtual Product Development Case Study of the T-45 Horizontal Stabilator. AIAA-98-2065. American Institute of Aeronautics and Astronautics (1998), S. 3041-3051.

RANYAK & FRIDSHALL 1988

Ranyak, P.; Fridshall, R.: Features for Tolerancing a Solid Model. In: *ASME Computers in Engineering Conference*, San Francisco, August 1988.

REICHENEDER 1997

Reicheneder, J.: A Pro/DEVELOP Module for Dynamic Simulation with Consideration of Tolerances. *Pro/USER International Conference*, Orlando 1997.

REINERTSEN ET AL. 1983

Reinertsen, D. et al.: Whodunit? The Search for the New-Product Killers. *Electronic Business*, July 1983, S. 62-66.

REINERTSEN 1998

Reinertsen, D.: *Die neuen Wege der Produktentwicklung: Managing the Design Factory*. München: Hanser 1998.

REINHART & FELDMANN 1997

Reinhart, G.; Feldmann, K.: Simulation - Schlüsseltechnologie der Zukunft? München: Utz 1997.

REINHART & PRAUN 1998

Reinhart, G.; Praun, S. von: Digital Mock-up Process Simulation - Next Generation Product Development. In: Dornfeld, D.: Proceedings of the 31st CIRP International Seminar on Manufacturing Systems - Networked Manufacturing: Integrated Design, Prototyping and Rapid Fabrication, Berkeley. Berkeley: Engineering Systems Research Center 1998, S. 271-275.

REINHART ET AL. 1999

Reinhart, G.; Grunwald, S.; Rick, F.: Virtuelle Produktion - Virtuelle Produkte im Rechner produzieren. VDI-Z (1999) 12, S. 26-29.

REINHART & GRUNWALD 2000

Reinhart, G.; Grunwald, S.: Einführung wandlungsfähiger Prozesse im Engineering. ZwF 95 (2000) 7-8, S. 351-355.

REQUICHA 1984

Requicha, A.: Representation of Tolerances in Solid Modeling: Issues and Alternative Approaches. In: Boyse, J. W.; Pickett, M. S.: Solid Modeling by Computers - From Theory to Applications. New York: Plenum 1984, S. 3-22.

REYNOLDS 1994

Reynolds, R. L.: The Cost of Variation and a Process to Reduce Variation in the Assembly of Mature Aircraft Designs. MIT: 1994.

RIVEST ET AL. 1993

Rivest, L.; Fortin, C.; Desrochers, A.: Tolerance Modeling for 3D Analysis - Presenting a Kinematic Formulation. In: Proceedings of the 3rd CIRP Seminar on Computer Aided Tolerancing - Tolérancement Géométrique. Paris: Ecole Normale Supérieure de Cachan 1993, S. 51-73.

RIVIÈRE 1993

Rivière, A.: La Géométrie du groupe des déplacements appliquée a la modélisation du tolérancement. Paris: Institut Supérieur des Matériaux et de la Construction Mécanique 1993.

ROBISON 1989

Robison, R. H.: A Practical Method for Three-Dimensional Tolerance Analysis Using a Solid Modeler. ADCATS Report No. 89-3. Provo, Utah, USA: Department of Mechanical Engineering 1989.

ROGGATZ 1998

Roggatz, A.: Entscheidungsunterstützung für die frühen Phasen der integrierten Produkt- und Prozessgestaltung. Aachen: Shaker 1998. (Berichte aus der Produktionstechnik; Bd. 98,25).

ROY & LIU 1988

Roy, U.; Liu, C. R.: Feature-Based Representational Scheme of a Solid Modeler for Providing Dimensioning and Tolerancing Information. Robotics & Computer Integrated Manufacturing. Vol. 4, No. 3/4 (1988), S. 335-345.

RUBINSTEIN 1981

Rubinstein, R.: Simulation and the Monte Carlo Method. New York: John Wiley and Sons 1981.

SALOMONS 1995

Salomons, O.: Computer Support in the Design of Mechanical Products: Constraint Specification and Satisfaction in Feature based Design for Manufacturing. Enschede: University of Twente 1995.

SCHNELL ET AL. 1989

Schnell, W.; Gross, D.; Hauger, W.: Technische Mechanik 2: Elastostatik. Berlin: Springer 1989.

SCHÜTTE 1995

Schütte, W.: Methodische Form- und Lagetolerierung: Ein Werkzeug zur qualitätsgerechten Produktbeschreibung. Paderborn: Laboratorium für Konstruktionslehre 1995.

SELEM ET AL. 1999

Selem, E. et al.: Modeling-Simulation-Testing of Compliant Assemblies. In: HOUTEN & KALS 1999, S. 355-364.

SHAH & MILLER 1990

Shah, J. J.; Miller, D. W.: A Structure for Supporting Geometric Tolerances in Product Definition Systems for CIM. *Manufacturing Review*, American Society of Mechanical Engineering (ASME), Vol. 3, No. 1 (1990), S. 23-31.

SHUKLA ET AL. 1996

Shukla, C.; Vazquez, M.; Chen, F.: Virtual Manufacturing: An Overview. In: N.N.: *Computers and Industrial Engineering* Vol. 31, No. 1/2, Elsevier (1996), S. 79-82.

SLOCUM 1992

Slocum, A. H.: *Precision Machine Design*. New York: Prentice Hall 1992.

SOEDERBERG ET AL. 1998

Soederberg, R. et al.: The Subcontractors Role in Computer Aided Tolerance Management. In: ASME Design Engineering Technical Conference DETEC'98, Atlanta. 1998.

SOMAN 1996

Soman, N.: *A Model of the Assembly of Compliant Parts*. MIT: 1996.

SPECKHART 1971

Speckhart, F. H.: Calculation of Tolerances based on a Minimum Cost Approach. *Transactions of the ASME*, 71-Vibr-114, (1971), S. 447-453.

SPOTTS 1973

Spotts, M. F.: Allocation of Tolerance to Minimize Cost of Assembly. *Journal of Engineering for Industry*, ASME, No. 95 (1973).

SPOTTS 1986

Spotts, M. F.: Dimensioning of Assemblies. Machine Design (1986) 2, S. 101-105.

SPUR 1996

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

SPUR & KRAUSE 1997

Spur, G.; Krause, F.-L.: Das virtuelle Produkt: Management der CAD-Technik. München: Hanser 1997.

STANGE 1970

Stange, K.: Angewandte Statistik Teil 1 und 2. Berlin: Springer 1970.

STARK 1994

Stark, R.: Entwicklung eines mathematischen Toleranzmodells zur Integration in (3D-) CAD-Systeme. Saarbrücken: Universität des Saarlandes 1994. (Produktionstechnik Bd. 5).

STÖRMER 1983

Störmer, H.: Mathematische Theorie der Zuverlässigkeit. München: Oldenbourg 1983.

TAGUCHI 1986

Taguchi, G.: Introduction to Quality Engineering: Designing Quality into Products and Processes. Tokyo: Asian Productivity Organisation 1986.

TAKAHASHI ET AL. 1993

Takahashi, K.; Suzuki, H.; Kimura, F.: Motion Analysis of Parts with Geometrical Errors Based on Dynamic Simulation. In: Proceedings of the 3rd CIRP Seminar on Computer Aided Tolerancing - Tolérancement Géométrique. Paris: Ecole Normale Supérieure de Cachan 1993, S. 85-96.

TAYLOR 1905

Taylor, W.: Improvements in Gauges for Screws. British Patent No. 6900, 1905.

TOMYS 1995

Tomys, A.-K.: Kostenorientiertes Qualitätsmanagement: Qualitätscontrolling zur ständigen Verbesserung der Unternehmensprozesse. München: Hanser 1995.

TRUMPOLD ET AL. 1997

Trumpold, H. et al.: Toleranzsysteme und Toleranzdesign: Qualität im Austauschbau. München: Hanser 1997.

TURNER 1987

Turner, J. U.: Tolerances in Computer-Aided Geometric Design. New York, Troy: Rensselaer Polytechnic Institute 1997.

VDI-RICHTLINIE 2218

VDI-Richtlinie 2218: Feature-Technologie. Düsseldorf: VDI 1999.

VDI-RICHTLINIE 2221

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

VDI-RICHTLINIE 2222

VDI-Richtlinie 2222: Konstruktionsmethodik - Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien. Düsseldorf: VDI 1997.

VDI-RICHTLINIE 2247

VDI-Richtlinie 2247, Entwurf: Qualitätsmanagement in der Produktentwicklung. Düsseldorf: VDI 1994.

VĚCHET & GLAUBITZ 1978

Věchet, V.; Glaubitz, W.: Berechnung von Maßketten unter Verwendung der Edgeworth'schen Reihe. Feingerätetechnik 27 (1978) 10, S. 458-461.

WEBER 1992

Weber, A.: Ein relationsbasiertes Datenmodell als Grundlage für die Bauteil-Tolerierung. Erlangen: Abteilung für Maschinenelemente und fertigungsgerechtes Konstruieren der Universität Erlangen-Nürnberg 1992.

WEBER & STARK 1986

Weber, Ch.; Stark, R.: Stand und Perspektiven der rechnerunterstützten Toleranzanalyse und -synthese. In: Wege zum erfolgreichen Qualitätsmanagement in der Produktentwicklung, Berlin. Düsseldorf: VDI 1994, S. 203-222. (VDI-Berichte 1106)

WHITNEY ET AL. 1994

Whitney, D. E.; Gilbert, O. L.; Jastrzebski, M.: Representation of Geometric Variations Using Matrix Transforms for Statistical Tolerance Analysis in Assemblies. Research in Engineering Design (1994) 6, S. 191-210.

WHITNEY & ADAMS 1999

Whitney, D. E.; Adams, J. D.: Application of Screw Theory to Motion and Constraint Analysis of Mechanical Assemblies. IEEE Int. Symp. on Assembly and Task Modeling, Porto, Portugal, Juli 1999.

WHITNEY & MANTRIPRAGADA 1999

Whitney, D. E.; Mantripragada, R.: Use of Screw Theory to Detect Multiple Conflicting Key Characteristics. ASME Design Engineering Technical Conferences, Las Vegas, USA , September 1999.

WHITNEY ET AL. 2001

Whitney, D. E.; Shukla, G.; Praun, S. von: A Design Procedure of Different Classes of Assemblies. ASME Design Engineering Technical Conferences, Pittsburgh, USA, September 2001.

WHITNEY 2003

Whitney, D. E.: Mechanical Assembly and Its Role in Product Development. Veröffentlichung voraussichtlich 2003.

WIRTZ 1986

Wirtz, A.: Vektorielle Tolerierung - die Qualitätssicherung im CIM. Technische Rundschau 41 (1986), S. 22-37.

WIRTZ 1989

Wirtz, A.: Vektorielle Tolerierung verbindet CAD, CAM und CAQ. Technica 26, 1989.

WU ET AL. 1988

Wu, Z.; ElMaraghy, W. H.; ElMaraghy, H. A.: Evaluation of Cost-Tolerance Algorithms for Design Tolerance Analysis and Synthesis. Manufacturing Review Vol. 1, No. 3, ASME. New York: 1988.

ZHAO 1996

Zhao, K.: Entwicklung eines räumlichen Toleranzmodells zur Optimierung der Produktqualität. Universität Stuttgart 1996. (Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente; Bd. 66).

A Steifigkeitsmatrix eines Biegebalkenelementes

Zunächst werden die in Abbildung 3.2 skizzierten Biegebalken in geradlinige finite Balkenelemente der Länge l mit konstanter Biegesteifigkeit EI unterteilt. In den Knotenpunkten (1) und (2), welche auf der Symmetrieachse (x -Achse) des Balkenelementes liegen, greifen je eine Querkraft Q und ein Moment M an (Abbildung A.1). Durch diese Belastungen werden Verschiebungen v quer zur Balkenachse und Verdrehungen φ in den beiden Knotenpunkten hervorgerufen. Die Herleitung der Steifigkeitsmatrix des in Abbildung A.1 skizzierten Biegebalkenelementes kann in den meisten FEM-Büchern (z. B. BETTEN (1997)) oder bei LIU & HU (1995) nachgelesen werden.

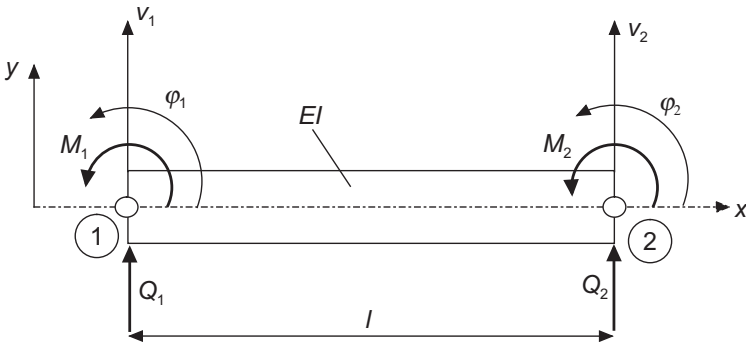


Abbildung A.1: Balkenelement mit zwei Knoten

Die Steifigkeitsbeziehung für das Balkenelement (Abbildung A.1) lautet:

$$\begin{bmatrix} Q_1 \\ M_1 \\ Q_2 \\ M_2 \end{bmatrix} = \frac{2EI}{l^3} \begin{bmatrix} 6 & 3l & -6 & 3l \\ 3l & 2l^2 & -3l & l^2 \\ -6 & -3l & 6 & -3l \\ 3l & l^2 & -3l & 2l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ \varphi_1 \\ v_2 \\ \varphi_2 \end{bmatrix} \quad (\text{A.1})$$

Die Steifigkeitsmatrix in Gleichung A.1 bezieht sich auf die Symmetrieebene eines Balkenelementes und berücksichtigt nicht die in Schweißpunkten auftretenden Scherkräfte N (vgl. Abbildung 3.2). Daher sollen nun die Knotenpunkte (1) und (2) an die Unterseite des oberen Balkenelementes und an die Oberseite des unteren Balkenelementes verschoben werden. Somit können die auftretenden Scherkräfte, wie in Abbildung A.2 für den oberen Balken dargestellt, berücksichtigt werden. Die Herleitung der Steifigkeitsmatrix für das neue Balkenelement wird im Folgenden am Beispiel des oberen Balkens durchgeführt.

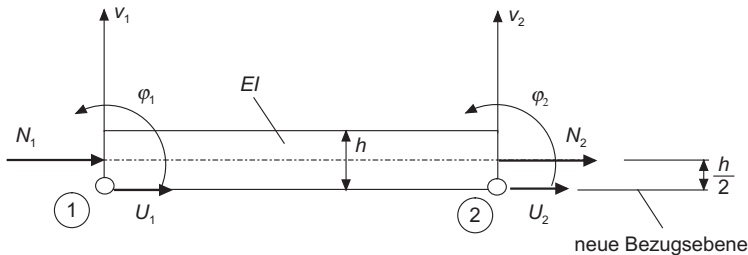


Abbildung A.2: Balkenelement mit neuer Bezugsebene und Normalkräften

Zu den Verschiebungen v und den Verdrehungen φ kommt eine Längenänderung u hinzu, welche durch den Schereffekt bewirkt wird. Die Normalkraft N verursacht jetzt sowohl Verschiebungen u als auch Verdrehungen φ um den neuen Bezugspunkt mit dem entsprechenden Hebelarm $h/2$, wobei h die Blechdicke ist. Sei Vektor $[U]$ die Längenänderung des Balkenelementes entlang der Symmetrieachse (Gleichung A.2) für kleine Verschiebungen.

$$\begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_1 - \varphi_1 \frac{h}{2} \\ u_2 - \varphi_2 \frac{h}{2} \end{bmatrix} \quad (\text{A.2})$$

Die Steifigkeit des in Abbildung A.2 skizzierten Zugstabes kann nun mit Hilfe der Energiemethode ermittelt werden. Die an den Enden wirkenden Normalkräfte leisten die äußere Arbeit:

$$W_{ex} = \frac{1}{2} (N_1 U_1 + N_2 U_2) \quad (\text{A.3})$$

Die elastische Energiedichte, also die je Einheitsvolumen gespeicherte elastische Dehnungsenergie, ist gegeben durch

$$\frac{dW_{el}}{dV} = \frac{1}{2} \varepsilon \sigma = \frac{1}{2} E \varepsilon^2, \quad (\text{A.4})$$

wobei $\sigma = F/A$ die Spannung und ε die Dehnung des Balkens beschreibt mit dem E-Modul $E = \sigma/\varepsilon$.

Die gespeicherte Energie erhält man durch Multiplikation der Energiedichte mit dem Volumen $Vol = Al$ des Balkens. Setzt man die Dehnung $\varepsilon = \Delta l/l = (U_2 - U_1)/l$, ergibt sich:

$$W_{el} = \frac{1}{2} E \varepsilon^2 Al = \frac{EA}{2l} (U_2 - U_1)^2 \quad (\text{A.5})$$

In Matrixschreibweise lautet Gleichung A.5 wie folgt:

$$W_{el} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{bmatrix}^T \frac{EA}{l} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{bmatrix} \quad (\text{A.6})$$

Setzt man jetzt für U_1 und U_2 Gleichung A.2 ein und ergänzt das Gleichungssystem auf die Freiheitsgrade u , v und φ , erhält man die elastische Dehnungsenergie, welche durch Längenänderung des Balkenelementes verursacht wird:

$$W_{el} = \frac{EA}{2l} \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \varphi_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ \varphi_2 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\left(\frac{h}{2}\right) & -1 & 0 & \left(\frac{h}{2}\right) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & \left(\frac{h}{2}\right)^2 & \left(\frac{h}{2}\right) & 0 & -\left(\frac{h}{2}\right)^2 & \\ & & & 1 & 0 & -\left(\frac{h}{2}\right) \\ & & & & 0 & 0 \\ & & & & & \left(\frac{h}{2}\right)^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \varphi_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ \varphi_2 \end{bmatrix} \quad (\text{A.7})$$

Die Matrix aus Gleichung A.7 beschreibt die durch den Abstand $h/2$ bedingte zusätzliche Steifigkeit des Balkenelementes. Kombiniert man die Steifigkeitsmatrix eines normalen Balkenelementes aus Gleichung A.1 mit der Steifigkeitsmatrix eines Zugstabes aus Gleichung A.7, so erhält man eine modifizierte Steifigkeitsmatrix, welche die in Abbildung 3.2 abgebildeten Kräfte und Momente übertragen kann. Substituiert man

$$K_I = \frac{2EI}{l^3} \quad \text{in Gleichung A.1 und} \quad (\text{A.8})$$

$$K_A = \frac{EA}{l} \quad \text{in Gleichung A.7,} \quad (\text{A.9})$$

so lautet die modifizierte Steifigkeitsmatrix des oberen Balkenelementes wie folgt:

$$\left[\begin{array}{cccccc} K_A & 0 & -K_A \left(\frac{h}{2}\right) & -K_A & 0 & K_A \left(\frac{h}{2}\right) \\ & 6K_I & 3lK_I & 0 & -6K_I & 3lK_I \\ & & 2l^2 K_I + K_A \left(\frac{h}{2}\right)^2 & K_A \left(\frac{h}{2}\right) & -3lK_I & l^2 K_I - K_A \left(\frac{h}{2}\right)^2 \\ & & & K_A & 0 & -K_A \left(\frac{h}{2}\right) \\ & & & & 6K_I & -3lK_I \\ \text{Symmetrisch} & & & & & 2l^2 K_I + K_A \left(\frac{h}{2}\right)^2 \end{array} \right] \quad (\text{A.10})$$

Die lokalen generalisierten Koordinaten sind dabei in der Reihenfolge $[u_1 \ v_1 \ \varphi_1 \ u_2 \ v_2 \ \varphi_2]^T$ angeordnet. Für das untere Balkenelement ergibt sich die modifizierte Steifigkeitsmatrix analog nach Gleichung A.11, wobei der Abstand $h/2$ durch $-h/2$ ersetzt wird.

$$\left[\begin{array}{cccccc} K_A & 0 & K_A \left(\frac{h}{2}\right) & -K_A & 0 & -K_A \left(\frac{h}{2}\right) \\ & 6K_I & 3lK_I & 0 & -6K_I & 3lK_I \\ & & 2l^2 K_I + K_A \left(\frac{h}{2}\right)^2 & -K_A \left(\frac{h}{2}\right) & -3lK_I & l^2 K_I - K_A \left(\frac{h}{2}\right)^2 \\ & & & K_A & 0 & K_A \left(\frac{h}{2}\right) \\ & & & & 6K_I & -3lK_I \\ \text{Symmetrisch} & & & & & 2l^2 K_I + K_A \left(\frac{h}{2}\right)^2 \end{array} \right] \quad (\text{A.11})$$

Die Elemente der modifizierten Steifigkeitsmatrix zeigen, dass die Längenänderung (Verschiebung in u -Richtung) und Querbewegungen (Verschiebung in v - und φ -Richtung) durch die halbe Blechdicke gekoppelt sind.

B Analyse der Blechdicke

Die Spannvorrichtung verformt die beiden, in Abbildung 3.4 dargestellten Bauteile vor dem Schweißen mit folgender Kraft F in Nominalposition:

$$F = \frac{3EI^{(1)}}{l^3} v_1 + \frac{3EI^{(2)}}{l^3} v_2 \quad (\text{B.1})$$

Die Trägheitsmomente $I^{(1)}$ für Bauteil (1) und $I^{(2)}$ für Bauteil (2) berechnen sich wie folgt:

$$I^{(1)} = \frac{bh_1^3}{12} \quad (\text{B.2})$$

$$I^{(2)} = \frac{bh_2^3}{12} \quad (\text{B.3})$$

Die Kraft, welche die beiden Biegebalken von der Nominalposition (Abbildung 3.5) in die durch Betriebsmittelabweichungen bedingte Schweißposition verformt, kann wie folgt berechnet werden:

$$F = - \left(\frac{3EI^{(1)}}{l^3} + \frac{3EI^{(2)}}{l^3} \right) v_B \quad (\text{B.4})$$

Somit ergibt sich die zum Zeitpunkt des Schweißens auf das Bauteil einwirkende Kraft F_F zu:

$$\begin{aligned} F_F &= \frac{3EI^{(1)}}{l^3} v_1 + \frac{3EI^{(2)}}{l^3} v_2 - \left(\frac{3EI^{(1)}}{l^3} + \frac{3EI^{(2)}}{l^3} \right) v_B = \\ &= \frac{Eb \left(h_1^3 v_1 + h_2^3 v_2 - h_1^3 v_B - h_2^3 v_B \right)}{4l^3} \end{aligned} \quad (\text{B.5})$$

Die Berechnung des Rücksprunges nach dem Schweißen soll nun gezeigt werden. Die in den Abbildungen 3.3 bis 3.5 dargestellten Strukturen

können mit Hilfe des in Anhang A entwickelten Biegebalkenelementes beschrieben werden. Die linke Seite des Systems ist fest eingespannt, d. h. im Knoten (1) des Biegebalkenelementes treten keine Verschiebungen auf. Das System hat folglich drei Freiheitsgrade am freien Ende der Biegebalken: zwei Translationen (u, v) und eine Rotation (φ) (siehe Abbildung 3.3). Die Steifigkeitsbeziehung für das verschweißte System ergibt sich nach dem Zusammensetzen der Steifigkeitsmatrizen für den oberen und unteren Biegebalken nach Gleichung A.10 und A.11.

$$\begin{bmatrix} K_A^{(1)} + K_A^{(2)} & 0 & (\frac{h_2}{2}) K_A^{(2)} - (\frac{h_1}{2}) K_A^{(1)} \\ 6(K_I^{(1)} + K_I^{(2)}) & -3l(K_I^{(1)} + K_I^{(2)}) & \\ \text{Symmetrisch} & 2l^2(K_I^{(1)} + K_I^{(2)}) + (\frac{h_1}{2})^2 K_A^{(1)} + (\frac{h_2}{2})^2 K_A^{(2)} & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \\ \varphi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_A \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{B.6})$$

Dabei ist F_A die nach dem Schweißen auf die Baugruppe einwirkende Kraft. Die Parameter aus Gleichung B.6 ergeben sich wie folgt:

$$K_I^{(1)} = \frac{2EI^{(1)}}{l^3} = \frac{Ebh_1^3}{6l^3} \quad (\text{B.7})$$

$$K_A^{(1)} = \frac{EA^{(1)}}{l} = \frac{Ebh_1}{l} \quad (\text{B.8})$$

$$K_I^{(2)} = \frac{2EI^{(2)}}{l^3} = \frac{Ebh_2^3}{6l^3} \quad (\text{B.9})$$

$$K_A^{(2)} = \frac{EA^{(2)}}{l} = \frac{Ebh_2}{l} \quad (\text{B.10})$$

Die Kraft F_A kann nun aus den Gleichungen B.6 bis B.10 nach einigen Umformungen in Abhängigkeit von der Abweichung v berechnet werden.

$$F_A = \frac{Ebv(h_1^2 - h_2 h_1 + h_2^2)(h_1 + h_2)^3}{l^3(4h_2^2 - h_2 h_1 + 4h_1^2)} \quad (\text{B.11})$$

Die Kraft F_F nach Gleichung B.5, welche die unverschweißten Bauteile in die Position v_B verformt, wird beim Rücksprung der Baugruppe nach dem Schweißen wieder frei und wirkt als Kraft F_A nach Gleichung B.11 auf die gesamte Baugruppe ein. Der Rücksprung v_R der Bauteile kann also aus dem Kräftegleichgewicht berechnet werden.

$$F_A = -F_F \quad (\text{B.12})$$

$$\frac{Eb v_R (h_1^2 - h_2 h_1 + h_2^2) (h_1 + h_2)^3}{l^3 (4 h_2^2 - h_2 h_1 + 4 h_1^2)} = - \frac{Eb (h_1^3 v_1 + h_2^3 v_2 - h_1^3 v_B - h_2^3 v_B)}{4l^3} \quad (\text{B.13})$$

Nach einigen Umformungen erhält man den Rücksprung v_R in Abhängigkeit von den Abweichungen der Bauteile und Betriebsmittel:

$$v_R = - \frac{h_1^2 - (h_1 h_2 / 4) + h_2^2}{(h_1 + h_2)^3 (h_1^2 - h_1 h_2 + h_2^2)} (h_1^3 v_1 + h_2^3 v_2 - h_1^3 v_B - h_2^3 v_B) \quad (\text{B.14})$$

Die Gesamtabweichung der Baugruppe v_{ges} nach dem Rücksprung ergibt sich aus der Differenz zwischen der Schweißposition v_B und dem Rücksprung v_R .

$$v_{ges} = v_B - v_R = \quad (\text{B.15})$$

$$= \left(\frac{h_1^5 - (h_1^4 h_2 / 4) + h_1^3 h_2^2}{(h_1 + h_2)^3 (h_1^2 - h_1 h_2 + h_2^2)} \right) v_1 + \quad (\text{B.16})$$

$$+ \left(\frac{h_2^5 - (h_2^4 h_1 / 4) + h_2^3 h_1^2}{(h_1 + h_2)^3 (h_1^2 - h_1 h_2 + h_2^2)} \right) v_2 + \quad (\text{B.17})$$

$$+ \left(\frac{2 \frac{1}{4} (h_1^4 h_2 + h_2^4 h_1)}{(h_1 + h_2)^3 (h_1^2 - h_1 h_2 + h_2^2)} \right) v_B = \quad (\text{B.18})$$

$$= s_1 v_1 + s_2 v_2 + s_B v_B \quad (\text{B.19})$$

Mit den Sensitivitätskoeffizienten:

$$s_1 = \frac{h_1^5 - (h_1^4 h_2 / 4) + h_1^3 h_2^2}{(h_1 + h_2)^3 (h_1^2 - h_1 h_2 + h_2^2)} \quad (\text{B.20})$$

$$s_2 = \frac{h_2^5 - (h_2^4 h_1 / 4) + h_2^3 h_1^2}{(h_1 + h_2)^3 (h_1^2 - h_1 h_2 + h_2^2)} \quad (\text{B.21})$$

$$s_B = \frac{2\frac{1}{4} (h_1^4 h_2 + h_2^4 h_1)}{(h_1 + h_2)^3 (h_1^2 - h_1 h_2 + h_2^2)} \quad (\text{B.22})$$

Die Sensitivitätskoeffizienten als Funktion der relativen Blechdicke $\xi = h_1/h_2$ lauten:

$$s_1 = \frac{1}{4} \frac{\xi^3 (4\xi^2 - \xi + 4)}{(\xi^2 - \xi + 1) (\xi + 1)^3} \quad (\text{B.23})$$

$$s_2 = \frac{1}{4} \frac{4\xi^2 - \xi + 4}{(\xi^2 - \xi + 1) (\xi + 1)^3} \quad (\text{B.24})$$

$$s_B = \frac{9}{4} \frac{\xi}{(\xi + 1)^2} \quad (\text{B.25})$$

C Analyse der Fügereihenfolge

Simultanes Fügen der drei Bauteile

Die vor dem Schweißen auf die drei Bauteile aufgebrachte und zum Zeitpunkt des Schweißens wirkende Kraft F_F kann aus der Gleichung der Biegelinie für einen fest eingespannten Balken berechnet werden (SCHNELL ET AL. 1989), wobei die Verformungen durch die Abweichungen der Bauteile v_1, v_2, v_3 und der Betriebsmittel v_B zu berücksichtigen sind.

$$F_F = \frac{3EI}{l^3} (v_1 + v_2 + v_3) - 3\frac{3EI}{l^3} v_B \quad (\text{C.1})$$

Die in Abbildung 3.7 dargestellte Baugruppe kann mit Hilfe des in Abschnitt 3.2.2 entwickelten Biegebalkenelementes beschrieben werden. Das System hat drei Freiheitsgrade: zwei Translationen (u, v) und eine Rotation (φ). Die Steifigkeitsbeziehung für die verschweißte Baugruppe ergibt sich nach dem Zusammensetzen der Steifigkeitsmatrizen.

$$\begin{bmatrix} 2K_A & 0 & 0 \\ 0 & 18K_I & -3lK_I \\ 0 & -3lK_I & 6l^2K_I + 2K_Ah^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \\ \varphi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_A \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{C.2})$$

Mit dem Einsetzen des Trägheitsmomentes $I = bh^3/12$ und der Rücksubstitution $K_I = EI/l^3 = Ebh^3/12l^3$ und $K_A = EA/l$ erhält man nach einigen Umformungen die Kraft F_A :

$$F_A = \frac{35}{12} \frac{Ebh^3}{l^3} v \quad (\text{C.3})$$

Aus dem Kräftegleichgewicht nach Gleichung B.12 kann der Rücksprung v_R berechnet werden:

$$v_R = -\frac{3}{35} (v_1 + v_2 + v_3) + \frac{9}{35} v_B \quad (\text{C.4})$$

Die Gesamtabweichung der Baugruppe v_{ges1} nach dem Rücksprung ergibt sich nach Gleichung 3.11.

Sequentielles Fügen der drei Bauteile

Die vor dem Schweißen auf die Bauteile (1) und (2) wirkende Kraft F_{F1} kann aus der Gleichung der Biegelinie für einen fest eingespannten Balken berechnet werden (SCHNELL ET AL. 1989), wobei die Verformungen durch die Abweichungen der Bauteile v_1 , v_2 und der Betriebsmittel v_{B1} zu berücksichtigen sind.

$$F_{F1} = \frac{3EI}{l^3} (v_1 + v_2) - 2\frac{3EI}{l^3} v_{B1} \quad (\text{C.5})$$

Die Baugruppe, bestehend aus Bauteil (1) und (2), kann mit Hilfe des in Abschnitt 3.2.2 entwickelten Biegebalkenelementes beschrieben werden. Das System hat drei Freiheitsgrade: zwei Translationen (u, v) und eine Rotation (φ). Die Steifigkeitsbeziehung für die verschweißte Baugruppe nach dem ersten Schritt ergibt sich nach dem Zusammensetzen der Steifigkeitsmatrizen.

$$\begin{bmatrix} K_A & 0 & K_A h \\ 0 & 12K_I & 0 \\ K_A h & 0 & 4l^2 K_I + K_A h^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \\ \varphi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_{A1} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{C.6})$$

Mit dem Einsetzen des Trägheitsmomentes $I = bh^3/12$ und der Rücksubstitution $K_I = EI/l^3 = Ebh^3/12l^3$ und $K_A = EA/l$ erhält man die Kraft F_{A1} :

$$F_{A1} = 2\frac{Ebh^3}{l^3} v \quad (\text{C.7})$$

Aus dem Kräftegleichgewicht nach Gleichung B.12 kann der Rücksprung nach dem ersten Schritt v_{R1} berechnet werden:

$$v_{R1} = -\frac{1}{8}(v_1 + v_2) + \frac{1}{4}v_{B1} \quad (\text{C.8})$$

Die aus dem ersten Schritt resultierende Gesamtabweichung der Baugruppe v_{ges21} nach dem Rücksprung ergibt sich nach Gleichung 3.13.

Im zweiten Schritt wird Bauteil (3) auf die Baugruppe aus Bauteil (1) und (2) geschweißt. Die vor dem Schweißen auf die Baugruppe und das Bauteil (3) wirkende Kraft F_{F2} kann aus der Gleichung der Biegelinie für einen beidseitig fest eingespannten Balken berechnet werden (BEITZ & KÜTTNER 1990), wobei die Verformungen durch die Abweichungen der Baugruppe v_{ges21} , des Bauteils v_3 und der Betriebsmittel v_{B2} zu berücksichtigen sind.

$$F_{F2} = \frac{192EI}{8l^3} v_{ges21} + \frac{3EI}{l^3} v_3 - \left(\frac{192EI}{8l^3} + \frac{3EI}{l^3} \right) v_{B2} \quad (\text{C.9})$$

Die Steifigkeitsbeziehung für die Baugruppe, bestehend aus Bauteil (1), (2) und (3), wurde bereits in Gleichung C.2 aufgestellt. Die nach dem zweiten Schritt auf die Gesamtbaugruppe wirkende Kraft F_{A2} kann nach Gleichung C.3 berechnet werden.

Aus dem Kräftegleichgewicht (Gleichung B.12) kann der Rücksprung nach dem zweiten Schritt v_{R2} berechnet werden:

$$v_{R2} = -\frac{24}{35}v_{ges1} - \frac{3}{35}v_3 + \frac{27}{35}v_{B2} \quad (\text{C.10})$$

Setzt man v_{ges21} in Gleichung C.10 ein, so ergibt sich der Rücksprung nach dem zweiten Schritt v_{R2} in Abhängigkeit von den Abweichungen der Bauteile v_1 , v_2 , v_3 und der Betriebsmittel v_{B1} und v_{B2} .

$$v_{R2} = -\frac{3}{35}(v_1 + v_2 + v_3) - \frac{18}{35}v_{B1} + \frac{27}{35}v_{B2} \quad (\text{C.11})$$

Die Gesamtabweichung der Baugruppe v_{ges22} nach dem zweiten Schritt ergibt sich nach Gleichung 3.14.

D Analyse der Lage und Anzahl der Schweißpunkte

Die vor dem Schweißen auf die drei Bauteile aufgebrauchte und zum Zeitpunkt des Schweißens wirkende Kraft F_F kann aus der Gleichung der Biegelinie für einen fest eingespannten Balken berechnet werden (SCHNELL ET AL. 1989), wobei die Verformungen durch die Abweichungen der Bauteile v_1 , v_2 und der Betriebsmittel v_B zu berücksichtigen sind.

$$F_F = \frac{3EI}{l^3} (v_1 + v_2) - 2\frac{3EI}{l^3} v_B \quad (\text{D.1})$$

Die in Abbildung 3.8 dargestellte Baugruppe kann mit Hilfe des entwickelten Biegebalkenelementes beschrieben werden. Das System hat pro Schweißpunkt (an der Stelle x und l) drei Freiheitsgrade: vier Translationen (u_x, v_x, u_l, v_l) und zwei Rotationen (φ_x, φ_l). Die Steifigkeitsbeziehung für die verschweißte Baugruppe ergibt sich nach dem Zusammensetzen der Steifigkeitsmatrizen.

$$\left[K \right] \begin{bmatrix} u_x \\ v_x \\ \varphi_x \\ u_l \\ v_l \\ \varphi_l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_A \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{D.2})$$

Mit der Steifigkeitsmatrix $\left[K \right]$:

$$\begin{bmatrix}
 2K_{Ax}+2K_{Al} & 0 & 0 \\
 0 & 12K_{Ix}+12K_{Il} & -6xK_{Ix}+6LK_{Il} \\
 0 & -6xK_{Ix}+6LK_{Il} & 4x^2K_{Ix}+K_{Ax}h^2/2+4L^2K_{Il}+K_{Al}h^2/2 \\
 -2K_{Al} & 0 & 0 \\
 0 & -12K_{Il} & -6LK_{Il} \\
 0 & 6LK_{Il} & 2L^2K_{Il}-K_{Al}h^2/2 \\
 & -2K_{Al} & 0 & 0 \\
 & 0 & -12K_{Il} & 6LK_{Il} \\
 & 0 & -6LK_{Il} & 2L^2K_{Il}-K_{Al}h^2/2 \\
 & 2K_{Al} & 0 & 0 \\
 & 0 & 12K_{Il} & -6LK_{Il} \\
 & 0 & -6LK_{Il} & 4L^2K_{Il}+K_{Al}h^2/2
 \end{bmatrix} \quad (D.3)$$

Dabei ist F_A die nach dem Schweißen auf die Baugruppe einwirkende Kraft. Die Parameter aus Gleichung D.3 lauten wie folgt:

$$K_{Ix} = \frac{2EI_x}{x^3} = \frac{Ebh^3}{6x^3} \quad (D.4)$$

$$K_{Ax} = \frac{EA_x}{x} = \frac{Ebh}{x} \quad (D.5)$$

$$K_{Il} = \frac{2EI_l}{(l-x)^3} = \frac{Ebh^3}{6(l-x)^3} \quad (D.6)$$

$$K_{Al} = \frac{EA_l}{l-x} = \frac{Ebh}{l-x} \quad (D.7)$$

$$L = (l-x) \quad (D.8)$$

Aus den Gleichungen D.2 bis D.8 erhält man nach einigen Umformungen die Kraft F_A in Abhängigkeit von der Abweichung an der Stelle l :

$$F_A = \frac{8Ebh^3}{l(9x^2 - 9lx + 7l^2)} v_l \quad (D.9)$$

Aus dem Kräftegleichgewicht kann somit der Rücksprung v_R berechnet werden:

$$v_R = -\frac{1}{32} \frac{(9x^2 - 9lx + 7l^2)(v_1 + v_2 - 2v_B)}{l^2} \quad (\text{D.10})$$

Die Gesamtabweichung der Baugruppe v_{ges} nach dem Rücksprung ergibt sich nach Gleichung 3.17.

E Analyse grundlegender Ausrichtkonzepte

Fehler bei der Ausrichtung von Starrkörpern

Abbildung E.1 zeigt die Bezugsstellen der sekundären Bezugsebene und deren Abweichungen:

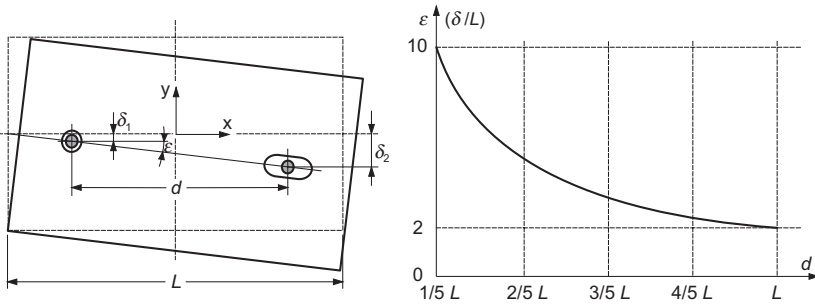


Abbildung E.1: Einfluss von Abweichungen in der Bauteilausrichtung

Die Positionsabweichungen der zwei Bezugsstellen für die sekundäre Fügemethode (Abbildung E.1) seien δ_1 und δ_2 , dann ergibt sich die rotatorische Abweichung des Werkstückes nach Gleichung E.1.

$$\varepsilon = \tan^{-1} \left(\frac{\delta_2 - \delta_1}{d} \right) \approx \frac{\delta_2 - \delta_1}{d} \quad (\text{E.1})$$

für $\frac{\delta_2 - \delta_1}{d} \ll 1$

Sei $\delta_1, \delta_2 \in [-\delta, +\delta]$, dann ergibt sich der ungünstigste Fall $\varepsilon \approx 2\delta/d$. Die rotatorische Abweichung ε ist folglich indirekt proportional zum Abstand d der beiden Bezugsstellen und nimmt ihren minimalen Wert $\varepsilon \approx 2\delta/L$ für $d = L$ an (vgl. Abbildung E.1).

Auswirkung von Verformungen im Montageprozess

Die toleranzbehaftete Länge des aktuellen Bleches aus Abbildung 3.12 sei $l = L + \delta$. Sei nun die Abweichung $\delta > 0$ oder $l > L$, so wird das Blech durch die Spanner auf die Nominallänge L verformt. Der Kraftangriffspunkt für F soll um e von der Mitte des Stabes verschoben sein.

Aus dem Momentengleichgewicht am verformten Stab und dem Einsetzen in das Elastizitätsgesetz für den schubstarrten Biegebalken kann nach einigen Umformungen die Gleichung E.2 der Durchbiegung $w(x)$ als Funktion von Geometrie, Materialeigenschaften und Kraft ermittelt werden.

$$w(x) = e \left(\frac{\cos(\lambda \cdot (\frac{L}{2} - x))}{\cos(\lambda \cdot \frac{L}{2})} - 1 \right) \quad (\text{E.2})$$

Dabei ist $\lambda = \sqrt{\frac{F}{EI_Y}}$ und $F \leq F_{krit} = \pi^2 \frac{EI_Y}{L^2}$ mit F_{krit} als Knicklast für den zweiten Euler-Fall und I_Y als Trägheitsmoment des Querschnittes. Bei einer symmetrischen Durchbiegung (2. Euler-Fall) ist der Ort der maximalen Durchbiegung genau in der Mitte des Stabes. Die maximale Durchbiegung $w_{(max)}$ ergibt sich somit an der Stelle $x = \frac{L}{2}$ (Gleichung E.3).

$$w_{(max)} = e \left(\frac{1}{\cos(\lambda \frac{L}{2})} - 1 \right) \quad (\text{E.3})$$

Die Einspannung eines toleranzbehafteten Bleches mit gegenüberliegenden Spannern verursacht eine Längenänderung des Bleches, wodurch eine Kraft auf das Blech wirkt, welche wiederum Ursache für die Durchbiegung ist. Der Zusammenhang zwischen dieser Längenänderung und der Durchbiegung lässt sich an einem infinitesimal kleinen Stück des Stabes herleiten:

$$\begin{aligned} s &= \sqrt{dx^2 + dw'^2} \quad \text{mit } w' = \frac{dw}{dx} \quad \text{bzw.} \quad dw = w' dx \Rightarrow \\ s &= \sqrt{1 + w'^2} dx \end{aligned}$$

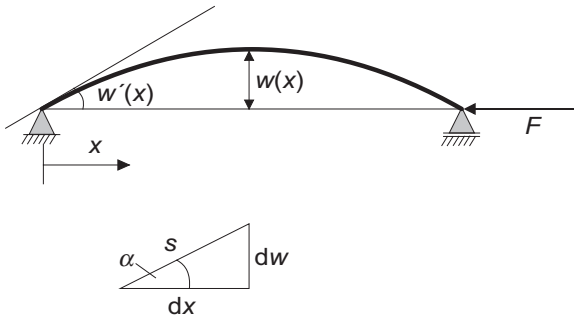


Abbildung E.2: Infinitesimales Stück des Stabes

Wird nun über die gesamte Länge integriert, folgt:

$$l = \int_0^L \sqrt{1 + \left(\frac{dw}{dx}\right)^2} dx \quad (\text{E.4})$$

Aus Gleichung E.2 und E.4 lässt sich jetzt der Zusammenhang zwischen der Längenänderung und der maximalen Durchbiegung des Stabes herstellen. Die Gleichungen lassen sich nur numerisch lösen. Das Ergebnis ist in Abbildung 3.13 dargestellt.

F Repräsentation nachgiebiger Baugruppen

Transformationsmatrizen

Geht ein Koordinatensystem (1) durch eine vektorielle Verschiebung t aus einem Referenzkoordinatensystem (R) hervor, so lassen sich daraus unmittelbar die Komponenten der Transformationsmatrix bestimmen:

$$T_R^1 = T_x(x) \ T_y(y) \ T_z(z) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & x \\ 0 & 1 & 0 & y \\ 0 & 0 & 1 & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{F.1})$$

Drehungen werden mit Hilfe der Rotationsmatrix berechnet. Wird das ($X_1Y_1Z_1$) Koordinatensystem um die X -Achse mit dem Winkel α gedreht, so lautet die homogene Transformationsmatrix wie folgt:

$$T_R^1 = R_x(\alpha) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{F.2})$$

In gleicher Weise führt eine Drehung um die Y -Achse mit dem Winkel β zu

$$T_R^1 = R_y(\beta) = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{F.3})$$

und Drehungen um die Z -Achse mit dem Winkel γ zu

$$T_R^1 = R_z(\gamma) = \begin{bmatrix} \cos \gamma & -\sin \gamma & 0 & 0 \\ \sin \gamma & \cos \gamma & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{F.4})$$

Die allgemeine Form der Transformationsmatrix resultiert aus der Verknüpfung von Translationen und Rotationen, wobei kombinierte Drehungen um die kartesischen Achsen X , Y und Z des Referenzkoordinatensystems möglich sind. Die Multiplikation von Matrizen ist assoziativ, aber nicht kommutativ. Die Vertauschung von Transformationsmatrizen führt daher im allgemeinen zu unterschiedlichen Ergebnissen. Daher wurden für die Beschreibung von Koordinatentransformationen bei Roboterkinematiken unterschiedliche Notationen entwickelt. Die Rotationsmatrix, welche die Orientierung im Raum beschreibt, berechnet sich aus den Teilrotationen $R_x(\alpha)$, $R_y(\beta)$ und $R_z(\gamma)$. Aus der Kombination der einzelnen Teilrotationen ergeben sich sechs mögliche Permutationen für die Multiplikation der drei Matrizen (PAUL 1981).

In der Praxis ist beispielsweise die RPY-Notation (Roll, Pitch, Yaw) weit verbreitet. „Roll“ entspricht der Rotation γ um die Z -Achse, „Pitch“ der Rotation β um die Y -Achse und „Yaw“ der Rotation α um die X -Achse. Die Reihenfolge der Rotationen ist in Bezug auf das Referenzkoordinatensystem nach Gleichung F.5 festgelegt.

$$RPY(\gamma, \beta, \alpha) = R_z(\gamma) R_y(\beta) R_x(\alpha) \quad (\text{F.5})$$

Die Transformationsmatrix ergibt sich somit nach Gleichung F.5 mit $c_\phi \equiv \cos \phi$ und $s_\phi \equiv \sin \phi$.

$$\begin{aligned} T_R^N &= T_x(x) T_y(y) T_z(z) R_z(\gamma) R_y(\beta) R_x(\alpha) = & (\text{F.6}) \\ &= \begin{bmatrix} c_\beta c_\gamma & s_\alpha s_\beta c_\gamma - c_\alpha s_\gamma & c_\alpha s_\beta c_\gamma + s_\alpha s_\gamma & x \\ c_\beta s_\gamma & s_\alpha s_\beta s_\gamma + c_\alpha c_\gamma & c_\alpha s_\beta s_\gamma - s_\alpha c_\gamma & y \\ -s_\beta & s_\alpha c_\beta & c_\alpha c_\beta & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

Die allgemeine Form der Transformationsmatrix lautet:

$$T_R^N = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & r_{13} & x \\ r_{21} & r_{22} & r_{23} & y \\ r_{31} & r_{32} & r_{33} & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{F.7})$$

Der Translationsvektor kann direkt aus der Transformationsmatrix abgelesen werden:

$$\vartheta_t = [x \ y \ z]^T \quad (\text{F.8})$$

Die Rotation in der Notation von Achse und Winkel kann ebenfalls bestimmt werden. Zuerst wird der Kosinus des Winkels aus den Elementen der Hauptdiagonalen berechnet:

$$\cos \varphi = \frac{r_{11} + r_{22} + r_{33} - 1}{2} \quad (\text{F.9})$$

ϑ_r ist dann gegeben durch:

$$\vartheta_r = \frac{1}{2 \sin \varphi} \begin{bmatrix} r_{32} - r_{23} \\ r_{13} - r_{31} \\ r_{21} - r_{12} \end{bmatrix} \quad \text{mit } \varphi = \arccos(\cos \varphi) \quad (\text{F.10})$$

Die Sonderfälle $\varphi = 0$ und $\varphi = \pi$ können wie folgt bestimmt werden:

$$\vartheta_r = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \varphi = 0 \quad \text{für } \cos \varphi \geq 1 \quad (\text{F.11})$$

$$\vartheta_r = \begin{bmatrix} \sqrt{\frac{r_{11}+1}{2}} \\ \text{sign}(r_{11}) \sqrt{\frac{r_{22}+1}{2}} \\ \text{sign}(r_{13}) \sqrt{\frac{r_{33}+1}{2}} \end{bmatrix}, \quad \varphi = 0 \quad \text{für } \cos \varphi \geq 1 \quad (\text{F.12})$$

Koordinatensystem eines Formelementes

Verschiebungen, welche im Koordinatensystem des Formelementes beschrieben sind, können mit Hilfe einer Rotationsmatrix in ein beliebiges Koordinatensystem transformiert werden. Die Transformationsmatrix $[A]$ berechnet sich wie folgt:

Die Koordinaten eines Punktes P seien $x_i, i = 1, 2, 3$ in einem System und $x'_i, i = 1, 2, 3$ in einem zweiten System. Die ungestrichenen bzw. gestrichenen Koordinaten beziehen sich auf die Basisvektoren e_i bzw. e'_i (Abbildung F.1).

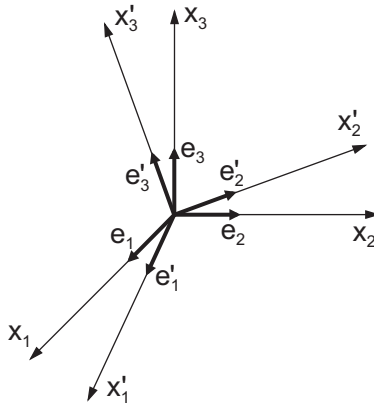


Abbildung F.1: Drehung Kartesischer Koordinatensysteme

Die Richtungskosinus p_{ij} zwischen den gestrichenen und den ungestrichenen Basisvektoren lauten:

$$p_{ij} = \cos(e'_i, e_j) \quad (\text{F.13})$$

Somit gilt die Beziehung

$$x'_i = \sum_{j=1}^3 p_{ij} x_j \quad (\text{F.14})$$

oder in Matrixschreibweise

$$[x'] = [A] [x] \quad (\text{F.15})$$

$[A]$ ist eine orthogonale Matrix, da die Basisvektoren zueinander senkrecht stehen. Daher gilt auch:

$$[x] = [A]^T [x'] \quad (\text{F.16})$$

Die Relativbewegung ϑ kann also mit folgender Beziehung in ein beliebiges Koordinatensystem, des jeweiligen Formelementes, transformiert werden:

$$\begin{bmatrix} \vartheta'_t \\ \vartheta'_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [A] & 0 \\ 0 & [A] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \vartheta_t \\ \vartheta_r \end{bmatrix} \quad (\text{F.17})$$

Reduktion der Steifigkeitsmatrix

Bei kleinen Verformungen bzw. linear elastischem Materialverhalten kann der Zusammenhang zwischen Verformungen und Kräften durch Gleichung F.18 ausgedrückt werden.

$$[F_g] = [K_{gg}] [v_g] \quad (\text{F.18})$$

Dabei ist $[F_g]$ der Vektor externer Kräfte, welche an den Knotenpunkten angreifen, $[K_{gg}]$ die Steifigkeitsmatrix des Gesamtsystems und $[v_g]$ der Vektor der Verschiebungen aller Knoten. Die globale Steifigkeitsmatrix $[K_{gg}]$ kann aus den Steifigkeitsmatrizen aller Einzelemente des gesamten Systems zusammengesetzt werden. Die Anzahl der Bedingungen in Gleichung F.18 ist im dreidimensionalen Raum gleich der sechsfachen Anzahl der Knotenpunkte des Gesamtsystems. $[K_{gg}]$ ist eine symmetrische Matrix und normalerweise singulär. Das Gleichungssystem kann also in der o. a. Form nicht gelöst werden.

In Gleichung F.18 sind die durch die Paarungselemente gegebenen Randbedingungen noch nicht berücksichtigt. Mit Hilfe der Randbedingungen kann das beschriebene Gleichungssystem mit g Gleichungen auf eine lösbare Form reduziert werden. Dies erfolgt in zwei Stufen:

- Die Randbedingungen, welche durch die Ausricht- und Paarungselemente der Spannvorrichtung gegeben sind, werden ausgewertet (SPC - Single Point Constraint). Dabei kann die Spannvorrichtung meist als ideal starr betrachtet werden.
- Die Beziehungen zwischen zwei bzw. mehreren Knotenpunkten (MPC - Multi Point Constraint) werden ausgewertet. Dies sind üblicherweise die Paarungselemente zwischen den Bauteilen, d. h. die Fügstellen.

Die allgemeine Vorgehensweise zur Herleitung der reduzierten Steifigkeitsbeziehung wird im Folgenden kurz vorgestellt. Ausführliche Herleitungen mit Beispielen sind z. B. in BATHE (1982) und ARMENAKAS (1991) zu finden.

Gegeben sei ein Gesamtsystem mit g möglichen Freiheitsgraden und r Randbedingungen, welche durch das folgende Gleichungssystem beschrieben seien:

$$\begin{array}{ccccccc}
 C_{11}v_1 & + & C_{12}v_2 & + & \cdots & + & C_{1n}v_g & = & 0 \\
 C_{21}v_1 & + & C_{22}v_2 & + & \cdots & + & C_{2n}v_g & = & 0 \\
 \vdots & & \vdots & & & & \vdots & & \vdots \\
 C_{r1}v_1 & + & C_{r2}v_2 & + & \cdots & + & C_{rg}v_g & = & 0
 \end{array} \tag{F.19}$$

oder

$$[C] [v] = 0 \tag{F.20}$$

In Gleichung F.19 sind alle C_{ij} bekannte Koeffizienten, welche durch die vorgegebenen Randbedingungen festgelegt sind. Mit Hilfe dieser r

Gleichungen können r Freiheitsgrade aus Gleichung F.18 eliminiert werden. Dazu werden die zu eliminierenden Verschiebungen der entsprechenden Knoten der Gesamtstruktur als Vektor $[v_e]$ zusammengefasst und die restlichen Freiheitsgrade als Vektor $[v_c]$ dargestellt. Die externen Kräfte und Lagerreaktionen werden entsprechend zu den Komponenten der Verschiebungen $[v_e]$ und $[v_c]$ als Vektoren $[F_e]$ und $[F_c]$ dargestellt. Nun können die Verschiebungskomponenten $[v_e]$ aus der Steifigkeitsbeziehung F.18 eliminiert werden.

Zunächst wird Gleichung F.19 wie folgt partitioniert:

$$[[C_e] [C_c]] \begin{bmatrix} [v_e] \\ [v_c] \end{bmatrix} = 0 \quad (\text{F.21})$$

$[C_e]$ ist eine $r \times r$ nichtsinguläre Matrix, während $[C_c]$ eine $r \times (n - r)$ Matrix ist. Somit erhält man aus Gleichung F.21

$$[v_e] = [C_{ec}] [v_c] \quad (\text{F.22})$$

wobei

$$[C_{ec}] = -[C_e]^{-1} [C_c] \quad (\text{F.23})$$

Die Steifigkeitsbeziehung F.18 kann entsprechend partitioniert werden:

$$\begin{bmatrix} [F_e] \\ [F_c] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [K_{ee}] & [K_{ec}] \\ [K_{ce}] & [K_{cc}] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [v_e] \\ [v_c] \end{bmatrix} \quad (\text{F.24})$$

oder

$$[F_e] = [K_{ee}] [v_e] + [K_{ec}] [v_c] \quad (\text{F.25})$$

$$[F_c] = [K_{ce}] [v_e] + [K_{cc}] [v_c] \quad (\text{F.26})$$

Nun wird Gleichung F.22 in die Gleichungen F.25 und F.26 eingesetzt:

$$[F_e] = [[K_{ee}] [C_{ec}] + [K_{ec}]] [v_c] \quad (\text{F.27})$$

$$[F_c] = [[K_{ce}] [C_{ec}] + [K_{cc}]] [v_c] \quad (\text{F.28})$$

Die Komponenten des Verschiebungsvektors $[v_c]$ können somit bestimmt werden. Da die Steifigkeitsmatrix $[[K_{ce}] [C_{ec}] + [K_{cc}]]$ nicht symmetrisch ist, kostet die Berechnung der inversen Matrix mit Hilfe eines Computers Zeit. Zu einer Beziehung mit symmetrischer Steifigkeitsmatrix gelangt man, indem Gleichung F.27 mit $[C_{ec}]^T$ multipliziert und die resultierende Beziehung zu Gleichung F.28 addiert wird:

$$[F_c] + [C_{ec}]^T [F_e] = [K_c] [v_c] \quad (\text{F.29})$$

Dabei ist $[K_c]$ die Steifigkeitsmatrix des den Randbedingungen unterworfenen Gesamtsystems:

$$[K_c] = [K_{ce}] [C_{ec}] + [K_{ce}] + [C_{ec}]^T [[K_{ee}] [C_{ec}] + [K_{ec}]] \quad (\text{F.30})$$

Die Anzahl der Steifigkeitsbeziehungen aus den Gleichungen F.27 und F.28 kann darüber hinaus reduziert werden. Ziel ist es, eine Beziehung nur zwischen den einzelnen Paarungselementen zu finden. Externe Kräfte, welche am Gesamtsystem angreifen, werden durch Ausricht-, Spann- oder Fügevorgänge verursacht, d. h. sie wirken nur auf die Paarungselemente bzw. auf die entsprechenden Knoten des Gesamtsystems. Folgende Vorgehensweise (Static Condensation bzw. Guyan Reduction) ist hilfreich:

Zunächst wird die reduzierte Steifigkeitsbeziehung nach Gleichung F.27 bis F.30 folgendermaßen partitioniert:

$$[K_c] [v_c] = \begin{bmatrix} [K_{pp}] & [K_{po}] \\ [K_{op}] & [K_{oo}] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [v_p] \\ [v_o] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [F_{pp}] \\ [F_{oo}] \end{bmatrix} \quad (\text{F.31})$$

wobei die Vektoren $[v_p]$ und $[v_o]$ wie folgt definiert sind:

- $[v_P]$ ist der Verschiebungsvektor aller Knotenpunkte, welche Paarungselemente repräsentieren.
- $[v_o]$ ist der Verschiebungsvektor aller Knotenpunkte, an denen keine externen Kräfte während des Montageprozesses wirken. Diese Knotenpunkte sollen aus der Gleichung eliminiert werden.

Die Komponenten des Vektors $[v_P]$ sind durch die Verschiebungsvektoren ν der n Paarungselemente gekennzeichnet. Dabei ist ν_i der Verschiebungsvektor nach Gleichung 3.27 des i -ten Paarungselementes.

$$[v_P] = \begin{bmatrix} \nu_1 \\ \nu_2 \\ \vdots \\ \nu_i \\ \vdots \\ \nu_n \end{bmatrix} \quad (\text{F.32})$$

Auflösen des unteren Teils von Gleichung F.31 führt zu

$$[v_o] = [K_o][v_P] + [v_{oo}] \quad (\text{F.33})$$

$$\begin{aligned} \text{mit } [K_o] &= -[K_{oo}]^{-1}[K_{op}] \quad \text{und} \\ [v_{oo}] &= [K_{oo}]^{-1}[F_{oo}] . \end{aligned}$$

Auflösen des oberen Teils von Gleichung F.31 und Substitution von $[v_o]$ mit Gleichung F.33 führt zu

$$\begin{aligned} [v_P] &= [K_P]^{-1}[F_P] \quad \text{bzw.} \\ [F_P] &= [K_P][v_P] \end{aligned} \quad (\text{F.34})$$

$$\begin{aligned} \text{mit } [K_P] &= [K_{pp}] + [K_{po}][K_o] \quad \text{und} \\ [F_P] &= [F_{pp}] + [K_o]^T [F_{oo}] . \end{aligned}$$

Als Ergebnis liegt eine reduzierte Steifigkeitsbeziehung zwischen den Paarungselementen vor. Dabei gilt $\dim [K_P] \ll \dim [K_{gg}]$. Mit Hilfe von Gleichung F.34 können die Verschiebungen der Paarungselemente $[v_P]$ ermittelt werden. Danach kann $[v_o]$ berechnet werden nach Gleichung F.33.

G Modellierung des Montageprozesses

Geometrische Randbedingungen

Die geometrischen Randbedingungen gelten bei nachgiebigen Baugruppen nur zwischen zwei Paarungselementen und definieren die Verschiebung des jeweiligen Elementes. Paarungselemente treten zwischen zwei Bauteilen, wie auch zwischen Bauteil und Vorrichtung bzw. Fügeworkzeug auf. Idealerweise sollte die Position und Orientierung von zwei zusammengehörigen Paarungselementen übereinstimmen. Bedingt durch Ungenauigkeiten in Fertigung und Montage weicht das i -te Paarungselement auf Bauteil (A) um $\delta_i^{(A)}$ von der idealen Position ab. Diese Abweichungen unterliegen der durch $\vartheta_i^{(AB)}$ beschriebenen Randbedingung, welche durch die Art der Paarungselemente definiert ist. Allgemein setzt sich die während des Montageprozesses stattfindende Verschiebung $\nu_i^{(A)}$ aus den in Abbildung G.1 dargestellten Vektoren zusammen. $\nu_i^{(A)}$ ist dabei die Verschiebung des i -ten Paarungselementes auf Bauteil (A). Die Notation gilt entsprechend für das i -te Paarungselement auf der Spannvorrichtung (S) bzw. auf Bauteil (B).

In Abbildung G.1 repräsentiert A_i bzw. B_i das Koordinatensystem des i -ten Paarungselementes auf Bauteil (A) bzw. (B) in Nominalposition. A'_i bzw. B'_i ist das entsprechende Koordinatensystem, welches durch fertigungsbedingte Streuungen von der idealen Position abweicht. A''_i bzw. B''_i stellt die wirkliche Position des Koordinatensystems dar, welche durch weitere Verformungen während des Spann- bzw. Fügevorganges bestimmt wird.

Die Abweichungen δ_i und ν_i sind definitionsgemäß sehr klein gegenüber den Bauteilabmessungen. Daher kann die Bestimmung des Vektors $\vartheta_i^{(AB)}$ (Abbildung G.1), welcher die Position von B''_i relativ zu A''_i beschreibt, wie folgt vereinfacht werden (Näherung für kleine Abweichungen wird im nachfolgenden Abschnitt hergeleitet):

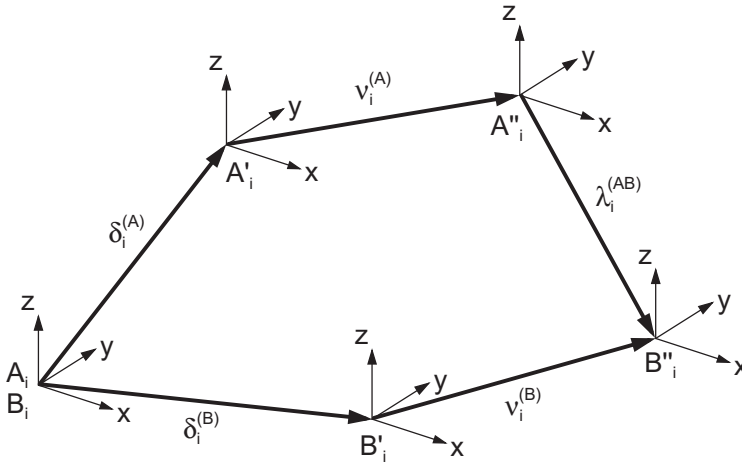


Abbildung G.1: Verschiebung der i -ten Paarungselemente von Bauteil (A) und (B)

$$\vartheta_i^{(AB)} = -\delta_i^{(A)} - \nu_i^{(A)} + \delta_i^{(B)} + \nu_i^{(B)} \quad (G.1)$$

$\vartheta_i^{(AB)}$ wird dabei durch den Typ der Paarungselemente bestimmt und beschreibt die Relativbewegung zwischen zwei zusammengehörigen Paarungselementen (Fügemethode). Zusammengehörige Paarungselemente werden durch den Index i beschrieben. Die Verschiebung $\nu_i^{(S)}$ kann für alle Paarungselemente auf Spannvorrichtungen Null gesetzt werden, wenn die jeweilige Spannvorrichtung als starr betrachtet werden kann. Die Abweichungen der Spannvorrichtung $\delta_i^{(S)}$ muss im Einzelfall untersucht und kann u. U. ebenfalls vernachlässigt werden.

Tabellen G.1 und G.2 zeigen beispielhaft die geometrischen Randbedingungen für einige wichtige Paarungselemente.

Typ	Relativbewegung	Geometrische Randbedingung	Ausrichtung
Stift/Loch	$\vartheta_i^{(SA)} = [0\ 0\ \vartheta_z\ 0\ 0\ \vartheta_\gamma]^T$	$\nu_{ix}^{(A)} = \delta_{ix}^{(S)} - \delta_{ix}^{(A)}$ $\nu_{iy}^{(A)} = \delta_{iy}^{(S)} - \delta_{iy}^{(A)}$ $\nu_{i\alpha}^{(A)} = \delta_{i\alpha}^{(S)} - \delta_{i\alpha}^{(A)}$ $\nu_{i\beta}^{(A)} = \delta_{i\beta}^{(S)} - \delta_{i\beta}^{(A)}$	Zylinderachse in z -Richtung
Stift/Loch	$\vartheta_i^{(SA)} = [0\ 0\ \vartheta_z\ \vartheta_\alpha\ \vartheta_\beta\ \vartheta_\gamma]^T$	$\nu_{ix}^{(A)} = \delta_{ix}^{(S)} - \delta_{ix}^{(A)}$ $\nu_{iy}^{(A)} = \delta_{iy}^{(S)} - \delta_{iy}^{(A)}$	Zylinderachse in z -Richtung dünnes Blechbauteil
Stift/Langloch	$\vartheta_i^{(SA)} = [0\ \vartheta_y\ \vartheta_z\ 0\ 0\ \vartheta_\gamma]^T$	$\nu_{ix}^{(A)} = \delta_{ix}^{(S)} - \delta_{ix}^{(A)}$ $\nu_{i\alpha}^{(A)} = \delta_{i\alpha}^{(S)} - \delta_{i\alpha}^{(A)}$ $\nu_{i\beta}^{(A)} = \delta_{i\beta}^{(S)} - \delta_{i\beta}^{(A)}$	Zylinderachse in z -Richtung Translation des Langloches in y -Richtung
Stift/Langloch	$\vartheta_i^{(SA)} = [0\ \vartheta_y\ \vartheta_z\ \vartheta_\alpha\ \vartheta_\beta\ \vartheta_\gamma]^T$	$\nu_{ix}^{(A)} = \delta_{ix}^{(S)} - \delta_{ix}^{(A)}$	Zylinderachse in z -Richtung Translation des Langloches in y -Richtung, dünnes Blechbauteil

Tabelle G.1: Geometrische Randbedingungen für ausgewählte Paarungselemente

Typ	Relativbewegung	Geometrische Randbedingung	Ausrichtung
Ebene/Ebene	$\vartheta_i^{(SA)} = [\vartheta_x \vartheta_y 0 0 0 \vartheta_\gamma]^T$	$\nu_{iz}^{(A)} = \delta_{iz}^{(S)} - \delta_{iz}^{(A)}$ $\nu_{i\alpha}^{(A)} = \delta_{i\alpha}^{(S)} - \delta_{i\alpha}^{(A)}$ $\nu_{i\beta}^{(A)} = \delta_{i\beta}^{(S)} - \delta_{i\beta}^{(A)}$	Normalenvektor der Ebenen in z-Richtung
Ebene/Ebene	$\vartheta_i^{(AB)} = [\vartheta_x \vartheta_y 0 0 0 \vartheta_\gamma]^T$	$\delta_{iz}^{(A)} + \nu_{iz}^{(A)} = \delta_{iz}^{(B)} + \nu_{iz}^{(B)}$ $\delta_{i\alpha}^{(A)} + \nu_{i\alpha}^{(A)} = \delta_{i\alpha}^{(B)} + \nu_{i\alpha}^{(B)}$ $\delta_{i\beta}^{(A)} + \nu_{i\beta}^{(A)} = \delta_{i\beta}^{(B)} + \nu_{i\beta}^{(B)}$	Normalenvektor der Ebenen in z-Richtung
Allgemeine Fläche/ Allgemeine Fläche	$\vartheta_i^{(AB)} = [0 0 0 0 0 0]^T$	$\delta_{iz}^{(A)} + \nu_{iz}^{(A)} = \delta_{iz}^{(B)} + \nu_{iz}^{(B)}$ $\delta_{iy}^{(A)} + \nu_{iy}^{(A)} = \delta_{iy}^{(B)} + \nu_{iy}^{(B)}$ $\delta_{iz}^{(A)} + \nu_{iz}^{(A)} = \delta_{iz}^{(B)} + \nu_{iz}^{(B)}$ $\delta_{i\alpha}^{(A)} + \nu_{i\alpha}^{(A)} = \delta_{i\alpha}^{(B)} + \nu_{i\alpha}^{(B)}$ $\delta_{i\beta}^{(A)} + \nu_{i\beta}^{(A)} = \delta_{i\beta}^{(B)} + \nu_{i\beta}^{(B)}$ $\delta_{i\gamma}^{(A)} + \nu_{i\gamma}^{(A)} = \delta_{i\gamma}^{(B)} + \nu_{i\gamma}^{(B)}$	beliebig

Tabelle G.2: Geometrische Randbedingungen für ausgewählte Paarungselemente (Fortsetzung)

Näherung für kleine Abweichungen

Die homogene Transformationsmatrix aus Gleichung F.7 kann durch folgende Näherung für kleine Abweichungen ε ersetzt werden:

$$T \approx \begin{bmatrix} 1 & -\gamma & \beta & x \\ \gamma & 1 & -\alpha & y \\ -\beta & \alpha & 1 & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{G.2})$$

Seien $T(\varepsilon_1)$ und $T(\varepsilon_2)$ homogene Transformationsmatrizen, welche den Verschiebungsvektoren ε_1 und ε_2 entsprechen. Da die Abweichungen ε_1 und ε_2 klein sind, kann Gleichung G.2 angewendet werden.

$$T(\varepsilon_1) \approx \begin{bmatrix} 1 & -\gamma_1 & \beta_1 & x_1 \\ \gamma_1 & 1 & -\alpha_1 & y_1 \\ -\beta_1 & \alpha_1 & 1 & z_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$T(\varepsilon_2) \approx \begin{bmatrix} 1 & -\gamma_2 & \beta_2 & x_2 \\ \gamma_2 & 1 & -\alpha_2 & y_2 \\ -\beta_2 & \alpha_2 & 1 & z_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Somit gilt:

$$\begin{aligned} T(\varepsilon_1)T(\varepsilon_2) &= T(\varepsilon_2)T(\varepsilon_1) = T(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) = \\ &= \begin{bmatrix} 1 & -(\gamma_1 + \gamma_2) & \beta_1 + \beta_2 & x_1 + x_2 \\ \gamma_1 + \gamma_2 & 1 & -(\alpha_1 + \alpha_2) & y_1 + y_2 \\ -(\beta_1 + \beta_2) & \alpha_1 + \alpha_2 & 1 & z_1 + z_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

Für kleine Abweichungen ist daher die Gesamtverschiebung eines Formelementes, welche aus zwei Einzelverschiebungen resultiert, unabhängig von der Reihenfolge der Einzelverschiebungen ε_1 und ε_2 . Des

Weiteren können zwei aufeinanderfolgende Transformationen $T(\varepsilon_1)$ und $T(\varepsilon_2)$ durch eine Transformation $T(\varepsilon_1 + \varepsilon_2)$ des Summenvektors der Einzelabweichungen $\varepsilon_1 + \varepsilon_2$ ersetzt werden. Folglich sind kleine Verschiebungen mit Hilfe einfacher Vektoraddition berechenbar.

Einspannen

Tabelle G.3 zeigt beispielhaft die nach dem Einspannen vorliegenden Kraft- und Verschiebungsvektoren des Bauteiles (A) für das Ausrichtelement Stift-Langloch für dünne Bleche, für ein Spannelement und ein Fügeelement, wobei alle Komponenten der Vektoren bekannt sind.

Fügen

Die Randbedingungen an den Spannelementen und an Stift-Langloch-Ausrichtelementen zum Zeitpunkt des Fügens zeigt Tabelle G.4 anhand von Beispielen.

Dabei müssen die beim Fügen auftretenden Veränderungen Δ der Kräfte und Verschiebungen zu den bereits durch das Einspannen hervorgerufenen Kräfte und Verschiebungen addiert werden.

Für ein Fügeelement zeigt Tabelle G.5 Randbedingungen.

Tabelle G.6 zeigt beispielhaft die während des Fügens vorliegenden Kraft- und Verschiebungsvektoren des Bauteiles (A) für das Ausrichtelement Stift/Langloch für dünne Bleche, für ein Spannelement und ein Fügeelement, wobei alle Komponenten der Vektoren bekannt sind.

Reihenfolge der Fügemethoden beim Einspannen

In Gleichungen ausgedrückt lauten die Verschiebungen $[\nu_j]^{(i)}$ und Kräfte $[F_j]^{(i)}$ am j -ten Paarungselement nach dem Einspannen des i -ten Formelementes:

Typ	Kraft	Verschiebung
Ausrichtelement Stift/Langloch	$[F_i]^{(E)} = \begin{bmatrix} F_{ix}^{(E)} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$	$[\nu_i]^{(E)} = \begin{bmatrix} \nu_{ix}^{(E)} & \nu_{iy}^{(E)} & \nu_{iz}^{(E)} & \nu_{i\alpha}^{(E)} & \nu_{i\beta}^{(E)} & \nu_{i\gamma}^{(E)} \end{bmatrix}^T$
Spannelement Ebene/Ebene	$[F_i]^{(E)} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & F_{iz}^{(E)} & F_{i\alpha}^{(E)} & F_{i\beta}^{(E)} & 0 \end{bmatrix}^T$	$[\nu_i]^{(E)} = \begin{bmatrix} \nu_{ix}^{(E)} & \nu_{iy}^{(E)} & \nu_{iz}^{(E)} & \nu_{i\alpha}^{(E)} & \nu_{i\beta}^{(E)} & \nu_{i\gamma}^{(E)} \end{bmatrix}^T$
Fügeelement Ebene/Ebene	$[F_i]^{(E)} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$	$[\nu_i]^{(E)} = \begin{bmatrix} \nu_{ix}^{(E)} & \nu_{iy}^{(E)} & \nu_{iz}^{(E)} & \nu_{i\alpha}^{(E)} & \nu_{i\beta}^{(E)} & \nu_{i\gamma}^{(E)} \end{bmatrix}^T$

Tabelle G.3: Kräfte und Verschiebungen nach dem Einspannen für ausgewählte Paarungselemente

Spannelement (Ebene/Ebene)	
Bekannte Größen	Unbekannte Größen
$V_{ix}^{(F)(A)} = V_{ix}^{(E)(A)}$	$F_{ix}^{(F)(A)} = \Delta F_{ix}^{(F)(A)}$
$V_{iy}^{(F)(A)} = V_{iy}^{(E)(A)}$	$F_{iy}^{(F)(A)} = \Delta F_{iy}^{(F)(A)}$
$V_{iz}^{(F)(A)} = V_{iz}^{(E)(A)}$	$F_{iz}^{(F)(A)} = \Delta F_{iz}^{(F)(A)}$
$V_{i\alpha}^{(F)(A)} = V_{i\alpha}^{(E)(A)}$	$F_{i\alpha}^{(F)(A)} = \Delta F_{i\alpha}^{(F)(A)}$
$V_{i\beta}^{(F)(A)} = V_{i\beta}^{(E)(A)}$	$F_{i\beta}^{(F)(A)} = \Delta F_{i\beta}^{(F)(A)}$
$V_{i\gamma}^{(F)(A)} = V_{i\gamma}^{(E)(A)}$	$F_{i\gamma}^{(F)(A)} = \Delta F_{i\gamma}^{(F)(A)}$

Ausrichtelement (Stift/Langloch)		
Bekannte Größen	Unbekannte Größen	
$V_{ix}^{(F)(A)} = V_{ix}^{(E)(A)}$	$F_{ix}^{(F)(A)}$	$F_{ix}^{(E)(A)} + \Delta F_{ix}^{(F)(A)}$
$F_{iy}^{(F)(A)} = 0$	$V_{iy}^{(F)(A)}$	$V_{iy}^{(E)(A)} + \Delta V_{iy}^{(F)(A)}$
$F_{iz}^{(F)(A)} = 0$	$V_{iz}^{(F)(A)}$	$V_{iz}^{(E)(A)} + \Delta V_{iz}^{(F)(A)}$
$F_{i\alpha}^{(F)(A)} = 0$	$V_{i\alpha}^{(F)(A)}$	$V_{i\alpha}^{(E)(A)} + \Delta V_{i\alpha}^{(F)(A)}$
$F_{i\beta}^{(F)(A)} = 0$	$V_{i\beta}^{(F)(A)}$	$V_{i\beta}^{(E)(A)} + \Delta V_{i\beta}^{(F)(A)}$
$F_{i\gamma}^{(F)(A)} = 0$	$V_{i\gamma}^{(F)(A)}$	$V_{i\gamma}^{(E)(A)} + \Delta V_{i\gamma}^{(F)(A)}$

Tabelle G.4: Randbedingungen für Kräfte und Verschiebungen an einem Spann- und Ausrichtelement

Fügelement (Ebene/Ebene)		Unbekannte Größen
Bekannte Größen		
$F_{ix}^{(F)}(A)$	$= 0$	$\nu_{ix}^{(F)}(A)$
$F_{iy}^{(F)}(A)$	$= 0$	$\nu_{iy}^{(F)}(A)$
$\nu_{iz}^{(F)}(A)$	$= \delta_{iz}^{(S)} - \delta_{iz}^{(A)} - \nu_{iz}^{(E)}(A)$	$F_{iz}^{(F)}(A)$
$\nu_{i\alpha}^{(F)}(A)$	$= \delta_{i\alpha}^{(S)} - \delta_{i\alpha}^{(A)} - \nu_{i\alpha}^{(E)}(A)$	$F_{i\alpha}^{(F)}(A)$
$\nu_{i\beta}^{(F)}(A)$	$= \delta_{i\beta}^{(S)} - \delta_{i\beta}^{(A)} - \nu_{i\beta}^{(E)}(A)$	$F_{i\beta}^{(F)}(A)$
$F_{i\gamma}^{(F)}(A)$	$= 0$	$\nu_{i\gamma}^{(F)}(A)$
		$\nu_{ix}^{(E)}(A) + \Delta \nu_{ix}^{(F)}(A)$
		$\nu_{iy}^{(E)}(A) + \Delta \nu_{iy}^{(F)}(A)$
		$\Delta F_{iz}^{(F)}(A)$
		$\Delta F_{i\alpha}^{(F)}(A)$
		$\Delta F_{i\beta}^{(F)}(A)$
		$\nu_{i\gamma}^{(E)}(A) + \Delta \nu_{i\gamma}^{(F)}(A)$

Tabella G.5: Randbedingungen für Kräfte und Verschiebungen an einem Fügelement

Typ	Kraft	Verschiebung
Ausrichtelement Stift/Langloch	$[F_i]^{(F)} = [F_{ix}^{(F)} \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$	$[v_i]^{(F)} = [v_{ix}^{(E)} \ v_{iy}^{(F)} \ v_{iz}^{(F)} \ v_{i\alpha}^{(F)} \ v_{i\beta}^{(F)} \ v_{i\gamma}^{(F)}]^T$
Spannelement Ebene/Ebene	$[F_i]^{(F)} = [F_{ix}^{(F)} \ F_{iy}^{(F)} \ F_{iz}^{(F)} \ F_{i\alpha}^{(F)} \ F_{i\beta}^{(F)} \ F_{i\gamma}^{(F)}]^T$	$[v_i]^{(F)} = [v_{ix}^{(E)} \ v_{iy}^{(E)} \ v_{iz}^{(E)} \ v_{i\alpha}^{(E)} \ v_{i\beta}^{(E)} \ v_{i\gamma}^{(E)}]^T$
Fügeelement Ebene/Ebene	$[F_i]^{(F)} = [0 \ 0 \ F_{iz}^{(F)} \ F_{i\alpha}^{(F)} \ F_{i\beta}^{(F)} \ 0]^T$	$[v_i]^{(F)} = [v_{ix}^{(F)} \ v_{iy}^{(F)} \ v_{iz}^{(F)} \ v_{i\alpha}^{(F)} \ v_{i\beta}^{(F)} \ v_{i\gamma}^{(F)}]^T$

Tabelle G.6: Kräfte und Verschiebungen während des Fügens für ausgewählte Paarungselemente

$$[\nu_j]^{(i)} = [\nu_j]^{(i-1)} + [\Delta\nu_j]^{(i)} \quad (\text{G.3})$$

mit der Verschiebung des j -ten Paarungselementes

$$[\nu_j]^{(i)} = \left[\nu_{jx}^{(i)} \nu_{jy}^{(i)} \nu_{jz}^{(i)} \nu_{j\alpha}^{(i)} \nu_{j\beta}^{(i)} \nu_{j\gamma}^{(i)} \right]^T \quad \text{und}$$

$$[F_j]^{(i)} = [F_j]^{(i-1)} + [\Delta F_j]^{(i)} \quad (\text{G.4})$$

mit der auf das j -te Paarungselement wirkenden Kraft

$$[F_j]^{(i)} = \left[F_{jx}^{(i)} F_{jy}^{(i)} F_{jz}^{(i)} F_{j\alpha}^{(i)} F_{j\beta}^{(i)} F_{j\gamma}^{(i)} \right]^T$$

Dabei beschreiben für $(i = 1, 2, \dots, p)$ die Verschiebungen $[\nu_j]^{(i-1)}$ und die Kräfte $[F_j]^{(i-1)}$ den Zustand vor dem Einspannen und die Verschiebungen $[\Delta\nu_j]^{(i)}$ und die Kräfte $[\Delta F_j]^{(i)}$ die Veränderungen durch die i -te Fügemethode. Für $i = 1$ entspricht die Verschiebung $[\nu_j]^{(0)}$ den fertigungsbedingten Abweichungen der Formelemente $[\delta_j]$ vor dem Einspannen und für die an den Paarungselementen angreifenden Kräfte gilt $[F_j]^{(i)} = 0$.

Die Veränderungen $[\Delta\nu_j]^{(i)}$ und $[\Delta F_j]^{(i)}$ werden mit Hilfe der Randbedingungen an den Paarungselementen und der Steifigkeitsbeziehung berechnet. Die Relativbewegung zwischen den Paarungselementen wird analog zu Abbildung G.1 durch den Vektor $\vartheta_j^{(AB)}$ nach Abbildung G.2 allgemein beschrieben.

Als Summe der Einzelvektoren lautet die Relativbewegung:

$$\vartheta_j^{(AB)(i)} = -\nu_j^{(A)(i-1)} - \Delta\nu_j^{(A)(i)} + \nu_j^{(B)(i-1)} + \Delta\nu_j^{(B)(i)} \quad (\text{G.5})$$

Somit lassen sich für jedes Formelement insgesamt sechs Verschiebungen und Kräfte aus den geometrischen Randbedingungen ermitteln. Dabei ist die Randbedingung abhängig vom Typ des Paarungselementes, welcher durch die Geometrie der zwei Formelemente bestimmt wird. Die in Abschnitt 3.5.4 beschriebene Unterscheidung zwischen Spann- und Ausrichtelementen ist ebenfalls als Randbedingung zu berücksichtigen.

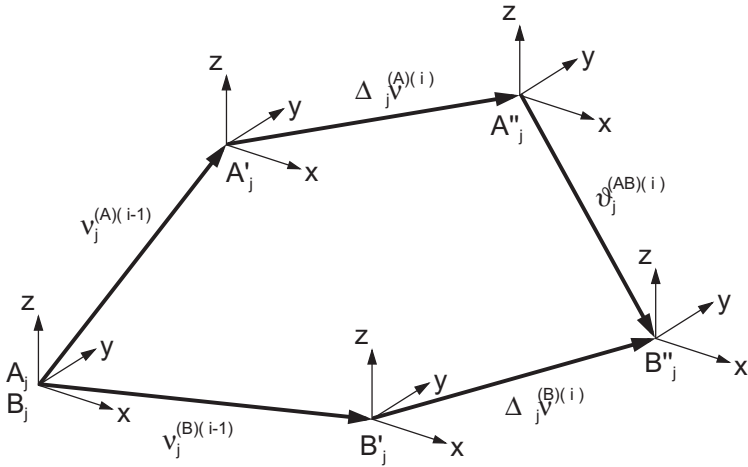


Abbildung G.2: Randbedingung für das j -te Paarungselement

Die sechs unbekanntes Verschiebungen und Kräfte je Formelement werden nun mit Hilfe der Steifigkeitsbeziehung nach Gleichung G.6 ermittelt. Mit den in Anhang F dargestellten Methoden kann die Steifigkeitsbeziehung unter Berücksichtigung der Randbedingungen auf folgende Form reduziert werden (vgl. Gleichung F.34):

$$[F_P]^{(i)} = [K_P]^{(i)} [u_P]^{(i)} \quad (\text{G.6})$$

Dabei repräsentiert $[F_P]^{(i)}$ die an den Paarungselementen wirkenden Kräfte, $[K_P]^{(i)}$ die reduzierte Steifigkeitsmatrix und $[u_P]^{(i)}$ den Verschiebungsvektor der Paarungselemente.

$$[u_P]^{(i)} = \begin{bmatrix} \nu_1^{(i)} \\ \nu_2^{(i)} \\ \vdots \\ \nu_j^{(i)} \\ \vdots \\ \nu_n^{(i)} \end{bmatrix} \quad (\text{G.7})$$

mit $[\nu_j]^{(i)}$ als Verschiebungsvektor des j -ten Paarungselementes.

Setzt man $i = 1, 2, \dots, p$, so erhält man eine rekursive Form von Gleichung G.3 und G.4:

$$\begin{aligned}
 [\nu_j]^{(1)} &= [\nu_j]^{(0)} + [\Delta\nu_j]^{(1)} \\
 [\nu_j]^{(2)} &= [\nu_j]^{(1)} + [\Delta\nu_j]^{(2)} \\
 &\dots \quad \dots \quad \dots \\
 [\nu_j]^{(p)} &= [\nu_j]^{(p-1)} + [\Delta\nu_j]^{(p)}
 \end{aligned} \tag{G.8}$$

$$\begin{aligned}
 [F_j]^{(1)} &= [F_j]^{(0)} + [\Delta F_j]^{(1)} \\
 [F_j]^{(2)} &= [F_j]^{(1)} + [\Delta F_j]^{(2)} \\
 &\dots \quad \dots \quad \dots \\
 [F_j]^{(p)} &= [F_j]^{(p-1)} + [\Delta F_j]^{(p)}
 \end{aligned} \tag{G.9}$$

Reihenfolge der Fügemethoden beim Fügen

In Gleichungen ausgedrückt lauten die Verschiebungen $[\nu_j]^{(i)}$ und Kräfte $[F_j]^{(i)}$ am j -ten Paarungselement nach dem Fügen des i -ten Formelementes:

$$[\nu_j]^{(i)} = [\nu_j]^{(i-1)} + [\Delta\nu_j]^{(i)} - [\Delta\nu_j^R]^{(i)} \tag{G.10}$$

mit der Verschiebung des j -ten Paarungselementes

$$[\nu_j]^{(i)} = \left[\nu_{jx}^{(i)} \nu_{jy}^{(i)} \nu_{jz}^{(i)} \nu_{j\alpha}^{(i)} \nu_{j\beta}^{(i)} \nu_{j\gamma}^{(i)} \right]^T \text{ und}$$

$$[F_j]^{(i)} = [F_j]^{(i-1)} + [\Delta F_j]^{(i)} - [\Delta F_j^R]^{(i)} \tag{G.11}$$

mit der auf das j -te Paarungselement wirkenden Kraft

$$[F_j]^{(i)} = \left[F_{jx}^{(i)} F_{jy}^{(i)} F_{jz}^{(i)} F_{j\alpha}^{(i)} F_{j\beta}^{(i)} F_{j\gamma}^{(i)} \right]^T$$

Dabei beschreiben für $(i = 1, 2, \dots, q)$ die Verschiebungen $[\nu_j]^{(i-1)}$ und die Kräfte $[F_j]^{(i-1)}$ den Zustand vor dem Fügen, die Verschiebungen $[\Delta\nu_j]^{(i)}$ und die Kräfte $[\Delta F_j]^{(i)}$ die Veränderungen durch die i -te Fügemethode und die Verschiebungen $[\Delta\nu_j^R]^{(i)}$ und die Kräfte $[\Delta F_j^R]^{(i)}$ die Veränderungen durch den i -ten Rücksprung. Dabei entspricht für $i = 1$ die Verschiebung $[\nu_j]^{(0)}$ den Abweichungen der Formelemente nach dem Einspannen $[\nu_j]^{(p)}$ und die Kraft $[F_j]^{(0)}$ den an den Paarungselementen wirkenden Kräften nach dem Einspannen $[F_j]^{(p)}$.

Die Veränderungen $[\Delta\nu_j]^{(i)}$ und $[\Delta F_j]^{(i)}$, welche während des Fügens entstehen, werden mit Hilfe der Randbedingungen an den Paarungselementen und der Steifigkeitsbeziehung berechnet werden. Die Relativbewegung zwischen den Paarungselementen wird analog zu der Vorgehensweise beim Einspannen durch den Vektor $\vartheta_j^{(AB)}$ nach Abbildung G.2 allgemein beschrieben. Es lassen sich für jedes Formelement insgesamt sechs Verschiebungen und Kräfte aus den geometrischen Randbedingungen ermitteln.

Die sechs unbekanntes Verschiebungen und Kräfte je Formelement werden nun mit Hilfe der Steifigkeitsbeziehung nach Gleichung G.7 analog zur Vorgehensweise beim Einspannen ermittelt.

Der Zustand während des Fügens ist somit bekannt und durch Kräfte und Verschiebungen an allen Paarungselementen eindeutig beschrieben. Die Veränderungen $[\Delta\nu_j^R]^{(i)}$ und $[\Delta F_j^R]^{(i)}$, welche durch den Rücksprung hervorgerufen werden, können nun mit Hilfe der Randbedingungen an den Paarungselementen und der Steifigkeitsbeziehung berechnet werden. Die Relativbewegung zwischen den Paarungselementen wird, wie bereits erläutert, durch den Vektor $\vartheta_j^{R(AB)}$ nach Abbildung G.2 allgemein beschrieben. Es lassen sich für jedes Formelement insgesamt sechs Verschiebungen und Kräfte aus den geometrischen Randbedingungen ermitteln. Die bereits beschriebene Veränderung der Randbedingung durch das stoffschlüssige Fügen von Fügeelementen ist dabei zu berücksichtigen.

Die sechs unbekanntes Verschiebungen und Kräfte je Formelement können wieder mit Hilfe der reduzierten Steifigkeitsbeziehung nach Gleichung

chung G.7 ermittelt werden. Die Verschiebung der Paarungselemente und die an den Paarungselementen wirkenden Kräfte werden abschließend nach Gleichung G.10 und G.11 berechnet.

Die mit Hilfe der veränderten Randbedingungen reduzierte Steifigkeitsbeziehung muss insgesamt $2q$ mal ermittelt werden. Jeweils einmal zur Berechnung der Verschiebungen und Kräfte während des Fügens und einmal zur Berechnung des Rücksprunges. Setzt man $i = 1, 2, \dots, q$, so erhält man eine rekursive Form von Gleichung G.10 und G.11.

$$\begin{aligned}
 [\nu_j]^{(1)} &= [\nu_j]^{(0)} + [\Delta\nu_j]^{(1)} - [\Delta\nu_j^R]^{(1)} \\
 [\nu_j]^{(2)} &= [\nu_j]^{(1)} + [\Delta\nu_j]^{(2)} - [\Delta\nu_j^R]^{(2)} \\
 &\dots \quad \dots \quad \dots \\
 [\nu_j]^{(q)} &= [\nu_j]^{(q-1)} + [\Delta\nu_j]^{(q)} - [\Delta\nu_j^R]^{(q)} \quad (G.12)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 [F_j]^{(1)} &= [F_j]^{(0)} + [\Delta F_j]^{(1)} - [\Delta F_j^R]^{(1)} \\
 [F_j]^{(2)} &= [F_j]^{(1)} + [\Delta F_j]^{(2)} - [\Delta F_j^R]^{(2)} \\
 &\dots \quad \dots \quad \dots \\
 [F_j]^{(q)} &= [F_j]^{(q-1)} + [\Delta F_j]^{(q)} - [\Delta F_j^R]^{(q)} \quad (G.13)
 \end{aligned}$$

iwb Forschungsberichte Band 1–121

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

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

- 1 *Streifinger, E.*
Beitrag zur Sicherung der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit moderner Fertigungsmittel
1986 · 72 Abb. · 167 Seiten · ISBN 3-540-16391-3
- 2 *Fuchsberger, A.*
Untersuchung der spanenden Bearbeitung von Knochen
1986 · 90 Abb. · 175 Seiten · ISBN 3-540-16392-1
- 3 *Maier, C.*
Montageautomatisierung am Beispiel des Schraubens mit Industrierobotern
1986 · 77 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-16393-X
- 4 *Summer, H.*
Modell zur Berechnung verzweigter Antriebsstrukturen
1986 · 74 Abb. · 197 Seiten · ISBN 3-540-16394-8
- 5 *Simon, W.*
Elektrische Vorschubantriebe an NC-Systemen
1986 · 141 Abb. · 198 Seiten · ISBN 3-540-16693-9
- 6 *Büchs, S.*
Analytische Untersuchungen zur Technologie der Kugelbearbeitung
1986 · 74 Abb. · 173 Seiten · ISBN 3-540-16694-7
- 7 *Hunzinger, J.*
Schneiderdierte Oberflächen
1986 · 79 Abb. · 162 Seiten · ISBN 3-540-16695-5
- 8 *Pilland, U.*
Echtzeit-Kollisionsschutz an NC-Drehmaschinen
1986 · 54 Abb. · 127 Seiten · ISBN 3-540-17274-2
- 9 *Barthelmeß, P.*
Montagegerechtes Konstruieren durch die Integration von Produkt- und Montageprozeßgestaltung
1987 · 70 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-18120-2
- 10 *Reithofer, N.*
Nutzungssicherung von flexibel automatisierten Produktionsanlagen
1987 · 84 Abb. · 176 Seiten · ISBN 3-540-18440-6
- 11 *Diess, H.*
Rechnerunterstützte Entwicklung flexibel automatisierter Montageprozesse
1988 · 56 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-18799-5
- 12 *Reinhart, G.*
Flexible Automatisierung der Konstruktion und Fertigung elektrischer Leitungssätze
1988 · 112 Abb. · 197 Seiten · ISBN 3-540-19003-1
- 13 *Bürstner, H.*
Investitionsentscheidung in der rechnerintegrierten Produktion
1988 · 74 Abb. · 190 Seiten · ISBN 3-540-19099-6
- 14 *Grohe, A.*
Universelles Zellenrechnerkonzept für flexible Fertigungssysteme
1988 · 74 Abb. · 153 Seiten · ISBN 3-540-19182-8
- 15 *Riese, K.*
Klipsmontage mit Industrierobotern
1988 · 92 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-19183-6
- 16 *Lutz, P.*
Leitsysteme für rechnerintegrierte Auftragsabwicklung
1988 · 44 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-19260-3
- 17 *Klippel, C.*
Mobiler Roboter im Materialfluß eines flexiblen Fertigungssystems
1988 · 86 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-50468-0
- 18 *Rascher, R.*
Experimentelle Untersuchungen zur Technologie der Kugelherstellung
1989 · 110 Abb. · 200 Seiten · ISBN 3-540-51301-9
- 19 *Heusler, H.-J.*
Rechnerunterstützte Planung flexibler Montagesysteme
1989 · 43 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-51723-5
- 20 *Kirchknopf, P.*
Ermittlung modaler Parameter aus Übertragungsfrequenzgängen
1989 · 57 Abb. · 157 Seiten · ISBN 3-540-51724-3
- 21 *Sauerer, Ch.*
Beitrag für ein Zerspanprozeßmodell Metallbandsägen
1990 · 89 Abb. · 166 Seiten · ISBN 3-540-51868-1
- 22 *Karstedt, K.*
Positionsbestimmung von Objekten in der Montage- und Fertigungsautomatisierung
1990 · 92 Abb. · 157 Seiten · ISBN 3-540-51879-7
- 23 *Peiker, St.*
Entwicklung eines integrierten NC-Planungssystems
1990 · 66 Abb. · 180 Seiten · ISBN 3-540-51880-0
- 24 *Schugmann, R.*
Nachgiebige Werkzeugaufhängungen für die automatische Montage
1990 · 71 Abb. · 155 Seiten · ISBN 3-540-52138-0
- 25 *Wirba, P.*
Simulation als Werkzeug in der Handhabungstechnik
1990 · 125 Abb. · 178 Seiten · ISBN 3-540-52231-X
- 26 *Eibelshäuser, P.*
Rechnerunterstützte experimentelle Modalanalyse mittels gestufter Sinusanregung
1990 · 79 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-52451-7
- 27 *Prasch, J.*
Computerunterstützte Planung von chirurgischen Eingriffen in der Orthopädie
1990 · 113 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-52543-2

- 28 *Teich, K.*
Prozeßkommunikation und Rechnerverbund in der Produktion
1990 · 52 Abb. · 158 Seiten · ISBN 3-540-52764-8
- 29 *Pfrang, W.*
Rechnergestützte und graphische Planung manueller und teilautomatisierter Arbeitsplätze
1990 · 59 Abb. · 153 Seiten · ISBN 3-540-52829-6
- 30 *Tauber, A.*
Modellbildung kinematischer Strukturen als Komponente der Montageplanung
1990 · 93 Abb. · 190 Seiten · ISBN 3-540-52911-X
- 31 *Jäger, A.*
Systematische Planung komplexer Produktionssysteme
1991 · 75 Abb. · 148 Seiten · ISBN 3-540-53021-5
- 32 *Hartberger, H.*
Wissensbasierte Simulation komplexer Produktionssysteme
1991 · 58 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-53326-5
- 33 *Tuczek, H.*
Inspektion von Karosseriepreßteilen auf Risse und Einschränkungen mittels Methoden der Bildverarbeitung
1992 · 125 Abb. · 179 Seiten · ISBN 3-540-53965-4
- 34 *Fischbacher, J.*
Planungsstrategien zur störungstechnischen Optimierung von Reinraum-Fertigungsgeräten
1991 · 60 Abb. · 166 Seiten · ISBN 3-540-54027-X
- 35 *Moser, O.*
3D-Echtzeitkollisionsschutz für Drehmaschinen
1991 · 66 Abb. · 177 Seiten · ISBN 3-540-54076-8
- 36 *Naber, H.*
Aufbau und Einsatz eines mobilen Roboters mit unabhängiger Lokomotions- und Manipulationskomponente
1991 · 85 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-54216-7
- 37 *Kupec, Th.*
Wissensbasiertes Leitsystem zur Steuerung flexibler Fertigungsanlagen
1991 · 68 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-54260-4
- 38 *Maulhardt, U.*
Dynamisches Verhalten von Kreissägen
1991 · 109 Abb. · 159 Seiten · ISBN 3-540-54365-1
- 39 *Götz, R.*
Strukturierte Planung flexibel automatisierter Montagesysteme für flächige Bauteile
1991 · 86 Abb. · 201 Seiten · ISBN 3-540-54401-1
- 40 *Koepfer, Th.*
3D-grafisch-interaktive Arbeitsplanung - ein Ansatz zur Aufhebung der Arbeitsteilung
1991 · 74 Abb. · 126 Seiten · ISBN 3-540-54436-4
- 41 *Schmidt, M.*
Konzeption und Einsatzplanung flexibel automatisierter Montagesysteme
1992 · 108 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-55025-9
- 42 *Burger, C.*
Produktionsregelung mit entscheidungsunterstützenden Informationssystemen
1992 · 94 Abb. · 186 Seiten · ISBN 3-540-55187-5
- 43 *Hoßmann, J.*
Methodik zur Planung der automatischen Montage von nicht formstabilen Bauteilen
1992 · 73 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-5520-0
- 44 *Petry, M.*
Systematik zur Entwicklung eines modularen Programmabaukastens für robotergeführte Klebprozesse
1992 · 106 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-55374-6
- 45 *Schönecker, W.*
Integrierte Diagnose in Produktionszellen
1992 · 87 Abb. · 159 Seiten · ISBN 3-540-55375-4
- 46 *Bick, W.*
Systematische Planung hybrider Montagesysteme unter Berücksichtigung der Ermittlung des optimalen Automatisierungsgrades
1992 · 70 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-55377-0
- 47 *Gebauer, L.*
Prozeßuntersuchungen zur automatisierten Montage von optischen Linsen
1992 · 84 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-55378-9
- 48 *Schräfer, N.*
Erstellung eines 3D-Simulationssystems zur Reduzierung von Rüstzeiten bei der NC-Bearbeitung
1992 · 103 Abb. · 161 Seiten · ISBN 3-540-55431-9
- 49 *Wissbacher, J.*
Methoden zur rationellen Automatisierung der Montage von Schnellbefestigungselementen
1992 · 77 Abb. · 176 Seiten · ISBN 3-540-55512-9
- 50 *Garnich, F.*
Laserbearbeitung mit Robotern
1992 · 110 Abb. · 184 Seiten · ISBN 3-540-55513-7
- 51 *Eubert, P.*
Digitale Zustandsregelung elektrischer Vorschubantriebe
1992 · 89 Abb. · 159 Seiten · ISBN 3-540-44441-2
- 52 *Glaas, W.*
Rechnerintegrierte Kabelsatzfertigung
1992 · 67 Abb. · 140 Seiten · ISBN 3-540-55749-0
- 53 *Helm, H.J.*
Ein Verfahren zur On-Line Fehlererkennung und Diagnose
1992 · 60 Abb. · 153 Seiten · ISBN 3-540-55750-4
- 54 *Lang, Ch.*
Wissensbasierte Unterstützung der Verfügbarkeitsplanung
1992 · 75 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-55751-2
- 55 *Schuster, G.*
Rechnergestütztes Planungssystem für die flexibel automatisierte Montage
1992 · 67 Abb. · 135 Seiten · ISBN 3-540-55830-6
- 56 *Bomm, H.*
Ein Ziel- und Kennzahlensystem zum Investitionscontrolling komplexer Produktionssysteme
1992 · 87 Abb. · 195 Seiten · ISBN 3-540-55964-7
- 57 *Wendt, A.*
Qualitätssicherung in flexibel automatisierten Montagesystemen
1992 · 74 Abb. · 179 Seiten · ISBN 3-540-56044-0
- 58 *Hansmaier, H.*
Rechnergestütztes Verfahren zur Geräuschminderung
1993 · 67 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-56053-2
- 59 *Dilling, U.*
Planung von Fertigungssystemen unterstützt durch Wirtschaftssimulationen
1993 · 72 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-56307-5

- 60 *Strohmayr, R.*
**Rechnergestützte Auswahl und Konfiguration von
Zubringeinrichtungen**
1993 · 80 Abb. · 152 Seiten · ISBN 3-540-56652-X
- 61 *Glas, J.*
**Standardisierter Aufbau anwendungsspezifischer
Zellenrechnersoftware**
1993 · 80 Abb. · 145 Seiten · ISBN 3-540-56889-5
- 62 *Stetter, R.*
**Rechnergestützte Simulationswerkzeuge zur
Effizienzsteigerung des Industrierobereinsatzes**
1994 · 91 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-56889-1
- 63 *Dindorfer, A.*
Robotersysteme zur förderbandsynchronen Montage
1993 · 76 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-57031-4
- 64 *Wiedemann, M.*
**Simulation des Schwingungsverhaltens spanender
Werkzeugmaschinen**
1993 · 81 Abb. · 137 Seiten · ISBN 3-540-57177-9
- 65 *Woenckhaus, Ch.*
**Rechnergestütztes System zur automatisierten 3D-
Layoutoptimierung**
1994 · 81 Abb. · 140 Seiten · ISBN 3-540-57284-8
- 66 *Kummelsteiner, G.*
**3D-Bewegungssimulation als integratives Hilfsmittel zur
Planung manueller Montagesysteme**
1994 · 62 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-57535-9
- 67 *Kugelmann, F.*
**Einsatz nachgiebiger Elemente zur wirtschaftlichen
Automatisierung von Produktionssystemen**
1993 · 76 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-57549-9
- 68 *Schwarz, H.*
**Simulationsgestützte CAD/ICAM-Kopplung für die 3D-
Laserbearbeitung mit integrierter Sensorik**
1994 · 96 Abb. · 148 Seiten · ISBN 3-540-57577-4
- 69 *Viethen, U.*
Systematik zum Prüfen in flexiblen Fertigungssystemen
1994 · 70 Abb. · 142 Seiten · ISBN 3-540-57794-7
- 70 *Seehuber, M.*
**Automatische Inbetriebnahme
geschwindigkeitsadaptiver Zustandsregler**
1994 · 72 Abb. · 155 Seiten · ISBN 3-540-57896-X
- 71 *Amann, W.*
**Eine Simulationsumgebung für Planung und Betrieb von
Produktionssystemen**
1994 · 71 Abb. · 129 Seiten · ISBN 3-540-57924-9
- 72 *Schöpf, M.*
**Rechnergestütztes Projektinformations- und
Koordinationssystem für das Fertigungsvorfeld**
1997 · 63 Abb. · 130 Seiten · ISBN 3-540-58052-2
- 73 *Welling, A.*
**Effizienter Einsatz bildgebender Sensoren zur
Flexibilisierung automatisierter Handhabungsvorgänge**
1994 · 66 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-580-0
- 74 *Zetlmayer, H.*
**Verfahren zur simulationsgestützten
Produktionsregelung in der Einzel- und
Kleinserienproduktion**
1994 · 62 Abb. · 143 Seiten · ISBN 3-540-58134-0
- 75 *Lindl, M.*
Auftragsleittechnik für Konstruktion und Arbeitsplanung
1994 · 66 Abb. · 147 Seiten · ISBN 3-540-58221-5
- 76 *Zipper, B.*
**Das integrierte Betriebsmittelwesen · Baustein einer
flexiblen Fertigung**
1994 · 64 Abb. · 147 Seiten · ISBN 3-540-58222-3
- 77 *Rath, P.*
**Programmierung und Simulation von Zellenabläufen in
der Arbeitsvorbereitung**
1995 · 51 Abb. · 130 Seiten · ISBN 3-540-58223-1
- 78 *Engel, A.*
**Strömungstechnische Optimierung von
Produktionssystemen durch Simulation**
1994 · 69 Abb. · 160 Seiten · ISBN 3-540-58258-4
- 79 *Zäh, M. F.*
Dynamisches Prozeßmodell Kreissägen
1995 · 95 Abb. · 186 Seiten · ISBN 3-540-58624-5
- 80 *Zwanzer, N.*
**Technologisches Prozeßmodell für die
Kugelschleifbearbeitung**
1995 · 65 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-58634-2
- 81 *Romanov, P.*
**Konstruktionsbegleitende Kalkulation von
Werkzeugmaschinen**
1995 · 66 Abb. · 151 Seiten · ISBN 3-540-58771-3
- 82 *Kahlenberg, R.*
**Integrierte Qualitätssicherung in flexiblen
Fertigungszellen**
1995 · 71 Abb. · 136 Seiten · ISBN 3-540-58772-1
- 83 *Huber, A.*
**Arbeitsfolgenplanung mehrstufiger Prozesse in der
Hartbearbeitung**
1995 · 87 Abb. · 152 Seiten · ISBN 3-540-58773-X
- 84 *Birkel, G.*
**Aufwandsminimierter Wissenserwerb für die Diagnose in
flexiblen Produktionszellen**
1995 · 64 Abb. · 137 Seiten · ISBN 3-540-58869-8
- 85 *Simon, D.*
**Fertigungsregelung durch zielgrößenorientierte Planung
und logistisches Störungsmanagement**
1995 · 77 Abb. · 132 Seiten · ISBN 3-540-58942-2
- 86 *Nedeljkovic-Groha, V.*
**Systematische Planung anwendungsspezifischer
Materialflußsteuerungen**
1995 · 94 Abb. · 188 Seiten · ISBN 3-540-58953-8
- 87 *Rockland, M.*
**Flexibilisierung der automatischen Teilbereitstellung in
Montageanlagen**
1995 · 83 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-58999-6
- 88 *Limmer, St.*
Konzept einer integrierten Produktentwicklung
1995 · 67 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-59016-1
- 89 *Eder, Th.*
**Integrierte Planung von Informationssystemen für
rechnergestützte Produktionssysteme**
1995 · 62 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-59084-6
- 90 *Deuschle, U.*
**Prozeßorientierte Organisation der Auftragsentwicklung in
mittelständischen Unternehmen**
1995 · 80 Abb. · 188 Seiten · ISBN 3-540-59337-3
- 91 *Dieterle, A.*
Recyclingintegrierte Produktentwicklung
1995 · 68 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-60120-1

- 92 *Hechl, Chr.*
Personalorientierte Montageplanung für komplexe und variantenreiche Produkte
 1995 · 73 Abb. · 158 Seiten · ISBN 3-540-60325-5
- 93 *Albertz, F.*
Dynamikgerechter Entwurf von Werkzeugmaschinen - Gestellstrukturen
 1995 · 83 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-60608-8
- 94 *Trunzer, W.*
Strategien zur On-Line Bahnplanung bei Robotern mit 3D-Konturfolgesensoren
 1996 · 101 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-60961-X
- 95 *Fichtmüller, N.*
Rationalisierung durch flexible, hybride Montagesysteme
 1996 · 83 Abb. · 145 Seiten · ISBN 3-540-60960-1
- 96 *Trucks, V.*
Rechnergestützte Beurteilung von Getriebestrukturen in Werkzeugmaschinen
 1996 · 64 Abb. · 141 Seiten · ISBN 3-540-60599-8
- 97 *Schäffer, G.*
Systematische Integration adaptiver Produktionssysteme
 1996 · 71 Abb. · 170 Seiten · ISBN 3-540-60958-X
- 98 *Koch, M. R.*
Autonome Fertigungszellen - Gestaltung, Steuerung und integrierte Störungsbehandlung
 1996 · 67 Abb. · 138 Seiten · ISBN 3-540-61104-5
- 99 *Moctezuma de la Barrera, J.L.*
Ein durchgängiges System zur computer- und rechnergestützten Chirurgie
 1996 · 99 Abb. · 175 Seiten · ISBN 3-540-61145-2
- 100 *Geuer, A.*
Einsatzpotential des Rapid Prototyping in der Produktentwicklung
 1996 · 84 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-61495-8
- 101 *Ebner, C.*
Ganzheitliches Verfügbarkeits- und Qualitätsmanagement unter Verwendung von Felddaten
 1996 · 67 Abb. · 132 Seiten · ISBN 3-540-61678-0
- 102 *Pischelsrieder, K.*
Steuerung autonomer mobiler Roboter in der Produktion
 1996 · 74 Abb. · 171 Seiten · ISBN 3-540-61714-0
- 103 *Köhler, R.*
Disposition und Materialbereitstellung bei komplexen variantenreichen Kleinprodukten
 1997 · 62 Abb. · 177 Seiten · ISBN 3-540-62024-9
- 104 *Feldmann, Ch.*
Eine Methode für die integrierte rechnergestützte Montageplanung
 1997 · 71 Abb. · 163 Seiten · ISBN 3-540-62059-1
- 105 *Lehmann, H.*
Integrierte Materialfluß- und Layoutplanung durch Kopplung von CAD- und Ablaufsimulationssystem
 1997 · 96 Abb. · 191 Seiten · ISBN 3-540-62202-0
- 106 *Wagner, M.*
Steuerungintegrierte Fehlerbehandlung für maschinennahe Abläufe
 1997 · 94 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-62656-5
- 107 *Lorenzen, J.*
Simulationsgestützte Kostenanalyse in produktorientierten Fertigungsstrukturen
 1997 · 63 Abb. · 129 Seiten · ISBN 3-540-62794-4
- 108 *Krämer, U.*
Systematik für die rechnergestützte Ähnlichkeitsuche und Standardisierung
 1997 · 53 Abb. · 127 Seiten · ISBN 3-540-63338-3
- 109 *Pfersdorf, I.*
Entwicklung eines systematischen Vorgehens zur Organisation des industriellen Service
 1997 · 74 Abb. · 172 Seiten · ISBN 3-540-63615-3
- 110 *Kuba, R.*
Informations- und kommunikationstechnische Integration von Menschen in der Produktion
 1997 · 77 Abb. · 155 Seiten · ISBN 3-540-63642-0
- 111 *Kaiser, J.*
Vernetztes Gestalten von Produkt und Produktionsprozeß mit Produktmodellen
 1997 · 67 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-63999-3
- 112 *Geyer, M.*
Flexibles Planungssystem zur Berücksichtigung ergonomischer Aspekte bei der Produkt- und Arbeitssystemgestaltung
 1997 · 85 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-64195-5
- 113 *Martin, C.*
Produktionsregelung - ein modularer, modellbasierter Ansatz
 1998 · 73 Abb. · 162 Seiten · ISBN 3-540-64401-6
- 114 *Löffler, Th.*
Akustische Überwachung automatisierter Fügeprozesse
 1998 · 85 Abb. · 136 Seiten · ISBN 3-540-64511-X
- 115 *Lindermeier, R.*
Qualitätsorientierte Entwicklung von Montagesystemen
 1998 · 84 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-64686-8
- 116 *Koehler, J.*
Prozeßorientierte Teamstrukturen in Betrieben mit Großserienfertigung
 1998 · 75 Abb. · 185 Seiten · ISBN 3-540-65037-7
- 117 *Schuller, R. W.*
Leitfaden zum automatisierten Auftrag von hochviskosen Dichtmassen
 1999 · 76 Abb. · 162 Seiten · ISBN 3-540-65320-1
- 118 *Debuschewitz, M.*
Integrierte Methodik und Werkzeuge zur herstellungsorientierten Produktentwicklung
 1999 · 104 Abb. · 169 Seiten · ISBN 3-540-65350-3
- 119 *Bauer, L.*
Strategien zur rechnergestützten Offline-Programmierung von 3D-Laseranlagen
 1999 · 98 Abb. · 145 Seiten · ISBN 3-540-65382-1
- 120 *Pfob, E.*
Modellgestützte Arbeitsplanung bei Fertigungsmaschinen
 1999 · 69 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-65525-5
- 121 *Spitznagel, J.*
Erfahrungsgleitete Planung von Laseranlagen
 1999 · 63 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-65896-3

Seminarberichte iwb

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

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

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

- 49 **Rapid Prototyping · Methoden für die reaktionsfähige Produktentwicklung**
150 Seiten · ISBN 3-89675-049-6
- 50 **Rapid Manufacturing · Methoden für die reaktionsfähige Produktion**
121 Seiten · ISBN 3-89675-050-X
- 51 **Flexibles Kleben und Dichten · Produkt- & Prozeßgestaltung, Mischverbindungen, Qualitätskontrolle**
137 Seiten · ISBN 3-89675-051-8
- 52 **Rapid Manufacturing · Schnelle Herstellung von Klein- und Prototypenserien**
124 Seiten · ISBN 3-89675-052-6
- 53 **Mischverbindungen · Werkstoffauswahl, Verfahrensauswahl, Umsetzung**
107 Seiten · ISBN 3-89675-054-2
- 54 **Virtuelle Produktion · Integrierte Prozess- und Produktsimulation**
133 Seiten · ISBN 3-89675-054-2
- 55 **e-Business in der Produktion · Organisationskonzepte, IT-Lösungen, Praxisbeispiele**
150 Seiten · ISBN 3-89675-055-0
- 56 **Virtuelle Produktion – Ablaufsimulation als planungsbegleitendes Werkzeug**
150 Seiten · ISBN 3-89675-056-9
- 57 **Virtuelle Produktion – Datenintegration und Benutzerschnittstellen**
150 Seiten · ISBN 3-89675-057-7
- 58 **Rapid Manufacturing · Schnelle Herstellung qualitativ hochwertiger Bauteile oder Kleinserien**
169 Seiten · ISBN 3-89675-058-7
- 59 **Automatisierte Mikromontage · Werkzeuge und Fügetechnologien für die Mikrosystemtechnik**
114 Seiten · ISBN 3-89675-059-3
- 60 **Mechatronische Produktionssysteme · Genauigkeit gezielt entwickeln**
131 Seiten · ISBN 3-89675-060-7
- 61 **Nicht erschienen – wird nicht erscheinen**
- 62 **Rapid Technologien · Anspruch – Realität – Technologien**
100 Seiten · ISBN 3-89675-062-3
- 63 **Fabrikplanung 2002 · Visionen – Umsetzung – Werkzeuge**
124 Seiten · ISBN 3-89675-063-1

Forschungsberichte iwb

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

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

- 122 Schneider, Burghard
Prozesskettenorientierte Bereitstellung nicht formstabiler Bauteile
1999 · 183 Seiten · 98 Abb. · 14 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-559-5
- 123 Goldstein, Bernd
Modellgestützte Geschäftsprozeßgestaltung in der Produktentwicklung
1999 · 170 Seiten · 65 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-546-3
- 124 Mößner, Helmut E.
Methode zur simulationsbasierten Regelung zeitvarianter Produktionssysteme
1999 · 164 Seiten · 67 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-585-4
- 125 Gräser, Ralf-Gunter
Ein Verfahren zur Kompensation temperaturinduzierter Verformungen an Industrierobotern
1999 · 167 Seiten · 63 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-603-6
- 126 Trossin, Hans-Jürgen
Nutzung der Ähnlichkeitstheorie zur Modellbildung in der Produktionstechnik
1999 · 162 Seiten · 75 Abb. · 11 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-614-1
- 127 Kugelmann, Doris
Aufgabenorientierte Offline-Programmierung von Industrierobotern
1999 · 168 Seiten · 68 Abb. · 2 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-615-X
- 128 Diesch, Rolf
Steigerung der organisatorischen Verfügbarkeit von Fertigungszellen
1999 · 160 Seiten · 69 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-618-4
- 129 Lulay, Werner E.
Hybrid-hierarchische Simulationsmodelle zur Koordination teilautonomer Produktionsstrukturen
1999 · 182 Seiten · 51 Abb. · 14 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-620-6
- 130 Murr, Otto
Adaptive Planung und Steuerung von integrierten Entwicklungs- und Planungsprozessen
1999 · 178 Seiten · 85 Abb. · 3 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-636-2
- 131 Macht, Michael
Ein Vorgehensmodell für den Einsatz von Rapid Prototyping
1999 · 170 Seiten · 87 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-638-9
- 132 Mehler, Bruno H.
Aufbau virtueller Fabriken aus dezentralen Partnerverbänden
1999 · 152 Seiten · 44 Abb. · 27 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-645-1
- 133 Heitmann, Knut
Sichere Prognosen für die Produktionsoptimierung mittels stochastischer Modelle
1999 · 146 Seiten · 60 Abb. · 13 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-675-3
- 134 Blessing, Stefan
Gestaltung der Materialflußsteuerung in dynamischen Produktionsstrukturen
1999 · 160 Seiten · 67 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-690-7
- 135 Abay, Can
Numerische Optimierung multivariater mehrstufiger Prozesse am Beispiel der Hartbearbeitung von Industriekeramik
2000 · 159 Seiten · 46 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-697-4

- 136 Brandner, Stefan
Integriertes Produktdaten- und Prozeßmanagement in virtuellen Fabriken
 2000 · 172 Seiten · 61 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-715-6
- 137 Hirschberg, Arnd G.
Verbindung der Produkt- und Funktionsorientierung in der Fertigung
 2000 · 165 Seiten · 49 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-729-6
- 138 Reek, Alexandra
Strategien zur Fokuspositionierung beim Laserstrahlschweißen
 2000 · 193 Seiten · 103 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-730-X
- 139 Sabbah, Khalid-Alexander
Methodische Entwicklung störungstoleranter Steuerungen
 2000 · 148 Seiten · 75 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-739-3
- 140 Schliffenbacher, Klaus U.
Konfiguration virtueller Wertschöpfungsketten in dynamischen, heterarchischen Kompetenznetzwerken
 2000 · 187 Seiten · 70 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-754-7
- 141 Sprengel, Andreas
Integrierte Kostenkalkulationsverfahren für die Werkzeugmaschinenentwicklung
 2000 · 144 Seiten · 55 Abb. · 6 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-757-1
- 142 Gallasch, Andreas
Informationstechnische Architektur zur Unterstützung des Wandels in der Produktion
 2000 · 150 Seiten · 69 Abb. · 6 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-781-4
- 143 Cuiper, Ralf
Durchgängige rechnergestützte Planung und Steuerung von automatisierten Montagevorgängen
 2000 · 168 Seiten · 75 Abb. · 3 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-783-0 · lieferbar ab ca. 02/01
- 144 Schneider, Christian
Strukturmechanische Berechnungen in der Werkzeugmaschinenkonstruktion
 2000 · 180 Seiten · 66 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-789-X
- 145 Jonas, Christian
Konzept einer durchgängigen, rechnergestützten Planung von Montageanlagen
 2000 · 183 Seiten · 82 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-870-5
- 146 Willnecker, Ulrich
Gestaltung und Planung leistungsorientierter manueller Fließmontagen
 2001 · 175 Seiten · 67 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-891-8
- 147 Lehner, Christof
Beschreibung des Nd:Yag-Laserstrahlschweißprozesses von Magnesiumdruckguss
 2001 · 205 Seiten · 94 Abb. · 24 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0004-X
- 148 Rick, Frank
Simulationsgestützte Gestaltung von Produkt und Prozess am Beispiel Laserstrahlschweißen
 2001 · 145 Seiten · 57 Abb. · 2 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0008-2
- 149 Höhn, Michael
Sensorgeführte Montage hybrider Mikrosysteme
 2001 · 171 Seiten · 74 Abb. · 7 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0012-0
- 150 Böhl, Jörn
Wissensmanagement im Klein- und mittelständischen Unternehmen der Einzel- und Kleinserienfertigung
 2001 · 179 Seiten · 88 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0020-1
- 151 Bürgel, Robert
Prozessanalyse an spanenden Werkzeugmaschinen mit digital geregelten Antrieben
 2001 · 185 Seiten · 60 Abb. · 10 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0021-X
 lieferbar ab ca. 09/01
- 152 Stephan Dürrschmidt
Planung und Betrieb wandlungsfähiger Logistiksysteme in der variantenreichen Serienproduktion
 2001 · 914 Seiten · 61 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0023-6

- 153 Bernhard Eich
Methode zur prozesskettenorientierten Planung der Teilebereitstellung
 2001 · 132 Seiten · 48 Abb. · 6 Tabellen · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0028-7
- 154 Wolfgang Rudorfer
Eine Methode zur Qualifizierung von produzierenden Unternehmen für Kompetenznetzwerke
 2001 · 207 Seiten · 89 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0037-6
- 155 Hans Meier
Verteilte kooperative Steuerung maschinennaher Abläufe
 2001 · 162 Seiten · 85 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0044-9
- 156 Gerhard Nowak
Informationstechnische Integration des industriellen Service in das Unternehmen
 2001 · 203 Seiten · 95 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0055-4
- 157 Martin Werner
Simulationsgestützte Reorganisation von Produktions- und Logistikprozessen
 2001 · 191 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0058-9
- 158 Bernhard Lenz
Finite Elemente-Modellierung des Laserstrahlschweißens für den Einsatz in der Fertigungsplanung
 2001 · 150 Seiten · 47 Abb. · 5 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0094-5
- 159 Stefan Grunwald
Methode zur Anwendung der flexiblen integrierten Produktentwicklung und Montageplanung
 2002 · 206 Seiten · 80 Abb. · 25 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0095-3
- 160 Josef Gartner
Qualitätssicherung bei der automatisierten Applikation hochviskoser Dichtungen
 2002 · 165 Seiten · 74 Abb. · 21 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0096-1
- 161 Wolfgang Zeller
Gesamtheitliches Sicherheitskonzept für die Antriebs- und Steuerungstechnik bei Werkzeugmaschinen
 2002 · 192 Seiten · 54 Abb. · 15 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0100-3
- 162 Michael Loferer
Rechnergestützte Gestaltung von Montagesystemen
 2002 · 178 Seiten · 80 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0118-6
- 163 Jörg Fährer
Ganzheitliche Optimierung des indirekten Metall-Lasersinterprozesses
 2002 · 176 Seiten · 69 Abb. · 13 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0124-0
- 164 Jürgen Höppner
Verfahren zur berührungslosen Handhabung mittels leistungsstarker Schallwandler
 2002 · 132 Seiten · 24 Abb. · 3 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0125-9
- 165 Hubert Götte
Entwicklung eines Assistenzrobotersystems für die Knieendoprothetik
 2002 · 258 Seiten · 123 Abb. · 5 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0126-7
- 166 Martin Weißberger
Optimierung der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen im rechnergestützten Entwicklungsprozess
 2002 · 210 Seiten · 86 Abb. · 2 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0138-0
- 167 Dirk Jacob
Verfahren zur Positionierung unterseitenstrukturierter Bauelemente in der Mikrosystemtechnik
 2002 · 200 Seiten · 82 Abb. · 24 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0142-9
- 168 Ulrich Roßgoderer
System zur effizienten Layout- und Prozessplanung von hybriden Montageanlagen
 2002 · 175 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0154-2
- 169 Robert Klingel
Anziehverfahren für hochfeste Schraubenverbindungen auf Basis akustischer Emissionen
 2002 · 164 Seiten · 89 Abb. · 27 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0174-7
- 170 Paul Jens Peter Ross
Bestimmung des wirtschaftlichen Automatisierungsgrades von Montageprozessen in der frühen Phase der Montageplanung
 2002 · 144 Seiten · 38 Abb. · 38 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0191-7

