Genauigkeitssteigerung bei der spanenden Bearbeitung mit Industrierobotern durch Fehlerkompensation mit 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Dipl.-Ing. Arnold Puzik
aus Pfullendorf

Hauptberichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Alexander Verl

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Prof. e.h. Dr. h.c. mult. Uwe Heisel

Tag der Einreichung: 27.04.2011

Tag der mündlichen Prüfung: 24.10.2011

Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen
der Universität Stuttgart

2011

IPA-IAO Forschung und Praxis

Berichte aus dem
Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und
Automatisierung (IPA), Stuttgart,
Fraunhofer-Institut für Arbeitswirtschaft und
Organisation (IAO), Stuttgart,
Institut für Industrielle Fertigung und
Fabrikbetrieb (IFF), Universität Stuttgart
und Institut für Arbeitswissenschaft und
Technologiemanagement (IAT), Universität Stuttgart und
Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen
und Fertigungseinrichtungen (ISW), Universität Stuttgart

Herausgeber:
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Prof. e.h. Dr.-Ing. e.h. Dr. h.c. mult. Engelbert Westkämper
und
Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Prof. E.h. mult. Dr. h.c. mult. Hans-Jörg Bullinger
und
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. Dieter Spath
und
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Alexander Verl

Institut für Steuerungstechnik
der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen

Fraunhofer IPA

Arnold Puzik

Genauigkeitssteigerung bei der spanenden Bearbeitung mit Industrierobotern durch Fehlerkompensation mit 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik

Nr. 513

JOST-JETTER VERLAG
Fachverlag · 71296 Heimsheim

Dr.-Ing. Arnold Puzik

Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung (IPA), Stuttgart

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Prof. e.h. Dr.-Ing. e.h. Dr. h.c. mult. Engelbert Westkämper

ord. Professor an der Universität Stuttgart
Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung (IPA), Stuttgart

Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Prof. E.h. mult. Dr. h.c. mult. Hans-Jörg Bullinger

ord. Professor an der Universität Stuttgart
Präsident der Fraunhofer-Gesellschaft, München

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. Dieter Spath

ord. Professor an der Universität Stuttgart
Fraunhofer-Institut für Arbeitswirtschaft und Organisation (IAO), Stuttgart

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Alexander Verl

ord. Professor an der Universität Stuttgart
Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung (IPA), Stuttgart

D 93

ISBN 978-3-939890-84-7
Jost Jetter Verlag, Heimsheim

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt. Die dadurch begründeten Rechte, insbesondere die der Übersetzung, des Nachdrucks, des Vortrags, der Entnahme von Abbildungen und Tabellen, der Funksendung, der Mikroverfilmung oder der Vervielfältigung auf anderen Wegen und der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen, bleiben, auch bei nur auszugsweiser Verwertung, vorbehalten. Eine Vervielfältigung dieses Werkes oder von Teilen dieses Werkes ist auch im Einzelfall nur in den Grenzen der gesetzlichen Bestimmungen des Urheberrechtsgesetzes der Bundesrepublik Deutschland vom 9. September 1965 in der jeweils gültigen Fassung zulässig. Sie ist grundsätzlich vergütungspflichtig. Zuwiderhandlungen unterliegen den Strafbestimmungen des Urheberrechtsgesetzes.
© Jost-Jetter Verlag, Heimsheim 2011.
Printed in Germany.

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Sollte in diesem Werk direkt oder indirekt auf Gesetze, Vorschriften oder Richtlinien (z. B. DIN, VDI, VDE) Bezug genommen oder aus ihnen zitiert worden sein, so kann der Verlag keine Gewähr für die Richtigkeit, Vollständigkeit oder Aktualität übernehmen. Es empfiehlt sich, gegebenenfalls für die eigenen Arbeiten die vollständigen Vorschriften oder Richtlinien in der jeweils gültigen Fassung hinzuzuziehen.

Druck: printsystem GmbH, Heimsheim

Geleitwort der Herausgeber

Über den Erfolg und das Bestehen von Unternehmen in einer marktwirtschaftlichen Ordnung entscheidet letztendlich der Absatzmarkt. Das bedeutet, möglichst frühzeitig absatzmarktorientierte Anforderungen sowie deren Veränderungen zu erkennen und darauf zu reagieren.

Neue Technologien und Werkstoffe ermöglichen neue Produkte und eröffnen neue Märkte. Die neuen Produktions- und Informationstechnologien verwandeln signifikant und nachhaltig unsere industrielle Arbeitswelt. Politische und gesellschaftliche Veränderungen signalisieren und begleiten dabei einen Wertewandel, der auch in unseren Industriebetrieben deutlichen Niederschlag findet.

Die Aufgaben des Produktionsmanagements sind vielfältiger und anspruchsvoller geworden. Die Integration des europäischen Marktes, die Globalisierung vieler Industrien, die zunehmende Innovationsgeschwindigkeit, die Entwicklung zur Freizeitgesellschaft und die übergreifenden ökologischen und sozialen Probleme, zu deren Lösung die Wirtschaft ihren Beitrag leisten muss, erfordern von den Führungskräften erweiterte Perspektiven und Antworten, die über den Fokus traditionellen Produktionsmanagements deutlich hinausgehen.

Neue Formen der Arbeitsorganisation im indirekten und direkten Bereich sind heute schon feste Bestandteile innovativer Unternehmen. Die Entkopplung der Arbeitszeit von der Betriebszeit, integrierte Planungsansätze sowie der Aufbau dezentraler Strukturen sind nur einige der Konzepte, welche die aktuellen Entwicklungsrichtungen kennzeichnen. Erfreulich ist der Trend, immer mehr den Menschen in den Mittelpunkt der Arbeitsgestaltung zu stellen - die traditionell eher technokratisch akzentuierten Ansätze weichen einer stärkeren Human- und Organisationsorientierung. Qualifizierungsprogramme, Training und andere Formen der Mitarbeiterentwicklung gewinnen als Differenzierungsmerkmal und als Zukunftsinvestition in *Human Resources* an strategischer Bedeutung.

Von wissenschaftlicher Seite muss dieses Bemühen durch die Entwicklung von Methoden und Vorgehensweisen zur systematischen Analyse und Verbesserung des Systems Produktionsbetrieb einschließlich der erforderlichen Dienstleistungsfunktionen unterstützt werden. Die Ingenieure sind hier gefordert, in enger Zusammenarbeit mit anderen Disziplinen, z. B. der Informatik, der Wirtschaftswissenschaften und der Arbeitswissenschaft, Lösungen zu erarbeiten, die den veränderten Randbedingungen Rechnung tragen.

Die von den Herausgebern langjährig geleiteten Institute, das

- Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung (IPA),
- Fraunhofer-Institut für Arbeitswirtschaft und Organisation (IAO),
- Institut für Industrielle Fertigung und Fabrikbetrieb (IFF),
- Institut für Arbeitswissenschaft und Technologiemanagement (IAT),
- Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen (ISW),

arbeiten in grundlegender und angewandter Forschung intensiv an den oben aufgezeigten Entwicklungen mit. Die Ausstattung der Labors und die Qualifikation der Mitarbeiter haben bereits in der Vergangenheit zu Forschungsergebnissen geführt, die für die Praxis von großem Wert waren. Zur Umsetzung gewonnener Erkenntnisse wird die Schriftenreihe „IPA-IAO - Forschung und Praxis“ herausgegeben. Der vorliegende Band setzt diese Reihe fort. Eine Übersicht über bisher erschienene Titel wird am Schluss dieses Buches gegeben.

Dem Verfasser sei für die geleistete Arbeit gedankt, dem Jost Jetter Verlag für die Aufnahme dieser Schriftenreihe in seine Angebotspalette und der Druckerei für saubere und zügige Ausführung. Möge das Buch von der Fachwelt gut aufgenommen werden.

Engelbert Westkämper Hans-Jörg Bullinger Dieter Spath Alexander Verl

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter bei Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Prof. e.h. Dr.-Ing. e.h. Dr. h.c. mult. Engelbert Westkämper sowie Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Alexander Verl am Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA in Stuttgart.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Alexander Verl für die Übernahme des Hauptberichts und seine Unterstützung während der Arbeit. Herrn Prof. Dr.-Ing. Prof. e.h. Dr. h.c. mult. Uwe Heisel danke ich für die Durchsicht der Arbeit und die Übernahme des Mitberichts.

An dieser Stelle möchte ich mich auch besonders bei allen Kollegen aus der Abteilung Robotersysteme bedanken, die mich während meiner Arbeit unterstützt und stets ermutigt haben. Insbesondere Herrn Dipl.-Systemwiss. Christian Meyer für die vielen wertvollen, steuernden und kritischen Diskussionen während der Themenfindung und die Durchsicht des Manuskripts und Herrn Dipl.-Ing. Martin Hägele M.S. für die stets gute und angenehme Zusammenarbeit. Besonderer Dank geht auch an Frau Heide Kreuzburg, für die Unterstützung in allen organisatorischen Fragestellungen.

Für die sorgfältige Durchsicht des Manuskripts und die daraus entstandenen Diskussionen, Anregungen und wertvollen Verbesserungsvorschläge möchte ich mich herzlich bedanken bei Frau Nadine Andelfinger, Herrn Dr.-Ing. Dipl.-Inf. Matthias Bengel, Herrn Dipl.-Ing. Manuel Drust, Herrn Dipl.-Ing. Daniel Hofmann, Frau Dipl.-Math. techn. Susanne Oberer-Treitz, Herrn Dr.-Ing. Andreas Pott, Herrn Dipl.-Wirtsch.-Ing. (FH) David Puzik, Herrn Dipl.-Ing. Arne Rost und Luzia Schuhmacher M.A..

Mein Dank gilt auch allen Kolleginnen und Kollegen der Gruppe Industrierobotik. Die offene und freundschaftliche Arbeitsatmosphäre hat stets zur Motivation und Arbeitsfreunde beigetragen, um neue und kreative Ideen zu entwickeln. Besonders bedanken möchte ich mich auch bei allen Mitarbeitern der mechanischen Werkstatt und des Elektrolabors, welche jederzeit und spontan mitgeholfen haben. Mein Dank gilt auch den zahlreichen Studenten, Diplomanden, Master- und Bachelorabsolventen, Praktikanten und studentischen Hilfskräften für ihre aktive Mitarbeit und tatkräftige Unterstützung zum Gelingen dieser Arbeit.

Ganz besonders danken möchte ich meinen Eltern für die Förderung, Motivation und Unterstützung, die sie mir während meines Studiums und der Promotion entgegengebracht haben und für den familiären Zusammenhalt.

Mein abschließender Dank geht an Nadine Andelfinger für die Geduld und die stetige Motivation zum Gelingen dieser Arbeit.

Stuttgart, im Dezember 2010

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen und Formelzeichen **5**

1 Einleitung **14**

1.1 Wirtschaftliche Ausgangssituation 14

1.2 Problemstellung 15

1.3 Zielsetzung und Vorgehensweise 16

2 Ausgangssituation und Stand der Technik **18**

2.1 Kinematischer Aufbau von Industrierobotern 18

2.2 Genauigkeitseigenschaften von Industrierobotern 20

2.2.1 Genauigkeiten von Standard-Industrierobotern und deren Einflussfaktoren 20

2.2.1.1 Einfluss der abtriebsseitigen mechanischen Komponenten 22

2.2.1.2 Antriebsseitige Einflüsse 23

2.2.1.3 Einfluss der Steuerung 23

2.2.1.4 Prozessspezifische Einflüsse 23

2.2.2 Kalibrierung und Kompensation bei Industrierobotern 24

2.2.2.1 Kalibrierung 24

2.2.2.2 Kompensation 25

2.3 Genauigkeiten von Werkzeugmaschinen und Einflussfaktoren auf deren Genauigkeit 27

2.4 Spanende Bearbeitung mit Industrierobotern 28

2.5 Piezo-Aktoren als hochdynamische Aktoren 29

2.5.1 Physikalische Grundlagen 30

2.5.1.1 Hysterese 31

2.5.1.2 Kriechen bzw. Drift 31

2.5.2 Mechanische Grundlagen von Piezo-Aktoren 32

2.5.3 Einsatz von Piezo-Elementen in Werkzeugmaschinen 35

2.5.4 Vor- und Nachteile von Piezo-Aktoren 38

2.6 Bewegungsübertragungsglieder 38

2.6.1 Berechnung eines Kreisbogen-Festkörpergelenks 41

2.6.2 Fertigungstechnische Randbedingungen 44
2.7 Defizite, Folgerungen und Abgrenzung zum Stand der Technik 45

3 Systemuntersuchungen und daraus abgeleitete Anforderungsanalyse an ein Bearbeitungssystem 46
3.1 Grundlegende Systemuntersuchungen eines Standard-Industrieroboter-systems 46
3.1.1 Anforderungsanalyse 47
3.1.2 Untersuchung der minimalen Schrittweite 50
3.1.3 Analyse der statischen Systemsteifigkeit am Tool Center Point 51
3.1.4 Dynamische Analyse der mechanischen Struktur 54
3.1.5 Untersuchungen zur Bahntreue und Positioniergenauigkeit 60
3.2 Prozessanalyse zerspanender Vorversuche 61
3.2.1 Bearbeitung durch Bohren und Fräsen 62
3.2.2 Versuchsdurchführung 62
3.2.3 Auswertung der Prozessuntersuchungen 64
3.3 Betrachtung der Anforderungen an ein Robotersystem für die spanende Bearbeitung 66
3.4 Anforderung an die Fehlerkompensation von Industrieroboter und das Gesamtsystem 66
3.5 Prinzipielle Bearbeitungskonzepte und Bewertung 69

4 Elektromechanische Konzeption und Entwicklung einer 3D-Ausgleichskinematik 71
4.1 Systematische und methodische Vorgehensweise im Entwicklungsprozess 71
4.1.1 Anforderungen, Gegenüberstellung und Auswahl von Aktoren 71
4.1.2 Anforderung und Auswahl der Kinematik 74
4.1.3 Anwendung der VDI-Richtlinie 2206 75
4.2 Entwicklung einer 1D-Piezo-Ausgleichsaktorik als Konzept-Verifikation 78
4.2.1 Konstruktion der 1D-Piezo-Ausgleichsaktorik 78
4.2.2 Wahl und Festlegung der Getriebeübersetzung 78
4.2.3 Werkstoffwahl und Wahl der Hauptgelenks-Ausprägung 79
4.2.4 Prozesskraftberechnung für die konstruktive Auslegung der Steifigkeiten 83
4.2.5 Design-Festlegung mit Optimierungen für den Prozess 89

4.2.6 Implementierung und Verifikation der 1D-Piezo-Ausgleichsaktorik zur Ableitung der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik 91
4.3 Konstruktion einer 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik 95
4.3.1 Mechanische Modellbildung und Konzeption aller Ausgleichsachsen 97
4.3.2 Modell der x-Achse 97
4.3.3 Modell der y-Achse 104
4.3.4 Modell der z-Achse 108
4.3.5 Konstruktive Optimierung und FEM-Ergebnisse der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik 111
4.3.6 Zusammenfassung und Vergleich zum mechanischen Modell 115
4.4 Konstruktion von Teilsystemen 116
4.4.1 Verkippsicherung 116
4.4.2 Kappa-Sensoren mit Messwürfel 118
4.4.3 Umhausung 118
4.4.4 Maschinenbett 119

5 Realisierung, Aufbau und Validierung des Maschinenkonzeptes mit 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik 120
5.1 Inbetriebnahme der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik 120
5.1.1 Signalverarbeitung 121
5.1.2 Einfluss der Servo-Controller Sub-Module und deren Ausbau 123
5.1.3 Integration der Aktoren 125
5.1.4 Integration der Sensoren mit Linearisierung 126
5.2 Statische und dynamische Untersuchungen der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik 129
5.2.1 Verifikation der Ausgleichsbewegung mit Orthogonalität 130
5.2.2 Analyse der Eigenfrequenzen der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik 134
5.3 Dynamische Analyse der Roboterbewegung im Fräsprozess 137
5.4 Regelungstechnik 140
5.5 Untersuchung der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik im Roboterfräsprozess 141
5.5.1 Versuchskonfiguration und -durchführung 141
5.5.2 Ergebnisse und Leistungsfähigkeit der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik durch Messung der Fräsversuche mit einem Koordinatenmessgerät 141
5.5.3 Fazit 145

6 Zusammenfassung und Ausblick **148**
6.1 Zusammenfassung 148
6.2 Ausblick 149

7 Summary **152**

8 Literaturverzeichnis **154**
8.1 Bücher, Zeitschriften, Konferenzen und Berichte 154
8.2 Normen und Richtlinien 162
8.3 Schutzrechte 163
8.4 Verbände, Firmen und Produkte 163

A Anhang **165**
A.1 Hebevorrichtung 165
A.2 Vergleich der Roboterdynamik auf einem Maschinenbett 165

Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzungen

Einige der folgenden Abkürzungen werden auch als Indizes verwendet.

1D	Eindimensional
2D	Zweidimensional
3D	Dreidimensional
AT	Bahn-Absolutgenauigkeit/Bahngenauigkeit
CAD	engl.: Computer Aided Design; deutsch: rechnergestützte Konstruktion
CAM	engl.: Computer Aided Manufacturing; deutsch: rechnergestützte Fertigung
CFK	Kohlefaserverstärkter Kunststoff
CNC	engl.: Computerized Numeric Control; deutsch: computerisierte numerische Steuerung
DKT	Dreh-Kipptisch
DMS	Dehnmessstreifen
dof	engl.: degree of freedom; deutsch: Freiheitsgrad
ESSJ/flexure	engl.: Elastic Solid State Joint; deutsch: Festkörpergelenk
ET	Elektrotechnik
FEM	Finite Elemente Methode
FKG	Festkörpergelenk (ESSJ/flexure)
FFT	engl.: Fast Fourier Transformation; deutsch: Schnelle Fourier-Transformation
GFK	Glasfaserverstärkter Kunststoff
GL	Gleichlauf
GGL	Gegenlauf
GMT	Glasmattenverstärkte Thermoplaste
HSC	engl.: High Speed Cutting; deutsch: Hochgeschwindigkeitszerspanung
HVPZT	Hochvolt Piezo-Aktor
IR	Industrieroboter
IT	Informationstechnik
KMG	Koordinatenmessgerät

KMS	Kraft-Momenten-Sensor
KS	Koordinatensystem
LT	Lasertracker
LVPZT	Niedervolt Piezo-Aktor
MaB	Maschinenbau
MB	Maschinenbett
NC	engl.: Numeric Control; deutsch: numerische Steuerung
PCM	engl.: Piezo Compensation Mechanism; deutsch: Piezo-ausgleichsaktorik bzw. -aktorik
PTP	engl.: Point-to-Point; deutsch: Punkt-zu-Punkt
RT	Bahn-Wiederholgenauigkeit
SMC	engl.: Sheet Mould Compound; deutsch: Faser-Matrix-Halbzeug
SCSM	engl.: Servo-Controller Sub-Modul; deutsch: Servo-Regelungs-Sub-Modul
SF	Sicherheitsfaktor
TCP	engl.: Tool Center Point; deutsch: Arbeitspunkt des Endeffektors einer kinematischen Kette
VHM	Vollhartmetall
WZM	Werkzeugmaschine

Formelzeichen in lateinischen Großbuchstaben

B	[mm]	Breite
E	[V/m]	elektrische Feldstärke
E	[N/mm^2]	E-Modul
D	[-]	Dämpfung
F	[N]	Kraft
F_{cmz}	[N]	mittlere Schnittkraft pro Schneide
F_{dyn}	[N]	maximale dynamische Kraft
F_{Hebel}	[N]	Kraft, die am Kniehebel anliegt
$F_{\max}$	[N]	maximale Kraft, Blockierkraft eines Piezo-Aktors
$F_{\max,eff}$	[N]	resultierende, maximale effektive Kraft des Piezo-Aktors
$F(t)$	[N]	Kompensationsterm von außen eingebrachter Energie

F_x	[N]	Kraft des Aktors in x-Richtung
F_{xi}	[N]	auslenkende Kraft für ein i -tes FKG-Element
F_y	[N]	Kraft des Aktors in y-Richtung
H	[mm]	Höhe
I	[kgm^2]	Trägheitsmoment
K_γ	[-]	Spanwinkelkorrekturfaktor für die Schnittkraftberechnung
K_V	[-]	Schnittgeschwindigkeitskorrekturfaktor für die Schnittkraftberechnung
K_{Ver}	[-]	Verschleißkorrekturfaktor für die Schnittkraftberechnung
K_p	[-]	Übertragungsfaktor in der Regelungstechnik
L	[mm]	Länge
L_0	[m]	Keramiklänge
ΔL_0	[µm]	maximale nominale Auslenkung ohne externe Kraft
ΔL	[µm]	Positionsänderung eines Piezo-Aktors (Auslenkung Spitze-Spitze)
$\Delta L(t)$	[µm]	zeitabhängige Positionsänderung eines Piezo-Aktors
ΔL_{eff}	[µm]	effektive/verbleibende Auslenkung eines Piezo-Aktors, der gegen eine Kraft drückt
$\Delta L_{eff,x}$	[µm]	effektive/verbleibende Auslenkung eines Piezo-Aktors in x-Richtung nach dem mechanischen Modell
$\Delta L_{eff,y}$	[µm]	effektive/verbleibende Auslenkung eines Piezo-Aktors in y-Richtung nach dem mechanischen Modell
$\Delta L_{eff,z}$	[µm]	effektive/verbleibende Auslenkung eines Piezo-Aktors in z-Richtung nach dem mechanischen Modell
$\Delta L_{eff,x(FEM)}$	[µm]	effektive/verbleibende Auslenkung eines Piezo-Aktors in x-Richtung nach FEM
$\Delta L_{eff,y(FEM)}$	[µm]	effektive/verbleibende Auslenkung eines Piezo-Aktors in y-Richtung nach FEM
$\Delta L_{eff,z(FEM)}$	[µm]	effektive/verbleibende Auslenkung eines Piezo-Aktors in z-Richtung nach FEM
ΔL_N	[µm]	Nullpunktverschiebung eines Piezo-Aktors
ΔL_R	[µm]	Auslenkungsverlust eines Piezo-Aktors, der gegen eine Feder ar-

		beitet
$\Delta L_{t=0,1}$	[µm]	Längenänderung nach t = 0,1 s nach einer Spannungsänderung
$\Delta L_{x(FEM)}$	[µm]	Auslenkung an der Piezo-Aktor-Position in x-Richtung nach FEM
$\Delta L_{y(FEM)}$	[µm]	Auslenkung an der Piezo-Aktor-Position in y-Richtung nach FEM
$\Delta L_{z(FEM)}$	[µm]	Auslenkung an der Piezo-Aktor-Position in z-Richtung nach FEM
M	[kg]	Zusätzliche Masse
M_y	[Nm]	Durch den Piezo-Aktor erzeugtes Moment in y-Richtung
N_{rz}	[°/Nm]	Nachgiebigkeit eines FKG in z-Richtung
N_{ry}	[°/Nm]	Nachgiebigkeit eines FKG in y-Richtung
P_c	[W]	Schnittleistung
P_a	[W]	benötigte Antriebsleistung
P_t	[µm]	Profiltiefe
R	[mm]	Radius eines Gelenks
R_e	[N/mm^2]	Streckgrenze
R_q	[µm]	Mittenrauwert
R_z	[µm]	Oberflächengüte
S	[-]	relative Längenänderung eines Piezo-Aktors
T	[s]	Periodendauer
T_C	[K]	Curie-Temperatur
U	[V]	elektrische Spannung

Formelzeichen in lateinischen Kleinbuchstaben

a	[m]	Längenmerkmal der Getriebeübersetzung
a_e	[mm]	Radial-Zustellung beim Fräsen
a_p	[mm]	Axial-Zustellung beim Fräsen
b	[m]	Längenmerkmal der Getriebeübersetzung
b_{FKG}	[m]	Breite eines FKG
d	[N/m]	Dämpfungsbeiwert
d_f	[mm]	Werkzeugdurchmesser
d_{f1}	[mm]	Werkzeugdurchmesser 1
d_{f2}	[mm]	Werkzeugdurchmesser 2
d_{ij}	[-]	Piezo-Modul mit i als Richtung des elektrischen Feldes und j als Richtung der Deformation
f	[Hz]	Frequenz
f_0	[Hz]	Resonanzfrequenz
f_0'	[Hz]	Resonanzfrequenz bei Einwirken einer Masse auf den Aktor
f_z	[mm/Z]	Vorschub pro Zahn
g	[m/s^2]	Erdbeschleunigung
h	[mm]	Gelenkhöhe
h_k	[mm]	Höhe des Kniehebels
h_m	[mm]	mittlere Spanungsdicke
k	[N/m]	Steifigkeit
k_b	[N/m]	Festkörpergelenk-Steifigkeit
k_c	[N/mm^2]	spezifische Schnittkraft
$k_{c1.1}$	[N/mm^2]	Hauptwert der spezifischen Schnittkraft (werkstoffabhängig)
$k_{DEH,z}$	[N/m]	Steifigkeit des Drehgelenks des einfachen Hebels in z-Richtung
$k_{EH,y}$	[N/m]	Steifigkeit des einfachen Hebels in y-Richtung

$k_{F,z}$	[N/m]	Steifigkeit eines Stützfußes in z-Richtung
$k_{HG,x}$	[N/m]	Steifigkeit des Hauptgelenks in x-Richtung
$k_{HG,y}$	[N/m]	Steifigkeit des Hauptgelenks in y-Richtung
$k_{hg,1}$	[N/m]	Steifigkeit eines Teilgelenks des Hauptgelenks in x-Richtung
$k_{hg,2}$	[N/m]	Steifigkeit eines Teilgelenks des Hauptgelenks in x-Richtung
$k_{KH,x}$	[N/m]	Steifigkeit des vollständigen Kniehebelrahmens
k_{KH,x_i}	[N/m]	Steifigkeit eines FKG-Elements am Kniehebel
k_p	[N/m]	Aktorsteifigkeit
k_S	[N/m]	Systemsteifigkeit, gegen die der Piezo-Aktor arbeitet
$k_{S,x}$	[N/m]	Systemsteifigkeit der x-Achse nach dem mechanischen Modell
$k_{S,y}$	[N/m]	Systemsteifigkeit der y-Achse nach dem mechanischen Modell
$k_{S,z}$	[N/m]	Systemsteifigkeit der z-Achse nach dem mechanischen Modell
$k_{S,x(FEM)}$	[N/m]	Systemsteifigkeit der x-Achse nach FEM
$k_{S,y(FEM)}$	[N/m]	Systemsteifigkeit der y-Achse nach FEM
$k_{S,z(FEM)}$	[N/m]	Systemsteifigkeit der z-Achse nach FEM
k_T	[N/m]	Aktorsteifigkeit
$k_{VS,x}$	[N/m]	Steifigkeit der Verdrehsicherung in x-Richtung
$k_{VS,y}$	[N/m]	Steifigkeit der Verdrehsicherung in y-Richtung
l_1	[mm]	Längenmerkmal am Hebel der Getriebeübersetzung
l_2	[mm]	Längenmerkmal am Hebel der Getriebeübersetzung
l_{B_x}	[mm]	Länge des FKG-Biegebalkens für die x-Achse
l_{B_y}	[mm]	Länge des FKG-Biegebalkens für die y-Achse
$l_{B_{ySt}}$	[mm]	Länge des FKG-Biegebalkens am Steg der y-Achse
l_k	[mm]	Aktuelle Länge des Kniehebelrahmens bzw. Aktors
l_{KH}	[mm]	Länge des Kniehebels

$l_{x,1}$	[mm]	Längenmerkmal am Hauptgelenk in x-Richtung
$l_{x,2}$	[mm]	Längenmerkmal am Hauptgelenk in x-Richtung
$l_{x,3}$	[mm]	Längenmerkmal an der Verdrehsicherung in x-Richtung
$l_{x,4}$	[mm]	Längenmerkmal an der Verdrehsicherung in x-Richtung
$l_{y,1}$	[mm]	Längenmerkmal am Hauptgelenk in y-Richtung
$l_{y,2}$	[mm]	Längenmerkmal am Hauptgelenk in y-Richtung
$l_{y,3}$	[mm]	Längenmerkmal an der Verdrehsicherung in y-Richtung
$l_{y,4}$	[mm]	Längenmerkmal an der Verdrehsicherung in y-Richtung
$l_{z,1}$	[mm]	Längenmerkmal am Drehgelenk des einfachen Hebels in z-Richtung
$l_{z,2}$	[mm]	Längenmerkmal am Drehgelenk des einfachen Hebels in z-Richtung
m	[-]	Anstieg (werkstoffabhängig)
m	[kg]	Masse
m_{eff}	[kg]	effektiv bewegte Masse
m_p	[kg]	Aktor-Masse
m_w	[kg]	Masse des Doppelgelenks
n	[1/min]	Drehzahl
n_i	[-]	Getriebeübersetzung
n_x	[-]	Getriebeübersetzung in x-Richtung
n_y	[-]	Getriebeübersetzung in y-Richtung
n_z	[-]	Getriebeübersetzung in z-Richtung
r	[mm]	Länge des Drehgelenks des einfachen Hebels in z-Richtung
$s_{EH,y}$	[mm]	Auslenkung eines FKG-Elements am einfachen Hebel in y-Richtung
$s_{KH,x}$	[mm]	Auslenkung eines FKG-Elements am Kniehebel in x-Richtung
$s_{St,y}$	[mm]	Auslenkung eines FKG-Elements am Steg in y-Richtung
t	[mm]	Stegbreite
$t_{DEH,z}$	[mm]	Stegbreite des Drehgelenks am einfachen Hebel in z-Richtung

$t_{EH,y}$	[mm]	Stegbreite des Biegebalkenelements in y-Richtung
$t_{F,z}$	[mm]	Stegbreite des FKG der Standfüße in z-Richtung
$t_{HG,x}$	[mm]	Stegbreite des Hauptgelenks in x-Richtung
$t_{HG,y}$	[mm]	Stegbreite des Hauptgelenks in y-Richtung
$t_{KH,x}$	[mm]	Stegbreite des Kniehebelrahmens in x-Richtung
$t_{St,y}$	[mm]	Stegbreite des Stegs in y-Richtung
$t_{VS,x}$	[mm]	Stegbreite der Verdrehsicherung in x-Richtung
$t_{VS,y}$	[mm]	Stegbreite der Verdrehsicherung in y-Richtung
v_c	[mm/ min]	Schnittgeschwindigkeit
v_f	[mm/ min]	Vorschubgeschwindigkeit
Δx	[mm]	Auslenkung des Kniehebelrahmens in Stellwegrichtung
$x(t)$	[m]	zeitabhängiger Weg
$\dot{x}(t)$	[ms]	zeitabhängige Geschwindigkeit
$\ddot{x}(t)$	[m]	zeitabhängige Beschleunigung
$x_a(t)$	[m]	zeitabhängige Ausgangsgröße in der Regelungstechnik
$x_e(t)$	[m]	zeitabhängige Eingangsgröße in der Regelungstechnik
Δx_{eff}	[mm]	effektive Auslenkung der x-Achse
$\Delta x_{eff\,(FEM)}$	[mm]	effektive Auslenkung der x-Achse nach FEM
$\Delta x_{(FEM)}$	[mm]	Auslenkung der x-Achse nach FEM
Δy	[mm]	Auslenkung des Kniehebelrahmens in Aktor-Richtung
Δy_{eff}	[mm]	effektive Auslenkung der y-Achse
$\Delta y_{eff\,(FEM)}$	[mm]	effektive Auslenkung der y-Achse nach FEM
$\Delta y_{(FEM)}$	[mm]	Auslenkung der y-Achse nach FEM
z	[-]	Anzahl der Schneiden
Δz_{eff}	[mm]	effektive Auslenkung der z-Achse

$\Delta z_{eff\,(FEM)}$	[mm]	effektive Auslenkung der z-Achse nach FEM
$\Delta z_{(FEM)}$	[mm]	Auslenkung der z-Achse nach FEM
x, y, z	[-]	Koordinaten
z_{iE}	[-]	Anzahl der Schneiden im Eingriff

Griechische Buchstaben

α	[°]	Winkel am unbelasteten Kniehebelrahmen
α'	[°]	Winkel am belasteten Kniehebelrahmen
α_i'	[°]	Winkel eines i-ten FKG-Elements
β	[-]	Faktor für die Nachgiebigkeitsrechnung
κ	[°]	Eingriffswinkel
φ_S	[°]	Schnittbogenwinkel
γ	[-]	Kriechfaktor
γ'	[-]	Faktor für die Nachgiebigkeitsrechnung
η	[-]	Wirkungsgrad
$\sigma_{\substack{von-Mises,\\ x(FEM)}}$	[N/mm²]	Von-Mises-Vergleichsspannung in x-Richtung nach FEM
$\sigma_{\substack{von-Mises,\\ y(FEM)}}$	[N/mm²]	Von-Mises-Vergleichsspannung in y-Richtung nach FEM
$\sigma_{\substack{von-Mises,\\ z(FEM)}}$	[N/mm²]	Von-Mises-Vergleichsspannung in z-Richtung nach FEM
ω_0	[Hz]	Eigenkreisfrequenz
ϑ	[-]	Lehr'sches Dämpfungsmaß

1 Einleitung

1.1 Wirtschaftliche Ausgangssituation

Die Preisentwicklung von Standard-Industrierobotern, aber auch die Steigerung der Leistungs- und Genauigkeitseigenschaften von Robotern haben im letzten Jahrzehnt dazu geführt, dass viele neue Bereiche und Anwendungen für den roboterbasierten Einsatz geschaffen worden sind. Wirtschaftliche Faktoren und eine schlankere und kostengünstigere Produktion erfordern den Einsatz von Robotern in neuen Märkten, wie z.B. in der momentan boomenden Solar-Industrie. Aber auch in den letzten Jahren für den Industrieroboter (IR) entstandene neue Bereiche, wie die Zerspanungsindustrie setzen den IR nicht nur als reine Handhabungs- und Zuführeinheit ein, sondern nutzen ihn immer mehr als kombiniertes Robotersystem, welches sowohl das Handling als auch die Bearbeitung durchführen kann.

Wirtschaftlich gesehen ist die Automatisierung der Produktion das Kerngeschäft zur Sicherung des Produktionsstandortes Deutschland und andere Hochlohnländer, [VDMA-05]. Der IR zusammen mit neuen roboterbasierten Fertigungs- und Montagetechnologien wird dabei eine entscheidende Rolle spielen, die Produktivität zu steigern und dabei die direkten Produktionskosten zu senken, um mit aufstrebenden Ländern, wie beispielsweise China und Indien hinsichtlich Lohn- und Lohnnebenkosten zu konkurrieren, [EbHo-04].

Ende 2008 waren erstmals mehr als 1 Million Roboter weltweit in Betrieb, bevor seit Mitte 2008 die Wirtschaftskrise den jährlichen Absatz von Robotern um bis zu 40% einbrechen ließ, [WoRo-09]. Bereits 2008 war eine Verlagerung der Roboterinstallationen festzustellen. Sie führte zu einer leichten Reduktion der Roboterinstallationen in der Automobilindustrie hin zu mehr Installationen in Industriebranchen außerhalb der Automobilindustrie („General Industry"), [WoRo-09]. Diese Erkenntnis zeigt den wachsenden Anwendungsbereich von Robotern in anderen Aufgabenfeldern und das Potenzial, das durch eine kontinuierliche Weiterentwicklung innovativer Robotertechnologien möglich ist.

Der Markt des IR hatte 2008 einen weltweiten Umsatz von $ 6,2 Mrd. (€ 4,4 Mrd., Wechselkurs Stand Ende 2008), [WoRo-09]. Vergleicht man diesen mit den Umsatzzahlen der deutschen Werkzeugmaschinenindustrie von damals € 14,2 Mrd. (in 2009 geschätzt € 9,9 Mrd.) [VDW-10], so ist deutlich erkennbar, welches Potenzial für IR im Bereich der Zerspanungsindustrie möglich ist. Ein enormes Einsparpotenzial könnte entstehen, wenn es möglich wird, statt Werkzeugmaschinen (WZM) kostengünstige IR einzusetzen. Darüber hinaus könnte der Roboter, der ohnehin in automatisierten Fertigungsstraßen zur Bestückung der WZM eingesetzt wird, das Handling und die Bearbeitung übernehmen. Hierzu greift der Roboter die Werkstücke, führt diese an einer Bearbeitungsspindel entlang und legt sie wieder ab. Solche hochautomatisierte Fertigungsstraßen mit IR bewirken zusätzliches Einsparpotenzial aufgrund der hohen Investitionskosten für WZM.

1.2 Problemstellung

Der Einsatz von Robotern für präzise Zerspanungsaufgaben ist bis heute problematisch. Gegenüber einer WZM ist der Vertikalknickarmroboter nachgiebiger und ungenauer. Historisch bedingt ist der Roboter für „Pick-and-Place"– bzw. Handhabungsaufgaben bestimmt und weniger für dynamische Aufgaben, wie die Zerspanung, was daran liegt, dass Vertikalknickarmroboter hinsichtlich Geschwindigkeit und Flexibilität ausgelegt wurden. Nichtsdestotrotz werden Roboter für heutige Automatisierungsaufgaben auch in der Zerspanungsindustrie immer bedeutender, wo der Roboter als Zuführeinheit eingesetzt wird. Bereits [Bong-03] beschreibt die Problematik von Robotern für hochgenaue Anwendungen. Die Herstellerangaben der Absolut- und Wiederholgenauigkeit beziehen sich auf den quasi stationären Zustand des Roboters, ohne prozessspezifische Einflüsse zu berücksichtigen. Einflüsse aus dynamischen Prozessen führen daher in der Regel zu einer Verschlechterung der Absolut- und Wiederholgenauigkeit. Diese Problematik ist mitunter ein Grund, weshalb bis heute der Einsatz von Robotern in der Zerspanung gegenüber der Anzahl aller eingesetzten Roboter in Deutschland lediglich bei 2,5% (Stand Ende 2008) liegt und gegenüber 2007 um fast 15% abgenommen hat, [WoRo-09].

Bisherige Robotersysteme in der zerspanenden Bearbeitung sind meist problemspezifische Sonderlösungen unter enormem Sensorikeinsatz, welche oftmals aufgrund der Wirtschaftlichkeit in Frage gestellt werden und nur bedingt auf andere Bereiche übertragbar sind, [Bong-03]. Für viele dynamische Aufgaben sind die Fehlereinflussfaktoren auf den Roboter immer noch zu hoch und erlauben daher keine allgemeingültige Lösung mit einem hochgenauen Roboter, siehe Abbildung 1.1.

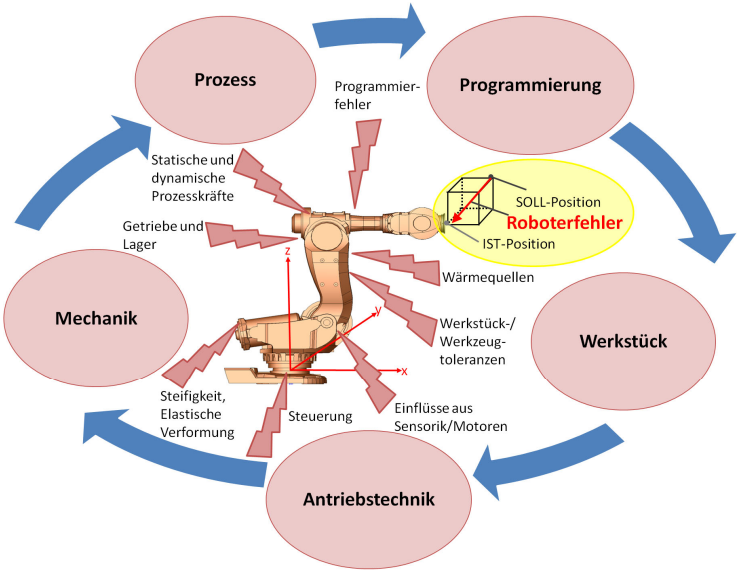


Abbildung 1.1: *Einflussfaktoren auf die Genauigkeit von Robotern*

Neben diesen Sonderlösungen gibt es eine Vielzahl an Kalibrierverfahren und robotermodellgestützten Kompensationsmethoden, welche meist spezifische Lösungen für einzelne Robotertypen sind und prozessspezifische Einflüsse nicht berücksichtigen. [Weig-08] hat durch die Entwicklung eines Nachgiebigkeitsmodells für einen Robotertyp und durch aktive Regelung der Roboterantriebe eine prozessspezifische Lösung für einen einzelnen Roboter entwickelt. Durch Messung der auf die Struktur eingeleiteten Prozesskräfte und Vergleich mit dem Nachgiebigkeitsmodell werden die Abdrängung in der Bahnplanung berechnet und über eine Datenschnittstelle die Kompensationswerte auf die Robotersteuerung übertragen. Diese Lösung ist damit ein erster Schritt und erfordert eine roboterspezifische Ermittlung des Nachgiebigkeitsmodells.

1.3 Zielsetzung und Vorgehensweise

Ziel dieser Arbeit ist es, eine vom Robotertyp unabhängige Ausgleichsaktorik zur Kompensation von Roboterfehlern zu entwickeln, die sowohl für die statische Kompensation von Positionierfehlern als auch für die Kompensation von Bahnfehlern während dynamischer Prozesse, wie z.B. dem Fräsen, eingesetzt werden kann. Eine solche Entwicklung kann die Absolutgenauigkeit des Roboters steigern und unter dem Einfluss von Prozessbedingungen die hochgenaue spanende Bearbeitung mit IR ermöglichen. Die vielen Einflussfaktoren und die dazugehörige Problematik sind bereits in Abbildung 1.1 zusammengefasst. Darunter zählen Fehler in der Programmierung, werkstückspezifische Randbedingungen, antriebstechnische und strukturmechanische Fehler und prozessspezifische Fehlereinflüsse. Um alle diese Einflussfaktoren kompensieren zu können, soll der Fehler des Roboters während des Prozesses kontinuierlich gemessen und durch die Fehlerkompensation mittels einer zusätzlichen aktiven und schnellen Ausgleichsaktorik auf Basis von Piezo-Aktoren ausgeglichen werden.

Ausgehend von der Problemstellung – der mangelnden Steifigkeit und daraus resultierende fehlende Absolutgenauigkeit des Roboters – leitet sich die Struktur der Arbeit ab, siehe auch Abbildung 1.2. Aus der Analyse des derzeitigen Stands der Technik werden bisherige Lösungsansätze zur Genauigkeitssteigerung von Robotern und Roboter auf dem Gebiet der Zerspanung aufgezeigt. Ebenso werden hier die theoretischen Grundlagen von Aktuationsprinzipien und bisher vorhandenen Ausgleichsmechanismen dargestellt. Die in Kapitel 3 anschließenden Untersuchungen und Analysen sollen zum einen Auskunft über die Anforderungen an ein solches roboterbasiertes Bearbeitungssystem geben und zum anderen anhand eines analysierten Schwerlastroboters Informationen darüber liefern, welche steuerungstechnischen, statischen und dynamischen Eigenschaften sowie Defizite vorhandene Robotersysteme besitzen. Daraus und aus der Erkenntnis ausgewerteter Zerspanungsversuche mit einem IR lassen sich die Anforderungen an das Gesamtsystem bzw. Bearbeitungskonzept und an die Fehlerkompensation mit einer Ausgleichsaktorik ableiten, welche für den Fehlerausgleich beim Fräsen mit Robotern eingesetzt werden soll.

Den Schwerpunkt dieser Arbeit bildet in Kapitel 4 die elektromechanische Entwicklung einer adaptronischen 3D-Ausgleichskinematik (3D-PCM) auf Basis von Piezo-Aktoren und Stellwegvergrößerungen durch sogenannte Festkörpergelenke (FKG). Ausgehend vom Aufbau einer 1D-PCM mit einem eindimensionalen translatorischen Fehlerausgleich, wird das verfolgte Bearbeitungskonzept verifiziert. In einem weiteren Schritt werden alle drei

translatorischen Achsen mit Hilfe mechanischer Ersatzmodellrechnungen analytisch konzipiert und über FEM-Analysen rechnerisch und konstruktiv entwickelt und ausgelegt. Eine Optimierung und Entwicklung weiterer Teilsysteme ermöglicht den Aufbau eines Versuchsstands, welcher in Kapitel 5 beschrieben wird. Nach erfolgter Inbetriebnahme der 3D-PCM wird diese zunächst im Vergleich zur rechnerischen Auslegung grundlegend analysiert und einzelne Hardware-Komponenten zur Erreichung der Echtzeitfähigkeit optimiert. Im Rahmen der Validierung werden eine Bedienoberfläche und ein Regelungssystem für die Prozessparametrisierung entwickelt. In Versuchsreihen wird die Funktionsfähigkeit während der Bearbeitung im Gleich- und Gegenlauf aller drei translatorischen Ausgleichsachsen nachgewiesen und mit Fräsversuchsreihen ohne Ausgleichsaktorik verglichen. Die Ergebnisse der mit einem Koordinatenmessgerät gemessenen Versuche liefern eine direkte Aussage über das Verbesserungspotenzial mit Hilfe des dargestellten Konzeptes mit aktivem Fehlerausgleich und zur Leistungsfähigkeit der in dieser Arbeit entwickelten 3D-PCM.

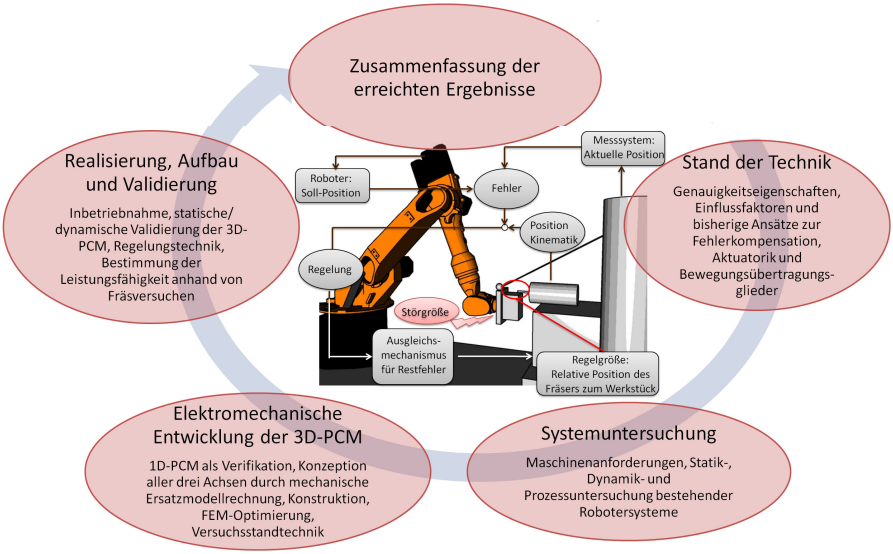


Abbildung 1.2: *Struktur und Vorgehensweise dieser Arbeit*

2 Ausgangssituation und Stand der Technik

In diesem Kapitel werden die in dieser Arbeit maßgeblich verwendeten Begriffe und Definitionen sowie bereits bekannte Ansätze zur Genauigkeitssteigerung und spanenden Bearbeitung mit IR erläutert. Weiterhin wird sowohl die Ausgangssituation von IR hinsichtlich möglicher Kinematiken und Einflussfaktoren auf deren Genauigkeiten als auch der Vergleich zu WZM aufgezeigt. Speziell auf den Bereich der spanenden Bearbeitung mit IR, mögliche Einsatzgebiete, bisherige Forschungs- und Lösungsansätze und die daraus abgeleiteten Folgerungen wird eingegangen, bevor die theoretischen Eigenschaften von Piezo-Aktoren und deren Übertragungsglieder aufgezeigt werden, welche im weiteren Verlauf dieser Arbeit genutzt werden.

2.1 Kinematischer Aufbau von Industrierobotern

Heutige IR sind in den verschiedensten Formen und Ausführungen erhältlich. Hauptmerkmale zur Klassifizierung sind das Handhabungsgewicht, der Arbeitsraum, die Anzahl der Achsen sowie deren kinematischer Aufbau. Hinsichtlich des kinematischen Aufbaus lassen sich IR unterscheiden in Roboter mit offener, geschlossener und hybrider kinematischer Kette. Weitere Formen sind Mischformen, die sich daraus ableiten lassen und auch als Roboter mit komplexer kinematischer Kette bezeichnet werden, [Hess-93]. Die unterschiedlichen Kinematiken lassen sich bezüglich ihrer Anordnung, Anzahl und Art der Bewegungsachsen unterscheiden, welche sowohl mit rotatorischen (Dreh- und Schwenkachsen) als auch mit linearen Gelenken ausgeführt werden können.

Die überwiegend genutzten Robotertypen sind IR mit offener kinematischer Kette, wobei zunehmend auch hybride Strukturen, vor allem zur Abstützung der zweiten Roboterachse den Robotermarkt beeinflussen. Vier-, Fünf- und Sechsachs-Systeme mit offener kinematischer Kette sind die am weitesten verbreiteten IR-Typen, welche in Form von Scara-Robotern (horizontaler Gelenkarmroboter) oder als sechsachsiger Vertikalknickarmroboter vorkommen, siehe Abbildung 2.1. Letztere lassen sich bezüglich ihres Aufbaus in asymmetrische und symmetrische Aufbauten unterteilen.

Roboter mit geschlossener kinematischer Kette sind zum Beispiel Hexapoden, Delta-Roboter oder Tripoden, siehe Abbildung 2.1 und 2.3. Die Unterscheidung erfolgt nach der Anordnung und Anzahl der Achsen. Weiterhin werden verschiedene Antriebskonzepte, wie Kugelgewindetriebe, Hydraulikzylinder oder Schwenkantrieb mit Zug-/Druckstäben verwendet. Ein Hauptaugenmerk der geschlossenen Kinematik ist das Erreichen einer deutlich steiferen Roboterstruktur. Der industrielle Einsatz ist meist erst durch die Einbindung weiterer Achsen, z.B. durch Linearachsen, gegeben.

Eine Hauptunterscheidung zwischen Robotern mit offener und geschlossener kinematischer Kette, siehe Abbildung 2.2, liegt in der Steuerungstechnik. Eine analytisch eindeutig lösbare Vorwärtstransformation, bei der aus gegebenen Achswinkeln der Tool Center Point (TCP) berechnet wird, gilt nur für die offene kinematische Kette. Die Rückwärtstransformation – die Umkehrung der Vorwärtstransformation – ist hingegen nicht eindeutig und bedarf zusätzlicher Achsinformationen (Randbedingungen). Genau umgekehrt verhält es sich bei der geschlossenen kinematischen Kette (Hexapoden), was eine prinzipielle Unterscheidung der

Steuerung, Modellierung und etwaiger Ansätze der Lageregelung erforderlich macht. Für Tripoden existiert jedoch eine eindeutige Vorwärts- und Rückwärtstransformation.

Offene Kette | Geschlossene Kette (Hexapod) | Hybridbauweise







Quelle: KUKA | Quelle: Fanuc | Quelle: Comau

Abbildung 2.1: *Roboter mit offener und geschlossener kinematischer Kette und in Hybridbauweise*

Offene Kette | Geschlossene Kette | Hybridbauweise

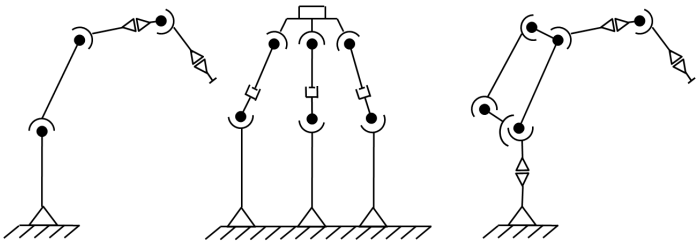


Abbildung 2.2: *Kinematischer Aufbau von IR (Roboterdarstellung nach [VDI-2861])*

Tripod, Quelle: Exechon | Delta-Roboter, Quelle: ABB





Abbildung 2.3: *Roboter mit geschlossener kinematischer Kette*

2.2 Genauigkeitseigenschaften von Industrierobotern

Die Genauigkeitssteigerung von IR steht seit ihrer Entwicklung im Fokus von Forschungsansätzen. Dies liegt mitunter daran, dass die Genauigkeit direkten Einfluss auf den Einsatzbereich und deren Bearbeitungsaufgaben hat. Die Genauigkeit eines IR bestimmt die maximal erreichbare Fertigungstoleranz für roboterbasierte Bearbeitungsaufgaben von Werkstücken nach [DIN 8593].

Entscheidend für eine wirtschaftliche Aussage bezüglich der Machbarkeit roboterbasierter Bearbeitungen ist die Differenz zwischen der geforderten Werkstückgenauigkeit und der Robotergenauigkeit. Je kleiner diese wird, desto größer sind in der Regel die Anstrengungen – und damit Kosten – für die Einhaltung der Toleranz.

2.2.1 Genauigkeiten von Standard-Industrierobotern und deren Einflussfaktoren

Genauigkeitskenngrößen von IR lassen sich unterteilen in Pose-Kenngrößen und Bahn-Kenngrößen. Der in der Praxis meist verwendete Begriff für die Charakterisierung der Genauigkeit von IR ist die Pose-Kenngröße, welche auch als Positions-Kenngröße bezeichnet wird. Unter der Pose-Kenngröße versteht man nach [DIN-ISO 9283] die Angabe der Positions- und der Orientierungsgenauigkeit. Sie stellt die Abweichung zwischen einer Soll-Pose und dem Mittelwert der Ist-Posen dar, welche sich beim Anfahren der Soll-Pose aus derselben Richtung ergeben. In der Praxis wird die Pose-Genauigkeit oft als Absolutgenauigkeit bezeichnet. Sie kann unter Umständen noch Streueffekte durch die Anfahrt aus unterschiedlichen kartesischen Raumrichtungen beinhalten, [Bong-03] und [Beye-04]. Insbesondere für die Programmierung im kartesischen Arbeitsraum ist die Pose-Genauigkeit bzw. Pose-Absolutgenauigkeit die für Bearbeitungsaufgaben bestimmende Größe. Die Pose-Wiederholgenauigkeit hingegen gibt nach [DIN-ISO 9283] das Maß für die Exaktheit der Übereinstimmung zwischen den Ist-Posen nach n wiederholten Anläufen zu derselben Soll-Pose aus derselben Richtung an, wobei laut Norm n = 30 Wiederholungen nötig sind. Dieses Maß – in der Regel eine Kugel mit bestimmtem Kugelradius, innerhalb welchem der Roboter unter gleich bleibenden Bedingungen beliebig oft positionieren kann – ist insbesondere für industrielle Montageaufgaben und sich wiederholende Pick-and-Place-Aufgaben in der Serienproduktion von Bedeutung, [Bong-03]. Abbildung 2.5 verdeutlicht die Pose-Kenngrößen der eingeführten Begriffe Absolut- und Wiederholgenauigkeit.

Eine Bahn-Kenngröße hingegen ist nicht punktbezogen, sondern beschreibt die Fähigkeit eines IR, sich entlang einer vorgegebenen Bahn räumlich zu bewegen. Die Dynamik des Robotersystems beeinflusst hierbei die Bahngenauigkeit wesentlich. Daher sind nach [DIN-ISO 9283] die Prüfbedingungen in Abhängigkeit der Robotergeschwindigkeit bei 10%, 50% und 100% der Nenngeschwindigkeit definiert. Unterschieden wird die Bahn-Kenngröße in Bahn-Absolutgenauigkeit und Bahn-Wiederholgenauigkeit. Die Definition entspricht der Absolut- und Wiederholgenauigkeit der Pose-Kenngrößen. Die Bahn-Absolutgenauigkeit, kurz auch Bahngenauigkeit genannt, beschreibt wie exakt der Roboter seinen TCP n-mal entlang einer Soll-Bahn in derselben Richtung bewegen kann, [DIN-ISO 9283]. Die Bahn-Kenngröße spielt für roboterübliche Pick-and-Place-Aufgaben keine besondere Rolle, da auf die Positionierung lediglich die Pose-Kenngröße einen Einfluss hat. Für Bearbeitungsaufga-

ben mit IR hingegen ist die Bahn-Kenngröße jedoch mindestens gleichbedeutend wie die Pose-Kenngröße. Einen Überblick zeigt folgende Abbildung 2.4:

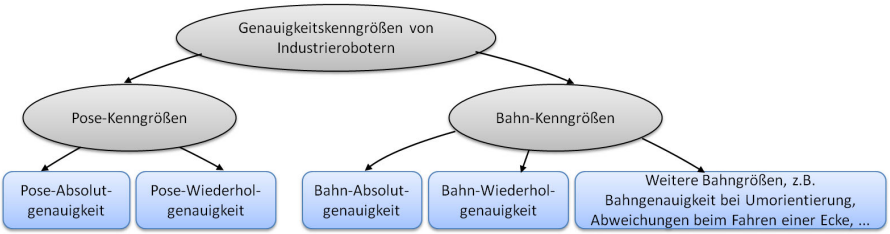


Abbildung 2.4: *Genauigkeitskenngrößen von IR*

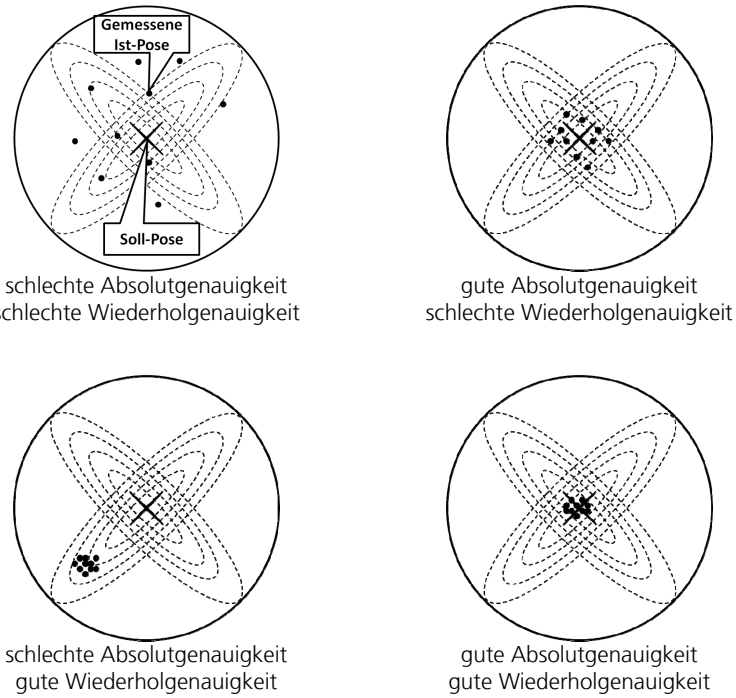


Abbildung 2.5: *Unterscheidung der Absolut- und Wiederholgenauigkeit, [Gräs-99]*

Die Bahngenauigkeit beinhaltet sowohl die Positions- als auch die Orientierungs-Bahngenauigkeit. Die Bahngenauigkeit ist damit die größte Differenz zwischen den Positionen der Soll-Bahn und der Schwerelinie einer bestimmten Anzahl von Punkten aus den n Messzyklen. Die Bahngenauigkeit wird sowohl durch mechanische als auch steuerungstechnische Effekte maßgeblich beeinflusst. Die Bahn-Wiederholgenauigkeit ist definiert als

die Exaktheit der Übereinstimmung aus n wiederholten Ist-Bahnen zur Soll-Bahn, also des Radius, um welchen sich alle n Bahnen um die gemittelte Bahn bewegen, [DIN-ISO 9283] und [Bong-03]. Abbildung 2.6 zeigt eine Übersicht zu den eingeführten Bahn-Kenngrößen.

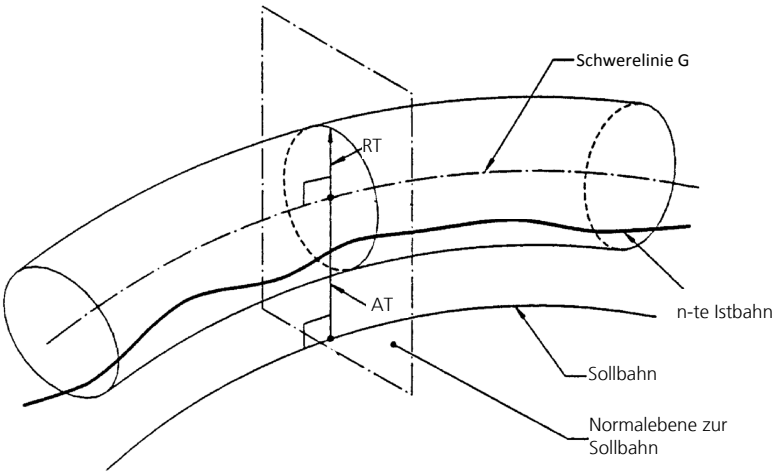


Abbildung 2.6: *Bahngenauigkeit (AT) und Bahn-Wiederholgenauigkeit (RT) für eine Soll-Bahn, [DIN-ISO 9283]*

Weitere Kenngrößen aus der [DIN-ISO 9283], welche nicht unmittelbar für die Standard-Anwendungen eines IR ausschlaggebend, jedoch für Bearbeitungsaufgaben wichtig sind, sind neben der Bekanntheit der Pose- und Bahn-Absolutgenauigkeit z.B. Bahngeschwindigkeits-Kenngrößen. Darunter sind Kenngrößen, wie Bahngeschwindigkeits-Genauigkeit, Bahngeschwindigkeits-Wiederholgenauigkeit, Bahngeschwindigkeits-Schwankung, Verrundungsfehler beim Fahren einer Ecke, Überschwingen beim Fahren einer Ecke oder etwa Abweichungen bei einer Richtungsumkehr zu verstehen, siehe Abbildung 2.4.

Im Weiteren werden die Einflussfaktoren beschrieben, welche die eben aufgezeigten Genauigkeitskenngrößen von IR beeinflussen. Zu nennen sind hier insbesondere mechanische bzw. antriebsseitige Einflüsse [That-93], [Goss-95], [Gräs-99], [Roos-98], [Göll-02], [Bong-03], [Beye-04], [Weig-08] und Einflüsse der Steuerung [Lang-03] und [Wolln-01]. Im Anschluss daran werden Ansätze zur Fehlerbehebung durch Kalibrierung und Kompensation aufgezeigt, um die Genauigkeiten eines IR zu verbessern.

2.2.1.1 Einfluss der abtriebsseitigen mechanischen Komponenten

Die mechanischen Komponenten eines heutigen IR haben wesentlichen Einfluss sowohl auf die Pose- als auch die Bahn-Absolutgenauigkeit. Hierzu zählen alle Strukturteile, Lager und Getriebe sowie die auf sie wirkenden Fehler durch Fertigung, Montage und thermische Ausdehnung, [Goss-95], [Gräs-99], [Roos-98], [Bong-03] und [Beye-04].

Die entstehenden Lage- und Positionsabweichungen langer Strukturteile lassen sich auf die spiel-, reibungs- und damit verschleißbehafteten Lager zurückführen, [Bong-03] und [Weig-08]. Diese wiederrum lassen sich teilweise auf ökonomische Einflüsse zurückführen. Stetige Kostenreduzierungen zusammen mit dem begrenzten Bauraum lassen nur den Einsatz von Getrieben und Bauelementen zu, welche oftmals nicht steifigkeitsgerecht ausgelegt sind. Weitere Gründe sind historisch bedingt, da Roboter hauptsächlich für Handhabungsaufgaben und später zunehmend für Schweißaufgaben ausgelegt wurden.

2.2.1.2 Antriebsseitige Einflüsse

Antriebsseitige Genauigkeitseinflüsse resultieren aus den Motoren und der dazugehörigen Sensorik und Steuerung. Insbesondere die Trägheitseigenschaften des Rotors führen zu lastabhängigen Verformungen. Durch den permanenten Einsatz von Roboter können auch thermische Verformungen auftreten, [Heis-97] und [Göll-02]. Weiterhin können durch unpräzise Justage der Drehgeber bezüglich ihrer Motoren Nulllagenfehler oder Exzentrizitäten hervorgerufen werden, welche zu Winkeldifferenzen der einzelnen Roboterachsen führen. Nicht zu vernachlässigen ist die Sensorik, welche durch Rundlauffehler und Linearitätsabweichungen zu Fehlern beitragen kann, [Bong-03]. Weiterhin ist hier anzumerken, dass die steuerungstechnische Auflösung zwar höher ist, diese aber aufgrund der Fehlereinflüsse aus Antrieb und Mechanik nicht an den TCP weitergegeben werden kann. Das Beispiel eines ABB-Schwerlastroboters mit 400 kg Handhabungsgewicht zeigt in Abschnitt 3.1.2, dass der IR eine antriebstechnische Auflösung von etwa ±0,1 mm besitzt, während die Robotermechanik bei diesem Weg nur noch etwa ±0,05 mm auflöst, dargestellt in Abbildung 3.5.

2.2.1.3 Einfluss der Steuerung

Zusätzliche Fehler ergeben sich z.B. aus Schleppfehlern. Diese werden durch die Totzeit in der Kommunikation zwischen Sensoren, der Steuerung und der Leistungsverstärker der Motoren hervorgerufen. Die Verarbeitung der Informationen über die aktuelle Roboterposition in den Regelkreisen der Steuerung und der Ausgabe der Steuersignale an die Leistungsverstärker kann zwar durch Methoden der Vorsteuerung minimiert, jedoch nicht vollständig reduziert werden, [WöBr-05], [Wörn-06], [Crai-05] und [Webe-07]. Schleppfehler verursachen Fehlereinflüsse, die in der WZM-Branche eine wesentlich größere Rolle spielen als bei Industrierobotern. Da zunehmend Bearbeitungsprozesse mit kostengünstigen IR ausgeführt werden sollen, kann dieser Einfluss die Bearbeitungsgenauigkeit beeinträchtigen.

2.2.1.4 Prozessspezifische Einflüsse

Weitere Fehler können durch prozessspezifische Einflüsse verursacht werden. Angefangen bei der Programmierung und der Wahl der Materialien, Werkzeuge und Werkstücke können diese durch die Wahl der richtigen Prozessparameter bestmöglich kompensiert werden. Damit stellen diese Faktoren jedoch einen enormen Einfluss auf die Genauigkeit bei der Bearbeitung dar. Die zumeist manuelle Programmierung und das Einrichten der Koordinatensysteme führen zu messbaren Fehlergrößen, wobei hierbei die Wiederholgenauigkeit der IR eine Rolle spielt. Demgegenüber steht die Offline-Programmierung. Hierbei wird modellbasiert programmiert und von einem absolutgenauen Roboter ausgegangen, was in der spä-

teren Bearbeitung zu noch größeren Fehlern führen kann, [Goss-95] und [Beye-04]. Insbesondere für die immer komplexer werdenden zu bearbeitenden Geometrien sind die Offline-Programmierung und die vollständige Programmierkette vom CAD bis hin zum Roboter-Code von Bedeutung und werden mitberücksichtigt.

Weitere Einflüsse können durch die Werkzeuge und Werkstücke verursacht werden. Das Wechseln der Werkzeuge und Werkstücke kann für ungenügend reproduzierbare Einwechselgenauigkeit sorgen, [Beye-04] und [AbWe-07]. Ebenso führen die einzuspannenden bzw. zu bearbeitenden Werkstücke mit unterschiedlichen Oberflächen- und Formtoleranzen (Gussteile u.a.) beim unsachgemäßen Einspannen zu Ungenauigkeiten, welche beim Einrichten der Koordinatensysteme zu großen Fehlern führen können. Weiterhin kommen Elastizitätsfehler bei dünnen Materialien und Kunststoff-Bauteilen hinzu. Prozessspezifisch war der Einfluss von Prozesskräften auf IR für Montage-, Handhabungsaufgaben und kontaktfreie Bearbeitung historisch bedingt stets gering. Für heutige Aufgaben und insbesondere für die spanende Bearbeitung ist jedoch mit stark variierenden statischen und dynamischen Kräften zu rechnen. Diese können sich als unerwünschte Anregung von Schwingungen [ZäVö-05] auswirken und haben sowohl auf die Absolut- als auch auf die Wiederholgenauigkeit einen Einfluss, [EhBo-02]. Weiterhin kann Wärmeentwicklung zu unerwünschten Einflüssen, wie Deformation führen, [Bong-03].

2.2.2 Kalibrierung und Kompensation bei Industrierobotern

Nachdem bekannt ist, welche Faktoren die Genauigkeit von IR beeinflussen, sind in der Literatur verschiedene Verbesserungsmöglichkeiten bekannt, um diese zu minimieren. Sie können aufgeteilt werden in Genauigkeitssteigerung durch Kalibrierung und Kompensation.

2.2.2.1 Kalibrierung

Unter Kalibrierung versteht man in der Messtechnik die Feststellung und Dokumentation der Abweichung einer Maßverkörperung zu einer als „normal“ bezeichneten Maßverkörperung, [JCGM-08]. Abbildung 2.7 zeigt, getrennt nach dem Verhalten des realen Roboters und des Steuerungsmodells, die verschiedenen Verbesserungsmöglichkeiten auf. Diese existieren in den Phasen der Entwicklung, der Inbetriebnahme und im Betrieb. Zu nennen sind in der Entwicklungsphase die Optimierung der mechanischen Komponenten, wie Armteile, Antriebe und Lager. Beispielsweise gibt es Trends zur Gewichtsreduzierung (Verkleinerung des Bauraums), die Entkopplung einzelner Achsen (keine Bewegungsübertragung über mehrere Gelenke), die Modularisierung der Achsen, Vermeidung translatorischer Antriebe und Achsen oder der Einsatz präziserer Getriebe. Ziel ist eine bestmögliche Übereinstimmung zwischen dem realen Verhalten und dem Steuerungsmodell, [Bong-03].

Weiterhin gehört dazu auch die Optimierung von Steuerungen und Steuerungsmodellen während der Entwicklungsphase, welche eine größere Verarbeitungsleistung bei gleichzeitig geringeren Zykluszeiten ermöglicht, oder die Genauigkeitssteigerung durch Justage während der Montage, durch das Ausrichten des Roboters anhand an den Roboterachsen angebrachter Referenzmarken, [Beye-04]. Insbesondere aber durch Kalibrierung und Kompensation der Fehler kann die Genauigkeit gesteigert werden. Hier sei auf die verschiedenen Kalibrierungsmöglichkeiten in der Literatur verwiesen, z.B. datengestützte Roboterka-

libration, [ShWh-87] und [Daus-01], die diese für kleine und eingeschränkte Arbeitsräume genutzt hat oder die Kalibrierung durch Abgleich von Koordinatensystemen [PuDr-09a], bei dem das Werkstück- in das Roboterkoordinatensystem bzw. umgekehrt eingemessen wird.

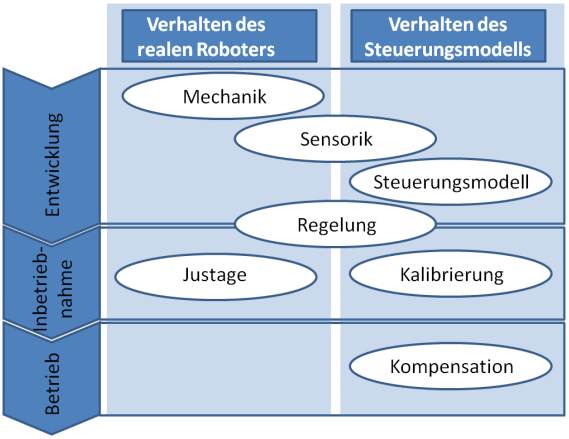


Abbildung 2.7: *Verbesserungsmöglichkeiten der Genauigkeit von IR, [Bong-03]*

Weitere Möglichkeiten sind die Zellenkalibrierung [Roos-98] und die modellbasierte Kalibrierung [Weig-08] und [DeHa-55]. Letztere gilt als effektivste und bekannteste Methode, um mit Hilfe eines Ersatzmodelles das reale Verhalten des Roboters im gesamten Arbeitsraum nachzubilden. Hierbei können verschiedene Einflussparameter mitmodelliert und berücksichtigt werden. Standard-Sechsarm-Roboter berücksichtigen heute zwischen 30 und 100 Einzelparameter [VeCh-86], [Schr-93], [Roos-98] und [Wies-01]. Absolutgenaue Roboter nutzen die ermittelten Modelle direkt im Steuerungsmodell des Roboters. So lassen sich Absolutgenauigkeiten von bis zu 0,25 mm erreichen. Die Zellenkalibrierung ist eine Genauigkeitssteigerung in mehreren Schritten, indem zunächst das Werkstück- und Roboterkoordinatensystem abgeglichen, dann die Werkzeuge bzw. Greifer vermessen werden sowie eine modellbasierte Kalibrierung des Roboters durchgeführt wird.

2.2.2.2 Kompensation

Als Kompensation wird die Angleichung eines gemessenen Zustands an eine Kompensationsgröße verstanden. Diese kann durch korrigierende Maßnahmen oder Drittmittel erreicht werden, [DIN 1319-2]. Die Genauigkeitssteigerung durch Kompensation wird in erster Linie durch zusätzliche Prozesskomponenten wie Vorrichtungen, Greifer, Werkzeuge oder die Bauteile selbst erreicht. Das bedeutet, dass die Fehlerkompensation der betriebsbedingten Abweichungen des Roboters durch genannte Zusatzkomponenten erreicht wird. Ein neuer Ansatz in dieser Arbeit ist die Online-Fehlerkorrektur durch zusätzliche dynamische Ausgleichsmechaniken, [Puzik-09a], [PuDr-09a] und [PuDr-09b]. Weitere bekannte Kompensationsmöglichkeiten sind die Temperaturdriftkompensation, [Heis-97] und [Rich-97], Tempe-

raturmodelle [Stehl-97], Temperaturverformungsmodelle [Rich-97] und mechanische Strukturmodelle zur Modellkompensation, [Gräs-99] und [Wies-01]. Die Temperaturdriftkompensation verfolgt die Minimierung der Ursachen, welche durch konstruktive Maßnahmen wie thermosymmetrische Konstruktion, den Einsatz thermorobuster Werkstoffe oder die Temperierung der Struktur minimiert werden können. Weitere Temperaturkompensationsmöglichkeiten können z.B. durch kompensatorische Maßnahmen der Roboterführungen, modellbasierte Kompensation, Abgleich von Koordinatensystemen, Temperaturverformungsmodellen oder einer betriebsabhängigen Programmauswahl erreicht werden. Temperaturmodelle ermöglichen die Kompensation durch bekannte reversibel und reproduzierbar stattfindende Erwärmungszustände des Robotersystems. Hierbei stehen die Kompensationsdaten als Korrekturwerte in allen relevanten Posen bei den jeweiligen Betriebszuständen zur Verfügung. Dies hat den Nachteil, dass Umgebungszustände exakt definiert und Änderungen des Programms in allen Betriebsbedingungen berücksichtigt werden müssen. Temperaturverformungsmodelle berücksichtigen offline Simulation nach der Finite Elemente Methode (FEM) der jeweiligen Verformungszustände des Roboters. Diese werden sensorisch mit Hilfe an der Roboterstruktur aufgebrachten Sensoren ermittelt. Verschiedene aufwändige Phasen der Modellerstellung und sensorischen Verifikation im Versuch und anschließender Implementierung auf der Steuerung folgen, um die Funktion zu prüfen. Voraussetzung ist eine kompensationsgerechte Konstruktion und ein möglichst isothermes Umfeld, damit lineare Verformungen angenommen werden können.

Die Modellkompensation durch mechanische Strukturmodelle ist die am häufigsten angewendete Kompensationsmethode für IR. Folgende auf [Gräs-99] basierende Vorgehensweise wird angewendet. Zunächst werden die temperaturabhängigen Parameter ermittelt, welche mit zusätzlichen variablen Anteilen in das Steuerungsmodell des Roboters integriert werden. Im Betrieb wird der Temperaturdrift mit Hilfe eines Messsystems erfasst, um das Steuerungsmodell durch die variablen Parameter zu bestimmen, womit sich die Bahnplanung oder Korrekturwerte für Einzelposen ermitteln lassen.

Weitere einflussreiche und einfache, aber kostenintensivere Kompensationsmöglichkeiten haben Potenzial im Bereich der Optimierung der mechanischen Komponenten, der Antriebe, der Sensorik und in der Regelungs- bzw. Steuerungstechnik. Hier gibt es den Ansatz der konstruktiven Optimierung zur steifigkeits- und masseoptimalen Auslegung von Armteilen. Aufgrund der stetigen und kontinuierlichen Kostenreduktion in der Roboterentwicklung sind diese oftmals sehr nachgiebig. Diese kostengünstige Auslegung ist auch bei den Getrieben und Lagern zu beobachten, welche zum einen bauraumoptimiert und zum anderen spiel-, reibungs- und verschleißbehaftet sind, [Weig-08] und [AbWe-07]. Weiteres Kompensationspotenzial besteht in den bereits genannten temperaturbeeinflussten Antrieben und in der Steuerungstechnik. Zum einen ist die Ablaufprogrammierung totzeitbehaftet und verursacht Schleppfehler der Einzelachsen, dem durch Vorsteuerung entgegengewirkt werden könnte, und zum anderen ist bei der Rückwärtstransformation mit Rundungsfehlern zu rechnen, [Wörn-06].

Insbesondere sei erwähnt, dass sich die aufgezeigten Kompensationsmöglichkeiten hauptsächlich auf den Einsatz von IR beziehen ohne Prozesskräfte aus der Bearbeitung zu berücksichtigen. Kompensatorische Möglichkeiten bei Aufgaben mit direktem Kraftschluss zwischen Roboter und Bearbeitung sind im Stand der Technik bisher nur ansatzweise und indirekt durch mechanische Optimierung bekannt, [Weig-08]. Diese Haupteinwirkungen aus

der spanenden Bearbeitung sowie aus anderen Prozessen, z.B. der Blechbearbeitung, [Schä-07] und [WuLd-05], bzw. dem Rührreibschweißen, [ZäVö-05] und [Völl-07], zeigen den Einfluss der Prozesskräfte auf die Genauigkeit von Robotern auf. Ziel dieser Arbeit ist daher die Betrachtung aktiver Kompensationsmöglichkeiten, welche sowohl die statischen Posefehler als auch die dynamischen Bahnfehler durch dynamische Prozesskräfte berücksichtigt.

2.3 Genauigkeiten von Werkzeugmaschinen und Einflussfaktoren auf deren Genauigkeit

Gegenüber dem ursprünglichen Gedanken, den IR als Handhabungseinheit zu nutzen, liegt die Anwendung einer WZM in der spanenden Fertigung von Bauteilen. Die Konstruktion war somit in ihrer Entwicklung durch eine massive und steife Auslegung des Aufbaus geprägt. Die Bedeutung der WZM ist geschichtlich gewachsen und gilt heute als Schlüsselindustrie für die deutsche Volkswirtschaft, da die mit der WZM realisierten Fertigungsverfahren Qualität, Fertigungszeit und somit Kosten hergestellter Werkstücke bestimmen und maßgeblich für die Wettbewerbsfähigkeit der Industrie verantwortlich sind, [West-06] und [KoRa-07]. Da WZM klassische Investitionsgüter sind, ist die Abhängigkeit von der internationalen Konjunktur besonders groß, was sich in den Produktionswerten Mitte der 1990er Jahre, der Konjunkturabkühlung ab 2001 und ab Ende 2008 wiederspiegelt.

Die Anforderungen an die WZM sind technisch durch hohe Steifigkeiten und gute Schwingungsdämpfung und eine wirtschaftliche Herstellung geprägt, welche wesentliche Einflüsse auf die heutige Genauigkeit von WZM haben. Die hieraus resultierenden konstruktiven Elemente sind das C-Gestell, die Bettkonstruktion, das Portalgestell und Gestelle mit Stabkinematik. Die verwendeten Werkstoffe für diese Gestelle sind Stahl (Schweißkonstruktionen), Polymerbeton und Guss (Stahl- oder Grauguss), damit hohe Festigkeiten, gute Dämpfungswerte und geringe Eigenfrequenzen (Bearbeitung im überkritischen Bereich) erreicht werden. Die eingesetzten Tische und Schlitten sollen möglichst kleine Massen aufweisen, damit schnelle Bewegungen ermöglicht werden können. Sie können entweder das Werkzeug oder das Werkstück tragen. Die Führungen dienen der Bewegung der Schlitten und Tische. Ihre Geometrie und Reibpaarungen bestimmen deren Genauigkeit. Führungen dienen den translatorischen Bewegungen und sind in WZM idealerweise als Flachführung, kombinierte Flach- bzw. Prismenführung, Schwalbenschwanzführung oder als Rundführung ausgeführt. Ihre Eigenschaften werden maßgeblich durch die Reibpaarung bestimmt, welche als hydrodynamische und -statische oder aerostatische Führung und Wälzführung ausgelegt werden kann. Einen weiteren Einfluss auf die Genauigkeit stellen die Spindel und Spindellagerung dar. Sie soll genau, steif und schwingungsdämpfend sein, damit hohe Kräfte aufgenommen werden können. Weiterhin sollen dynamische Effekte wie das so genannte regenerative Rattern durch eine zu nachgiebige Lagerung oder zu hohes Spiel vermieden werden. Großen Einfluss haben auch die Achsantriebe und Getriebe, welche die Drehbewegung in eine translatorische Bewegung umsetzen. Sie müssen einerseits möglichst kostengünstig, andererseits präzise, hochauflösend, reib- und schlupfarm sein und einen hohen Wirkungsgrad besitzen.

Diese direkten Eigenschaften kennzeichnen indirekt die WZM-Eigenschaften, wie statische und dynamische Steifigkeit, die geometrische Genauigkeit und das thermische Verhalten, welche wiederum die Bearbeitungsgenauigkeit garantieren sollen. Das Spiel aller Führungen

und Lager, die Temperaturstabilität und eine gleichbleibende Bearbeitungstemperatur sorgen für allgemein hohe Genauigkeiten von 1 bis 5 µm, [WeBr-06-5]. Die Genauigkeit lässt sich nach [WeBr-06-5] unterscheiden in eine direkte und indirekte Beurteilung. Die direkte Beurteilung gibt messtechnischen Aufschluss über das statische, dynamische und thermische Verhalten der Maschine, demgegenüber wird indirekt anhand definierter Prüfwerkstücke und Bearbeitungsverfahren beurteilt.

Die Vorteile von WZM sind somit historisch aus der ursprünglichen Anwendung entstanden. Hohe Bearbeitungsgenauigkeiten, insbesondere gute Oberflächengenauigkeiten bei der Gleichlaufbearbeitung sind kennzeichnend für WZM. Die geringe Flexibilität und der geringe Automatisierungsgrad waren bis vor etwa 10 Jahren ein Problem für WZM. Die mangelnde Automatisierung wurde meist durch den Einsatz zusätzlicher IR, Verkettungseinheiten und Palettiersysteme gelöst, welche weitere Investitionen erfordern. Durch die Vorteile der Flexibilität von IR und die einfache Möglichkeit zur Automatisierung kann jedoch der Nutzen für industrielle Bearbeitungsaufgaben erhöht werden. Der bereits weitgehend ausgereiften Entwicklung von WZM soll der Einsatz von IR gegenübergestellt werden. Der Einsatz für spanende Bearbeitungsaufgaben mit IR soll erweitert werden. Insbesondere die fehlende Steifigkeit von IR und daraus resultierende Fehler müssen kompensiert werden, um die Bearbeitungsgenauigkeit zu steigern. Der folgende Abschnitt soll über den bisherigen und potentiellen Einsatz von IR für spanende Aufgaben mehr Aufschluss geben.

2.4 Spanende Bearbeitung mit Industrierobotern

Bisher werden Roboter hauptsächlich für Handhabungsaufgaben und in der Verbindungstechnik (Punktschweißen, Clinchen,…) eingesetzt. Einen seit dem Jahr 2000 aufkommenden Einsatzbereich stellt die direkte spanende Bearbeitung mit IR dar. Der Trend zum Einsatz von Fräsrobotern ist auch laut [VDMA-07] zu beobachten. Der Vorteil von Roboterzellen gegenüber WZM liegt in der Flexibilität. Bei genauerer Betrachtung der Inhalte, dem Stand der Technik und bisheriger wissenschaftlicher Veröffentlichungen kann beobachtet werden, dass bisherige roboterbasierte spanabhebende Fertigungssysteme hauptsächlich im Bereich der Nachbearbeitung und weniger im direkten Herstellungsprozess eingesetzt werden, [Weig-08]. Das liegt mitunter daran, dass im Bereich der Nachbearbeitung die Prozesskräfte und Genauigkeitsanforderungen gegenüber denen in der Herstellung von Bauteilen vergleichsweise gering sind. Weitere Einsatzgebiete sind im Bereich Modell- und Formenbau, der Gießerei, Automotive und Aerospace zu finden. In den beiden letzteren stellen die Bearbeitungstoleranzen noch die Grenzen für die Bearbeitungsverfahren mit IR dar.

Die Darstellung zum Einsatz und Trend spanabhebender IR ist in [WeSt-06] und in den Veröffentlichungen des [VDMA-07] zu finden, welche Roboter für Zerspanungsaufgaben mit einer gegenüber 2005 6,5%-igen Steigerung dokumentiert. 2006 waren damit knapp 4000 IR in der Zerspanung eingesetzt. Neuere Veröffentlichungen hingegen spiegeln den Einfluss der sich anschließenden Wirtschaftskrise wieder. Zu bearbeitende Werkstoffe sind neben Holz und leicht zerspanbaren Modellwerkstoffen Eisenguss, Aluminium, Stahl und CFK- (Kohlefaserverstärkter Kunststoff) bzw. GFK-Bauteile (Glasfaserverstärkter Kunststoff). Die im Modell- und Formenbau meist ausreichenden Genauigkeiten bis in den mm-Bereich machen den Einsatz von flexiblen Fräsrobotern so attraktiv.

Ebenso wird in [VDMA-07] deutlich, dass die Automobilindustrie knapp 50% aller IR einsetzt. Bauteile aus dem Sandguss, Druckguss, Kokillenguss, Strangpressprofile, Faser-Kunststoff-Verbunde und Modellwerkstoffe sind laut [Weig-08] charakteristische Bauteile, welche durch Gussputzen, Entgraten, Fräsen und Bohren mit Genauigkeitseigenschaften bis ±0,1 mm bearbeitet werden. In der Gussnachbearbeitung (Putzen und Entgraten) gewinnt der Roboter zunehmend an Bedeutung, [Laem-06], [Schn-09] und [Land-09]. Durch die Bearbeitung von Motorblöcken, Gussgehäusen und anderen Powertrain-Bauteilen gehört der Automotive-Bereich zum Kundenkreis der Gießereien. Ein weiterer großer Bereich ist die „General Industry" (alle Branchen außer Automotive), [VDMA-07]. Das roboterbasierte Entgraten und Schleifen von Sanitär- und Küchenutensilien ist hier weit verbreitet, wie das Polieren von Edelstahlwerkstücken, [Krew-07] und [Rott-09]. Für die Konturbearbeitung kommen meist Bauteile mit Hinterschnitten in Frage, z.B. das Fräsen von Stoßstangen und Bauteilen aus dem Fahrzeuginnenraum oder das maßgenaue Sägen von Aluminium- und Stranggussprofilen. In der Endbearbeitung kommen hauptsächlich Leichtmetalle, Faser-Kunststoff-Verbunde, Thermoplaste, GMT- (glasmattenverstärkte Thermoplaste) und SMC-Produkte (Sheet Mould Compound) in Frage. Auch für die Aerospace-Industrie wird der zukünftige, kostengünstige Einsatz von Robotern immer bedeutender, da die typischerweise zu fertigenden sehr großen Bauteile nur in kleinen Stückzahlen hergestellt werden. Bisher erfordert die Bearbeitung den immensen Kostenaufwand für WZM mit großem Arbeitsraum oder sogar Portal-WZM, um solche Bauteile zu bearbeiten. Das Bestreben ist daher, diese Investitionskosten durch die roboterbasierte Bearbeitung deutlich zu senken. Bisherige Ansätze sind die momentan noch ungenügenden Genauigkeiten von IR durch erheblichen Kostenaufwand von Sonderwerkzeugen bzw. durch den Einsatz von Lasertrackern prozessspezifisch zu kompensieren, um Bearbeitungsprozesse, wie z.B. das hochgenaue Setzen von Nietbohrungen zu ermöglichen, [Weig-08] und [Step-07]. [Step-07] verbesserte bei der Montage großer Bauteile deren Verzug durch die Messungen bestimmter charakteristischer Punkte. Durch die Implementierung eines iterativen Formregelkreises konnte die Pose-Genauigkeit durch Relativbewegungen zweier zueinander positionierter Hexapod-Roboter, welche zusammen das Bauteil positionieren, verbessert werden. Sowohl die Verwindungen und Stauchungen als auch die Aufweitung des Bauteils werden durch diese Relativbewegungen ausgeglichen. Dieser Prozess dient jedoch nur der Steigerung der Positioniergenauigkeit und nicht der dynamischen Bahngenauigkeit.

Die dargestellten Potenziale in der Aerospace-, Automotive- und „General Industry" stellen daher einen großen Anreiz dar, die Genauigkeiten der roboterbasierten Bearbeitung zu steigern, damit der Einsatz des Roboters als wirtschaftliche und kosteneffiziente Fertigungseinheit erweitert werden kann.

2.5 Piezo-Aktoren als hochdynamische Aktoren

Da im weiteren Verlauf dieser Arbeit Piezo-Aktoren zum Einsatz kommen, werden in diesem Abschnitt das theoretische Grundwissen und Eigenschaften von Piezo-Aktoren erläutert. Prinzipiell gibt es zwei Typen von Piezo-Aktoren, die sich im industriellen Umfeld durchgesetzt haben. Monolithische Niedervolt Piezo-Aktoren (LVPZT) in 20 bis 100 µm dicken Keramiklagen, welche bis 100 V betrieben werden können und klassische Hochvolt Piezo-Aktoren (HVPZT), welche aus 0,5 bis 1 mm dicken Schichten bestehen und bis 1000 V betrieben werden können. HVPZT, welche in der Regel als Stapelaktoren gefertigt werden,

können gegenüber LVPZT höheren Belastungen standhalten. Daher werden in dieser Arbeit HVPZT eingesetzt, welche im weiteren Verlauf der Einfachheit halber als Piezo-Aktoren bezeichnet werden.

Für den praktischen Einsatz von Piezo-Keramiken müssen einige wichtige Punkte beachtet werden, um die Einsatzfähigkeit und die Funktionalität zu bewahren. Prinzipiell sind Piezo-Keramiken empfindlich gegenüber Zugbelastung, welche nicht mehr als 5-10% ihrer maximalen Druckbelastung betragen sollte. Die Druckbelastbarkeit kann je nach Aufbau bis 100 kN betragen. Um die Piezo-Keramiken zu schützen, werden diese für den Betrieb vorgespannt, damit auftretende Zugbelastungen ertragen werden können. Weiterhin sollten Scherkräfte auf die Keramik konstruktiv vermieden werden, [PI-08]. Im Folgenden werden einige wichtige Grundlagen erläutert.

2.5.1 Physikalische Grundlagen

Als „Piezo-Effekt" oder „Piezo-Elektrizität" wird die elektromechanische Wechselwirkung zwischen dem mechanischen und elektrischen Zustand in Kristallen bezeichnet. Wirkt auf einen piezoelektrischen Körper eine äußere mechanische Kraft ein, so wird die resultierende Deformation des Kristalls eine messbare Änderung der Polarisation der Kristalle hervorrufen. Die auf der Oberfläche des piezoelektrischen Körpers induzierte elektrische Ladung ist als elektrische Spannung U messbar. Dieser Effekt wird als „direkter piezoelektrischer Effekt" bezeichnet. Der „reziproke Piezo-Effekt", oder auch „inverser piezoelektrischer Effekt" genannt, ist die Umkehrung durch Anlegen einer äußeren Spannung, welche eine äußere mechanische Deformation (Kraft/Längung) zur Folge hat. Das Wirkprinzip beider Effekte ist in Abbildung 2.8 zu sehen.

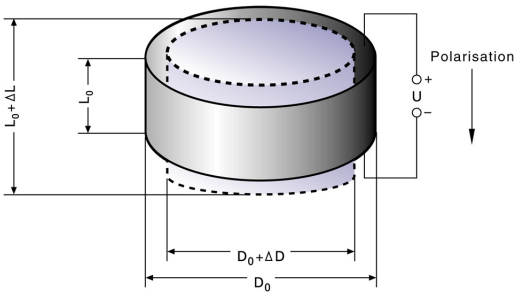


Abbildung 2.8: *Elektromechanische Wechselwirkung des „Piezo-Effekts", [PI-08]*

Die typischen Werkstoffe sind Blei-Zirkonat-Titanat-Mischkeramiken (PZT-Keramik) und Barium-Titanat ($Ba\text{-}TiO_3$) welche im Sinterverfahren bei Temperaturen von unter 1100 °C hergestellt werden. Die anschließende Herstellung der Polung, welche in elektrischen Feldern von mehreren kV/mm stattfindet und das so genannte Sputtern oder Siebdruck (Beschichtung im Vakuum) der Elektroden schließen die Herstellung von Multilayer-Piezo-Aktoren ab, welche sich aus Lagen von 20 µm gießen und laminieren lassen, [PI-08].

2.5.1.1 Hysterese

Bei der Wahl von Piezo-Aktoren ist darauf zu achten, dass im spannungsgesteuerten (ungeregelten Zustand) mikroskopische, ferroelektrische Polarisationseffekte in den piezoelektrischen Materialien auftreten, die zu Hysterese führen. Hysterese charakterisiert ein System, dessen Ausgangsgröße nicht allein von der Art der Eingangsgröße abhängig ist, sondern auch von der Geschichte der Eingangsgröße, wodurch das System eine Pfadabhängigkeit aufweist, [PI-08]. Mit Zunahme der Aktorspannung steigt der Fehlereinfluss durch Hysterese, die nicht mit dem klassischen mechanischen Umkehrspiel zu verwechseln und unabhängig vom Stellweg ist. Bei Großsignalbedingungen kann die Öffnung der Spannungs-Auslenkung bis zu 15% betragen. Positionsgeregelte Piezo-Aktoren sind weitestgehend hysteresefrei. Abbildung 2.9 zeigt den Zusammenhang zwischen der angelegten Aktorspannung und der daraus resultierenden Verlängerung.

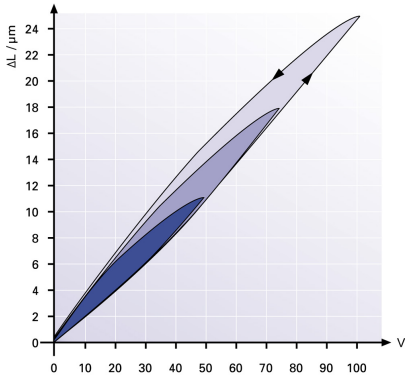


Abbildung 2.9: *Hysteresekurven von spannungsgesteuerten Piezo-Aktoren, [PI-08]*

2.5.1.2 Kriechen bzw. Drift

Unter Kriechen bzw. Drift versteht man die Änderung der Aktorauslenkung mit der Zeit t bei unveränderter Steuerspannung, siehe Abbildung 2.10. Gl. (2-1) beschreibt diesen Effekt als zeitabhängige Positionsänderung $\Delta L(t)$ mit der Auslenkung $\Delta L_{t=0,1}$ 0,1 s nach Ende der Spannungsänderung und dem Kriechfaktor γ, welcher von den Materialeigenschaften abhängig ist.

$$\Delta L(t) = \Delta L_{t=0,1}\left[1 + \gamma \cdot \lg\left(\frac{t}{0,1}\right)\right]. \qquad \text{Gl. (2-1)}$$

Die Positionsänderung durch Kriechen kann nach einigen Stunden bis zu einige Prozent der ursprünglichen Positionierung ausmachen.

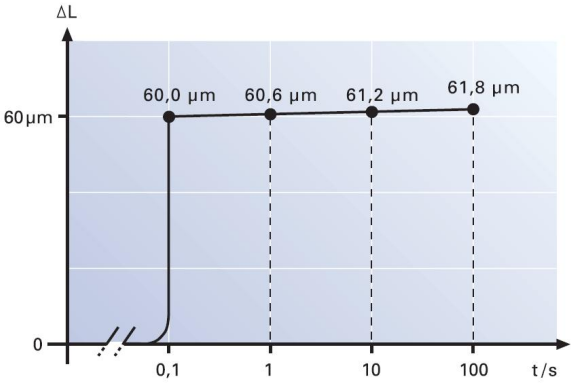


Abbildung 2.10: *Positionskriechen ungeregelter Piezo-Aktoren, [PI-08]*

2.5.2 Mechanische Grundlagen von Piezo-Aktoren

Piezo-Aktoren haben einige mechanische Kenngrößen, die neben Hysterese- und Kriecheffekten zu beachten sind. Die Beziehung zwischen mechanischer Dehnung (Längenänderung) ΔL und der angelegten Spannung ist durch

$$\Delta L = S \cdot L_0 \approx \pm d_{ij} \cdot E \cdot L_0 \qquad \text{Gl. (2-2)}$$

beschrieben. S beschreibt die relative Längenänderung (Dehnung), L_0 die Keramiklänge, E die elektrische Feldstärke und d_{ij} das Piezo-Modul, mit i als Richtung des angelegten elektrischen Feldes und j der Richtung der Deformation. Eine der wichtigsten Piezo-Module ist d_{33}, welcher die Dehnung parallel zum Polarisationsvektor der Keramik (Dicke), als das longitudinale Dehnungsverhalten in z-Richtung beschreibt. Insbesondere für Stapelaktoren wird hierdurch die Ausdehnung berechnet. d_{31} bzw. d_{32} beschreiben die Geometrieänderung orthogonal zur Polarisation (Breite) und sind für rotationssymmetrische Stapelaktoren identisch, [PI-08].

Eine weitere wichtige Eigenschaft ist die Temperatur. Die so genannte Curie-Temperatur T_C gibt den Grenzwert an, ab welcher Temperatur die Piezo-Keramik ihre piezoelektrischen Eigenschaften verliert. Darunter kann sie bis fast 0 °K betrieben werden, [PI-08].

Das dynamische Verhalten von Piezo-Aktoren wird durch seine Resonanzfrequenz beschrieben. Piezo-Aktoren können in etwa 30% der Periodendauer ihrer Eigenfrequenz ihre nominale Auslenkung erreichen und haben Anstiegszeiten im µs-Bereich bei Beschleunigungen von bis zu 10.000 g, [PI-08]. Die Resonanzfrequenz f_0 bezieht sich auf den unbelasteten

Fall, bei dem der Aktor einseitig eingespannt wird und kann nach den Grundlagen eines Feder-Masse-Schwingers zu

$$f_0 = \left(\frac{1}{2\pi}\right)\sqrt{\frac{k_T}{m_{eff}}} \qquad \text{Gl. (2-3)}$$

berechnet werden. Hierbei ist k_T die Aktorsteifigkeit und m_{eff} die effektiv bewegte Masse (etwa 1/3 der Masse der Piezo-Keramik). Wirkt eine zusätzliche Masse M auf den Aktor, so reduziert sich die Resonanzfrequenz auf

$$f_0{}' = f_0\sqrt{\frac{m_{eff}}{M + m_{eff}}} \; . \qquad \text{Gl. (2-4)}$$

Die maximale Kraft $F_{\max}$, welche auch als Blockierkraft bezeichnet wird, kann ein Piezo-Aktor erzeugen, wenn er gegen eine unendlich steife Last (unendliche Federkonstante) drückt. Sie hängt ab von der Aktor-Steifigkeit und seiner maximalen freien Auslenkung. Sie berechnet sich zu

$$F_{\max} \approx k_T \cdot \Delta L_0 \; . \qquad \text{Gl. (2-5)}$$

Bei Auftreten dieser Kraft geht die Aktor-Auslenkung auf Null zurück. Dieser Zusammenhang wird auch als Kraft-Hub-Kennlinie des Piezo-Aktors bezeichnet, wie in Abbildung 2.11 gezeigt.

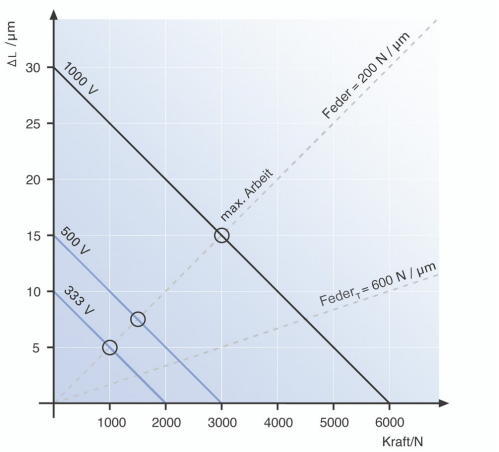


Abbildung 2.11: *Kraft-Hub-Kennlinie verschiedener Piezo-Aktoren, [PiJe-07]*

Der Piezo-Aktor kann somit als Kraft- oder Wegglied oder einer Kombination aus beiden eingesetzt werden. Wenn er in einem System gegen eine Systemsteifigkeit k_S arbeitet, so bewegt er sich auf einer Geraden (Federn in Abbildung 2.11). Je steiler diese Gerade ist (also umso kleiner die Systemsteifigkeit, gegen die der Piezo-Aktor arbeitet) desto größer ist die Kraftreserve des Piezo-Aktors. Die daraus resultierende effektive Kraft $F_{\max,eff}$ von Piezo-Aktoren, welche in Stellsystemen eingebaut sind, berechnet sich zu

$$F_{\max,eff} \approx k_T \cdot \Delta L_0 \left(1 - \frac{k_T}{k_T + k_S} \right) . \qquad \text{Gl. (2-6)}$$

Gl. (2-6) wird auch für die Auslegung zum Einsatz von Piezo-Aktoren in mechanischen Systemen verwendet, um die verbleibende resultierende Auslenkung zu berechnen. Hierbei kommt es zur Komprimierung des Piezo-Aktors, wobei konstante Kräfte (Erdanziehung, beim Einbau) und das Arbeiten gegen variable Kräfte (Systemsteifigkeiten) unterschieden werden. Drückt der Piezo-Aktor gegen eine konstante Kraft F (z.B. $F = M \cdot g$), so kommt es lediglich zu einer Nullpunktverschiebung

$$\Delta L_N \approx \frac{F}{k_T} . \qquad \text{Gl. (2-7)}$$

Der Aktor selbst behält bei nominaler Betriebsspannung seine volle Auslenkung ΔL_0, siehe Abbildung 2.12 links.

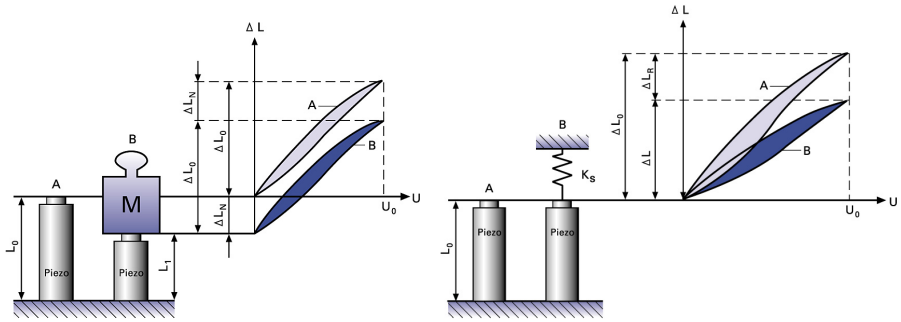


Abbildung 2.12: *Links: Nullpunktverschiebung bei konstanter Kraft; rechts: effektive Auslenkung eines Piezo-Aktors, der gegen eine Feder arbeitet, [PI-08]*

Drückt bzw. arbeitet der Piezo-Aktor in einem System gegen eine Feder, siehe Abbildung 2.12 rechts, so verbleibt, aufgrund $F_{\max,eff}$ aus Gl. (2-6) die verfügbare Auslenkung

$$\Delta L_{eff} \approx \Delta L_0 \left(\frac{k_T}{k_T + k_S} \right) . \qquad \text{Gl. (2-8)}$$

Der maximale Auslenkungsverlust ΔL_R ergibt sich somit zu

$$\Delta L_R = \Delta L_0 - \Delta L_{eff} \approx \Delta L_0 \left(1 - \frac{k_T}{k_T + k_S} \right) \qquad \text{Gl. (2-9)}$$

und gibt die These der reinen Krafterzeugung bei unendlich steifer Einspannung ($k_S \to \infty$) wieder.

Im dynamischen Betrieb bewirkt jede Spannungsänderung eine Verformung des Piezo-Aktors. Aufgrund der Massenträgheit der Piezo-Keramik bzw. externer Zusatzmassen verursacht jede Bewegung eine Kraft, welche direkt auf die Piezo-Keramik wirkt. Um Beschädigungen der Keramik zu vermeiden, müssen Zugkräfte durch mechanische Vorspannung kompensiert werden, welche etwa 20% der Druckbelastbarkeit betragen soll. Im Sinusbetrieb mit der Frequenz f können die maximalen Kräfte F_{dyn} auf einen Piezo-Aktor wie folgt berechnet werden, [PI-08]:

$$F_{dyn} = \pm 4\pi^2 \cdot m_{eff} \left(\frac{\Delta L}{2} \right) f^2 . \qquad \text{Gl. (2-10)}$$

2.5.3 Einsatz von Piezo-Elementen in Werkzeugmaschinen

Eine Verbreitung erfahren Piezo-Elemente in WZM. Die Ziele und Einsatzzwecke werden im Folgenden beschrieben, um bekannte Prinzipien unter dem Aspekt des Einsatzes als aktiven Fehlerausgleich zu beleuchten. Prinzipiell ist eine Unterscheidung zwischen Dämpfung und Kompensation vorzunehmen, welche anhand der Diffentialgleichung

$$\frac{m}{k} \ddot{x}(t) + \frac{d}{k} \dot{x}(t) + x(t) = \frac{1}{k} \cdot F(t) \qquad \text{Gl. (2-11)}$$

für einen Einmassenschwinger mit der zeitlichen Auslenkung $x(t)$, der Masse m, der Steifigkeit k, der Dämpfung d und der von aussen eingebrachten Energie $F(t)$ erklärt werden kann. Das entspricht der Darstellung eines PT_2-Element der Regelungstechnik im Zeitbereich:

$$\frac{1}{\omega_0^2} \ddot{x}_a(t) + \frac{2D}{\omega_0} \dot{x}_a(t) + x_a(t) = K_P \cdot x_e(t) \ , \qquad \text{Gl. (2-12)}$$

mit der Eigenfrequenz ω_0, der Dämpfung D, der zeitabhängigen Ausgangsgröße $x_a(t)$, dem Übertragungsfaktor K_P und der zeitabhängigen Eingangsgröße $x_e(t)$. Die Dämpfung wird durch den geschwindigkeitsproportionalen Term in Gl. (2-11) und Gl. (2-12) beschrieben. Für den Einmassenschwinger gilt

$$D \equiv \vartheta = \frac{d}{2 \cdot \sqrt{k \cdot m}} \quad . \qquad \text{Gl. (2-13)}$$

Die Dämpfung D bzw. das Lehr'sche Dämpfungsmaß ϑ beschreibt das Abklingverhalten beim Auftreten von Schwingungen. In der Regelungstechnik wird stets versucht, beide Einflussfaktoren des Dämpfungsbeiwerts d und der Steifigkeit k zu optimieren. Im Gegensatz dazu wird in der Mechanik der Dämpfungsbeiwert d bei unveränderlicher Steifigkeit k erhöht. Bezogen auf die Periodendauer T

$$T = \frac{2\pi}{\omega_0 \sqrt{1-\vartheta^2}} \quad , \qquad \text{Gl. (2-14)}$$

ist der nichtlineare Einfluss der Dämpfung erkennbar.

In adaptronischen Systemen wird laut [VDI-3830-1] die Dämpfung bei zeitabhängigen Vorgängen als *irreversible* Umwandlung mechanischer Energie in andere Energieformen, hauptsächlich thermische Energie, definiert. Hingegen wird die Kompensation in dieser Arbeit als Maßnahme definiert, welche die im System vorhandene Energie belässt, Energie von außen zuführt oder *reversibel* in eine andere Form umwandelt, um Verlagerungen/Schwingungen zu kompensieren.

Die Kompensation ist somit gleichbedeutend mit der Reduzierung von Schwingungen an der prozessbezogenen Wirkstelle zwischen Werkstück und Werkzeug. Sekundär auftretende Schwingungen im Antriebsstrang – sofern sie wie bei IR Einfluss auf die Wirkstelle haben – verursachen somit einen direkten Einfluss auf diese Wirkstelle und werden in Gl. (2-11) in $F(t)$ als von außen in das System eingebrachte Erregung zusammengefasst. Jede Regelung wird – da zielführend Energie ab- oder zugeführt wird – als aktive Kompensation betrachtet. Folgende in Abbildung 2.13 gezeigte Tabelle soll nach [Hess-00] Aufschluss über den Einfluss von aktiven und passiven schwingungsreduzierenden Maßnahmen geben.

Im Bereich von Maschinensystemen (hauptsächlich WZM) kommen Piezo-Aktoren in Form von aktiver bzw. passiver Werkzeugdämpfung bzw. zur Erhöhung von Maschinensteifigkeiten vor. Die folgenden Beispiele sollen dies verdeutlichen. [Munz-06] konnte in seiner Arbeit durch den aktiven Einsatz von Piezo-Aktoren in einer adaptiven Strebe herausarbeiten, dass dadurch eine aktive Versteifung von Maschinenelementen und eine Positionstreue von 0,5 µm erreicht werden können. [Götz-06] hat mit Hilfe von Piezo-Aktoren und integrierten hydraulischen Stellwegübersetzern ein regelbares Kraftstellglied untersucht, um eine wälzgelagerte Werkzeugmaschinenspindel hinsichtlich ihres Reibungs- und Eigenschwingverhaltens zu verbessern. Hierbei konnte er einen Einfluss zwischen der eingestellten Vorspannkraft und der daraus resultierenden Reibung feststellen und mit steigender Vorspannung die Reibung minimieren. Der Einfluss der Vorspannung auf die Eigenfrequenzen der Spindel konnte so in axialer Richtung der Spindel (fünfte Eigenfrequenz) erhöht werden. Alle anderen Eigenformen blieben davon unberücksichtigt. Ebenso hat [Witt-06] den Ansatz zur Reduzierung von Axial- und Torsionsschwingungen in einer Vorschubachse untersucht. Eine weitere Arbeit zur Schwingungskompensation von Rotorschwingungen mit zwei Piezo-Aktoren wurde von [Rosh-05] durchgeführt. Das System von [Laux-97] mit Wegübersetzun-

gen aus Elastomerfedern zur aktiven Schwingungsisolierung in passiven Aggregatslagern dient zur Reduzierung der dynamischen Federrate des Gesamtlagers. [Stöp-05] beschreibt die Entwicklung einer aktiven Dämpfungseinheit, um Schwingungen in einem 2D-Gantry-Maschinenbett zu kompensieren.

Beeinflussung	**Dämpfung**		**Kompensation**	
	passiv	**aktiv**	**Passiv**	**Aktiv**
$m\ddot{x}$ Massenkraft Kinetische Energie			Zusätzliche Tilgermasse Reduzierung der Masse	Zusätzliche beschleunigte Tilgermasse Veränderung der Masse
$d\dot{x}$ Dämpfungskraft Energieabfuhr	Einsatz von Dämpfungselementen	Änderung des Dämpfungsmechanismus Viskositätsänderung des Dämpfers		
kx Federkraft Potentielle Energie			Einbringen von Strukturversteifung	Steifigkeitsanpassung von Strukturbauteilen bezüglich der Belastung
$F(t)$ Äußere Erregerkraft Energiezufuhr			Gegenphasige Ansteuerung von Kräften und Momenten	Gezielte Steuerung durch Regelung äußerer Antriebskräfte und -momente

Abbildung 2.13: *Möglichkeiten zur passiven und aktiven Reduzierung von Schwingungen, [Hess-2000]*

[Henk-01], [Rudo-08] und [Kuhn-07] hatten in ihren Arbeiten das Ziel der Entwicklung und Auslegung von Stellwegsystemen auf Basis von Piezo-Aktoren, jedoch mit nur geringen zu bewegenden Massen. Das System von [Henk-01] dient als Vorschubsystem für Bondagedrähte. [Rudo-08] hat sich in seiner Arbeit auf die Positionierung der von [Munz-06] entwickelten aktiven Strebe konzentriert, um WZM zu versteifen. Bei [Kuhn-07] hingegen dient eine xy-Einheit zur statischen Positionierung eines Wegmesssystems. [DeWi-07] zeigt eine entwickelte adaptronische Frässpindel zur Werkzeugschwingungskompensation, während [DeGö-05] sich auf die Exzentrizität-Positionierfeinaktorik für den Einsatz in Drehmaschinen konzentriert. Alle dienen dazu, Schwingungen zu dämpfen bzw. nur geringe Massen zu positionieren.

2.5.4 Vor- und Nachteile von Piezo-Aktoren

Der zunehmende Einsatz von Piezo-Aktoren ist auf verschiedene Vorteile zurückzuführen. Demgegenüber sind die Nachteile für den praktischen Einsatz zu beachten. Die wichtigsten Eigenschaften von Piezo-Aktoren sind in folgender Tabelle in Abbildung 2.14 aufgelistet.

Vorteile	Nachteile
Hohe Stellkräfte	Nur kleine Stellwege (10 bis einige 100 µm); Stellwegerweiterung durch Übersetzungen möglich)
Hohe mechanische Steifigkeit	Teuer in der Herstellung und Anschaffung (exponentieller Anstieg mit dem Stellweg)
Sehr hohe Reaktions- bzw. Ansprechzeit	Verluste im dynamischen Bereich
Geringer Energieverbrauch im statischen Betrieb (Verhalten wie kapazitive Last mit $R > 10M\Omega$)	Hohe Feldstärken bis 2 kV/mm notwendig (Spannungen bis 1100 V, daher Einsatz in explosionsgefährdeten Gebieten nicht möglich)
Hohe Weg-Auflösung im Bereich von Nanometern	Nichtlinearität im ungeregelten Betrieb (Hysterese, Kriech- und Sättigungseffekte)
Reibungs- und spielfrei (basiert auf kristallinen Festkörpereffekten, frei von Stick-Slip-Effekten und Umkehrspiel)	Piezo-Keramik ist spröde (Zug- und Scherkräfte sind zu vermeiden, z.B. durch interne Vorspannung)
Hohe Leistungsdichte im Wandler	Nichtlineare Abhängigkeit von Temperatur, Alter und anderen Einsatzbedingungen
Viele Aktor-Formen möglich	
Vakuum- und reinraumtauglich	
Einsetzbar bis nahezu 0 °K (kryogener Temperaturbereich)	

Abbildung 2.14: *Vor- und Nachteile von Piezo-Aktoren, [Jano-04], [Jend-95], [PI-08] und [Hege-07]*

2.6 Bewegungsübertragungsglieder

Um die Nachteile der begrenzten Stellwege von Piezo-Aktoren, siehe Abbildung 2.14 zu kompensieren, werden piezoaktorische Stell- bzw. Positioniersysteme durch mechanische/hydraulische Wegübersetzungen vergrößert. Diese dienen sowohl der Optimierung der Kosten, da die Kosten für Piezo-Aktoren mit ihren Stellwegen und aufbringbaren Kräften steigen, als auch der Realisierung von Piezo-Aktor-Positioniereinheiten mit größeren Stellbereichen. Im Weiteren wird das Übertragungsverhalten von Festkörpergelenken (FKG) näher erläutert. Eine der häufigsten Arten, Stellwege von Piezo-Aktoren zu vergrößern, wird mit

Hilfe von Getrieben aus FKG realisiert, [JeSc-94]. Die Relativbewegung beider benachbarter Partner basiert auf der reversibel elastischen Verformung des FKG, wozu eine Kraft benötigt wird. Der genaue Zusammenhang zwischen Kraft und Verformung hängt zum einen von der Geometrie und den Materialeigenschaften ab, zum anderen von der Fertigungsgenauigkeit, welche schon bei geringen Abweichungen stark variieren kann. Gegenüber klassischen mechanischen Getrieben setzen sich FKG insbesondere aufgrund dessen durch, dass sie spielfrei sind, und weder Stick-Slip-Effekt noch Umkehrspiel aufweisen. Außerdem sind sie reibungsfrei und somit auch wartungsfrei und können ohne zusätzliche Betriebsschmierstoffe betrieben werden. Durch die Verschleißfreiheit erleiden sie keine Ermüdungsbrüche, [PI-08] und [Jung-04]. FKG sind dadurch definiert, dass sie mindestens eine Stelle mit verminderter Biege-Steifigkeit aufweisen, welche in der Regel durch eine konstruktive Querschnittsverjüngung erreicht wird. Die benachbarten Teile können als Starrkörper angesehen werden. Abbildung 2.15 zeigt den Querschnitt durch ein Kreisbogengelenk und das darunter liegende mechanische Ersatzschaltbild.

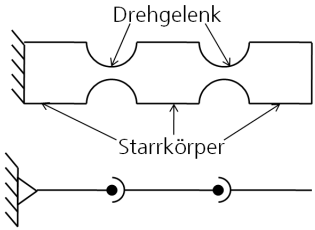


Abbildung 2.15: *Mechanische Betrachtung und Definition von Festkörpergelenken*

Unterschiedliche 1D-Formen (1 dof) sind in Abbildung 2.16 gezeigt. Es lassen sich drei verschiedenen Typen an FKG klassifizieren: das Blattfedergelenk (leave-type hinge, Abbildung 2.16a), das Kreisbogengelenk (notch type hinge oder circular hinge, Abbildung 2.16b) und die Kombination aus beiden das elliptische Federgelenk (elliptical flexure hinge, Abbildung 2.16c), [SmBa-97]. Eine Erweiterung für 2D-Anwendungen (2-dof) bieten Zirkulargelenke (two-axis circular, or toroidal hinge) bzw. in Reihe geschaltete Gelenke (series notch type) wie in Abbildung 2.17 zu sehen. Eine extreme Ausprägung ist der „universal joint", da dieser einen weiteren Dreh-Freiheitsgrad zulässt, seine Steifigkeit somit allerdings sehr gering ist und damit als FKG in dieser Arbeit nicht in Frage kommt.

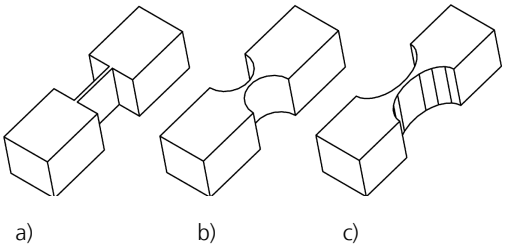
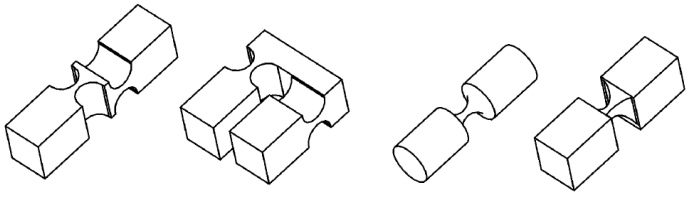


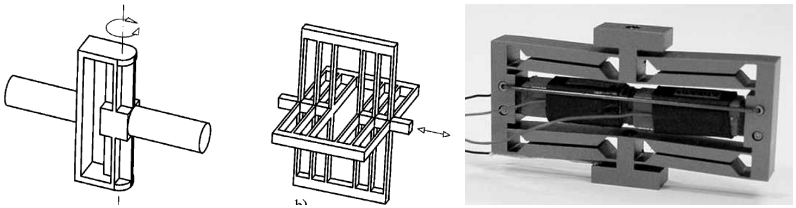
Abbildung 2.16: *Drei Grundvarianten von FKG; a) Blattfedergelenk, b) Kreisbogengelenk und c) elliptisches Federgelenk, [Smit-00]*



a) b) c) d)

Abbildung 2.17: *Grundprinzipien von 2D-FKG a) seriell angeordnetes FKG, b) seriell angeordnete, sich kreuzende FKG, c)"universal joint" und d) 2D-FKG mit zusammenfallenden Achsen, [Smit-00]*

Weitere ausführlichere Konstruktionen von FKG und FKG-Systemen sind in [Smit-00] dargestellt, insbesondere rotationssymmetrische in Art von kardanischen Kupplungen ausgeführte 3D-Formen (3 dof). In [Lobo-03] wird intensiv auf Parallelkinematiken eingegangen, welche für diese Arbeit ebenso nicht weiter berücksichtigt werden sollen. [MoTr-05] zeigt noch weitere neuartige Gelenktypen, deren Herstellung zum heutigen Zeitpunkt vor extrem hohen Herausforderungen stehen, siehe auch Abbildung 2.18.



a) b) c)

Abbildung 2.18: *Neuer Ansatz von FKG: a) Drehgelenk, b) Schubgelenk und c) Prototypisches Schubgelenk [Lobo-03]*

Um große Auslenkungen zu erreichen, sollte das verwendete Material ein möglichst großes Verhältnis von Zugfestigkeit zu Streckgrenze aufweisen, [Howe-01]. Zu den in Abbildung 2.16 dargestellten Gelenken sind die mechanischen und fertigungstechnischen Eigenschaften in folgender Tabelle in Abbildung 2.19 dargestellt.

Die Präzision der Bewegung wird durch die Art des FKG erreicht. Blattfedern z.B. erreichen ihre relativ große Bewegungsmöglichkeit durch die vollständige Verformung des gesamten Gelenkbereichs. Sie besitzen keinen festen Drehpunkt (Pivot-Punkt), dessen Lageveränderung in Abhängigkeit des Drehwinkels durch äußeren Krafteinfluss Auskunft über die Präzision des Gelenks gibt. Die in Blattfedergelenken auftretenden mechanischen Spannungen sind gering, da sie sich verteilen. Demgegenüber steht das Kreisbogengelenk, welches im minimalen Querschnitt seinen ortsfesten Pivot-Punkt besitzt. Dadurch werden höhere Spannungen hervorgerufen und nur kleinere Drehwinkel können erreicht werden. Die

Kombination aus beiden Gelenkeigenschaften soll beim elliptischen Federgelenk erreicht werden,
[HoNo-97]. Der Nachteil hierbei ist jedoch die aufwändige Fertigung durch CNC-Bearbeitung. Da kreisförmige Querschnitte von der Präzision am geeignetsten erscheinen, wird die Berechnung beispielhaft anhand eines Kreisbogengelenks gezeigt.

FKG-Variante	Zulässiger Drehwinkel	Spannung im Gelenk	Präzision	Fertigung
Blattfeder-gelenk	Groß	Gering	sehr niedrig	mittelschwer
Kreisbogen-gelenk	Klein	Hoch	hoch	sehr einfach
Elliptisches Federgelenk	mittel	Mittel	mittel	schwierig

Abbildung 2.19: *Mechanische und fertigungstechnische Eigenschaften verschiedener FKG*

2.6.1 Berechnung eines Kreisbogen-Festkörpergelenks

Die analytische Beschreibung der Zusammenhänge eines Kreisbogengelenks ist in [PaWe-65] wiederzufinden. Abbildung 2.20 zeigt die wichtigsten Parameter dieses Gelenks. Diese sind der Radius R, die Gelenkhöhe h, die Gelenkbreite b und die Stegbreite t.

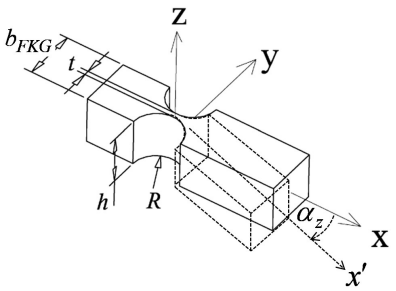


Abbildung 2.20: *Geometrie eines Kreisbogengelenks, [PaWe-65]*

Für die Biegenachgiebigkeit N_{rz} bei einem Moment M_z um die Achse z und Auslenkung α_z ergibt sich für den jeweilig eingesetzten Werkstoff mit dem E-Modul E

$$N_{rz} = \frac{\alpha_z}{M_z} =$$

$$\frac{3}{2 \cdot E \cdot h \cdot R^2} \cdot \frac{1}{2\beta + \beta^2} \cdot \left[\begin{array}{l} \left(\frac{1+\beta}{\gamma'^2} + \frac{3 + 2\beta + \beta^2}{\gamma' \cdot (2\beta + \beta^2)} \right) \cdot \sqrt{1 - (1 + \beta - \gamma')^2} \\ + \frac{6(1+\beta)}{(2\beta + \beta^2)^{\frac{3}{2}}} \cdot \arctan\left(\sqrt{\frac{2+\beta}{\beta}} \cdot \frac{\gamma' - \beta}{\sqrt{1 - (1 + \beta - \gamma')^2}} \right) \end{array} \right],$$

Gl. (2-15)

mit $\beta = t/2R$ und $\gamma' = b/2R$. Da für die meisten Kreisbogengelenke die kleinste Stegbreite t viel kleiner ist als die Steghöhe h, gilt die Annahme $\beta = t/2R << 1$ und $\beta = t/2R << \gamma' = b/2R$, und Gl. (2-15) kann ausgedrückt werden zu

$$N_{rz} = \frac{\alpha_z}{M_z} \approx \frac{9 \cdot \pi \cdot R^{1/2}}{2 \cdot E \cdot h \cdot t^{5/2}} \; . \qquad \text{Gl. (2-16)}$$

Den Unterschied zur gezielten Bewegungsfreiheit in z-Richtung zeigen die Nachgiebigkeiten in y- bzw. z-Richtung:

$$N_{ry} = \frac{\alpha_y}{M_y} = \frac{12}{E \cdot h^3} \cdot \left[\begin{array}{l} -2 \arctan\left(\frac{\gamma' - \beta}{\sqrt{1 - (1 + \beta - \gamma')^2}} \right) + \frac{2 \cdot (1+\beta)}{\sqrt{2\beta + \beta^2}} \cdot \\ \arctan\left(\sqrt{\frac{2+\beta}{\beta}} \cdot \frac{\gamma' - \beta}{\sqrt{1 - (1 + \beta - \gamma')^2}} \right) \end{array} \right]$$

Gl. (2-17)

bzw. mit den Vereinfachungen von oben zu:

$$N_{ry} = \frac{\alpha_y}{M_y} \approx \frac{12}{E \cdot h^3} \cdot \left[-2 \arctan\left(\sqrt{\frac{\gamma'}{2 - \gamma'}} \right) + \sqrt{\frac{2}{\beta}} \cdot \arctan\left(\sqrt{\frac{2\gamma'}{\beta \cdot (2 - \gamma')}} \right) \right].$$

Gl. (2-18)

Eine hierzu eine vereinfachte, aber äquivalente Gleichung findet sich in [WuZh-02] wieder. Für die in den Gl. (2-15) und Gl. (2-16) gefundenen Nachgiebigkeiten gibt es Untersuchungen zum Fehlereinfluss von Fertigungsfehlern [RyGw-97] sowie auf Basis von FEM-Simulationen der Fertigungsfehler [GuLi-96]. Empirisch auf Basis von FEM-Simulation ging

[SmCh-92] vor. Eine Vereinfachung von Gl. (2-16) für die Nachgiebigkeit der Hauptachse konnte mit der Bedingung $t < R < 5t$ abgeleitet werden:

$$N_{rz} = \frac{\alpha_z}{M_z} \approx \frac{24 \cdot K \cdot R}{E \cdot h \cdot t^3} \,, \qquad \text{Gl. (2-19)}$$

wobei

$$K = 0{,}565 \frac{t}{R} + 0{,}166 \qquad \text{Gl. (2-20)}$$

ein Korrekturfaktor ist. Der Vergleich in [Tsey-02] bestätigt die Annahmen in [PaWe-65], welche somit in dieser Arbeit verwendet werden.

Ein Beispiel mit der zu berechnenden Eigenfrequenz soll nach [Smit-00] gezeigt werden. Abbildung 2.21 zeigt eine FKG-Bewegung mit Hilfe eines einfachen Hebels. Um die Bewegung ausschließlich in x-Richtung zu ermöglichen, wird ein Doppelgelenk mit den Steifigkeiten k_d eingesetzt. Die Eigenfrequenz ist hierbei abhängig von den Parametern der Übersetzung, den Steifigkeiten und Massen der Komponenten. Die Steifigkeit des Piezo-Aktors mit der Masse m_p ist mit k_p berücksichtigt, und $n_i = b/a$ ist das Übersetzungsverhältnis.

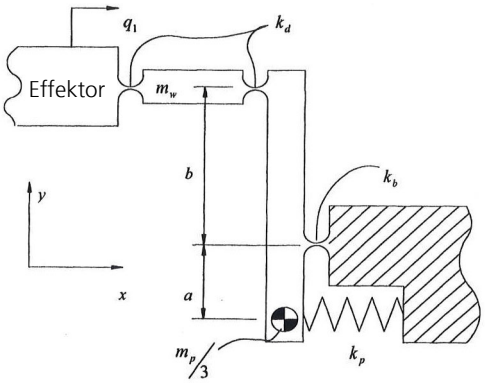


Abbildung 2.21: *Einfache Hebelübertragung mit Realisierung einer linearen Bewegung durch ein zusätzliches Doppelgelenk, [Smit-00]*

Damit berechnet sich die Eigenkreisfrequenz zu

$$\omega_n^2 = \frac{\frac{4k}{L^2} + \frac{k_b + k_d}{b^2} + \frac{1}{2}\frac{k_p}{{n_i}^2}}{M_A + \frac{M_B}{2} + \frac{8M_c}{3} + \frac{I_b}{b^2} + \frac{m_p}{3{n_i}^2} + m_w} \qquad \text{Gl. (2-21)}$$

2.6.2 Fertigungstechnische Randbedingungen

Für die Herstellung von FKG gibt es mehrere Möglichkeiten. Abbildung 2.22 zeigt verschiedene Konturen und dazugehörige Fertigungsmöglichkeiten. Prinzipiell ist die Auswahl dieser geometrieabhängig und reicht von Bohren (Abbildung 2.22a), über Fräsen (Abbildung 2.22b) bis hin zum Drahterodieren (Abbildung 2.22c). Weitere Möglichkeiten sind Wasserstrahlschneiden bzw. Laserstrahlschneiden, wobei letzteres aufgrund der Kaustik und Strahlqualität nur für geringe Gelenkhöhen eingesetzt werden kann, [Puzik-06].

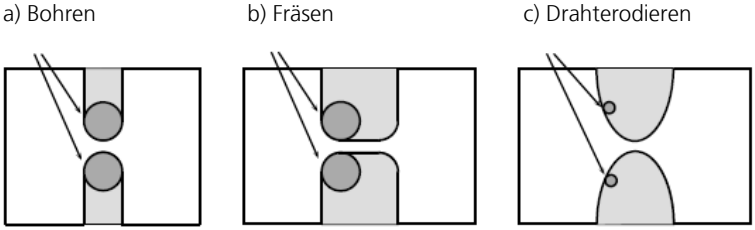


Abbildung 2.22: *Mögliche Fertigungsmöglichkeiten: a) Kreisbogengelenk durch Bohren, b) Steggelenk mit rechteckähnlichem verrundeten Querschnitt durch Fräsen und c) Drahterodieren von elliptischen FKG, [Lobo-03]*

Unabhängig von der Härte und Zerspanbarkeit des Materials eignet sich das auf der Entladung zwischen Werkzeug (Draht) und Werkstück basierende funkenerosive Fertigungsverfahren besonders für die Einzelstückfertigung, [KoRa-08]. Da insbesondere alle elektrisch leitfähigen Werkstoffe erodiert werden können, wird dieses für die Herstellung der FKG bevorzugt eingesetzt. Der Grund hierfür liegt hauptsächlich in den exzellenten erzeugbaren Oberflächen von wenigen µm, [Lobo-03] und [WeWa-04]. Die Oberflächengüte ist wiederum von der Abtragsleistung abhängig. Gegenüber konventionellen Bearbeitungsverfahren sind die Vorschubgeschwindigkeiten beim Drahterodieren nicht vom Material abhängig, sondern von der Abtragsleistung, welche bis hin zu geringen Abtragsleistungen von 0,5 cm^3/h betragen kann, [KoRa-08] und [WeBr-05-1]. Vor allem gegen Ermüdungsbrüche im dynamischen Betrieb sind diese hohen Oberflächenqualitäten von Bedeutung.

Weitere Vorteile dieses Fertigungsverfahrens sind die nahezu unbegrenzten Möglichkeiten in der Herstellung von komplexen Formgeometrien. Die herzustellenden Gelenkhöhen können dabei bis zu 200 mm betragen, was wiederum ein hohes Verhältnis zwischen der Steifigkeit in gewollter Bewegungsrichtung gegenüber denen in den ungewünschten und unzulässigen Richtungen hervorruft. Durch CNC-Technologie lassen sich die Bauteile direkt ge-

ometriegenau aus dem CAD entnehmen und mit Hilfe von CAM-Modulen NC-Code erzeugen. Um Materialverzug nach der Bearbeitung bzw. dem Ausschneiden großer Segmente zu vermeiden, sind fertigungstechnische Randbedingungen bezüglich der Endschnitte einzuhalten, damit die geforderten Bauteiltoleranzen erreicht werden.

2.7 Defizite, Folgerungen und Abgrenzung zum Stand der Technik

Aus dem Stand der Technik und den bisherigen Lösungsansätzen leitet sich der Mangel an fehlender Steifigkeit von IR ab. Bisherige Lösungsansätze haben die Genauigkeiten steigern können, jedoch wurden Prozesskräfte nicht berücksichtigt. Durch die geringe Steifigkeit und die Kräfte kommt es zu einer Verschiebung des TCP. Die stark variierende Steifigkeit und Prozesskräfte wurden bisher nur in [Weig-08] betrachtet, der in seiner Arbeit die Prozesskräfte roboterseitig aktiv kompensiert. Andere Arbeiten konzentrieren sich auf die Roboterkalibrierung bzw. thermische Kompensation [ZhWa-05], [Beye-04], [Bong-03], [Gräs-99] und [Robe-06].

Die Bedeutung der WZM in der Wertschöpfungskette und für die deutsche Volkswirtschaft ist außerordentlich hoch. Fehlende Flexibilitätseigenschaften werden durch spezifische, jedoch nicht immer kostengünstige Anlagen kompensiert. Ein Trend in der spanenden Bearbeitung besteht darin, kostengünstige und flexibel automatisierbare IR für einfache Bearbeitungsaufgaben einzusetzen. Dies soll zum einen die Investitionskosten senken und zum anderen einen höheren Automatisierungsgrad bei gleichzeitig höherer Flexibilität sichern. Der automatisierte Einsatz von Fräsrobotern ist für alle Bauteilgrößen (>0,5 m^3 Bearbeitungsvolumen) von Klein-, Mittel- und Großserien interessant. Arbeitsaufgaben können sowohl im Bereich der Entgratung und Bearbeitung von Stahl- und Gussbauteilen als auch von Form-, Modell- und Holzwerkstoffen sein. Ein hohes Potenzial bieten Aufgaben wie das Schleifen, Bohren und Fräsen. Der Stand der Technik zeigt auf, dass viele Aufgaben aufgrund der zu hohen Bearbeitungstoleranzen, die an die Bauteile gestellt werden, scheitern und den Einsatz von WZM unabdingbar machen. Konzepte, um die Genauigkeiten von IR zu verbessern, gibt es einige. Bisherige Ansätze beruhen in der Steigerung der Steifigkeiten und der Verbesserung durch Kalibrier- und Kompensationsmöglichkeiten, welche allerdings den Prozess nicht fokussieren. Einzig [Weig-08] bzw. [Step-06], der die statische Positioniergenauigkeit durch einen iterativen Lageregelkreis optimiert, um Nietbohrungen setzen zu können, verfolgen prozessorientierte Ansätze. Das Defizit der Kompensation des Roboterfehlers, um die Bearbeitungsgenauigkeit von IR zu steigern, wurde bisher noch nicht betrachtet und steht im Fokus der vorliegenden Arbeit.

3 Systemuntersuchungen und daraus abgeleitete Anforderungsanalyse an ein Bearbeitungssystem

Dieses Kapitel soll Aufschluss über die Funktionsfähigkeiten und Eigenschaften eines IR geben. Es dient dazu, die spanende Bearbeitung mit IR unter den Gesichtspunkten aus Kapitel 2 besser zu verstehen und die hier gewonnenen Erkenntnisse für Fräsversuche und den späteren Aufbau eines Gesamtsystems zu berücksichtigen. Ausgehend von Bauteilzeichnungen für einen möglichen Einsatz von Fräsrobotern werden die Anforderungen an einen Fräsroboter abgeleitet. Daraus ergeben sich grundlegende Eigenschaftsuntersuchungen an ein Robotersystem für die Zerspanung. Statische und dynamische Eigenschaften des IR dienen zur Systemidentifikation. Die Auflösung der minimalen Schrittweite und erste Zerspanversuche sollen Aufschluss geben über bereits erreichbare Genauigkeiten. Ausgehend von diesen Untersuchungen leiten sich die Anforderungen an das Kompensationskonzept und das Bearbeitungssystem ab.

3.1 Grundlegende Systemuntersuchungen eines Standard-Industrieroboter-systems

Zunächst stellen folgende Grunduntersuchungen die Eigenschaften eines sechsachsigen Vertikalknickarmroboters dar:

- Ermittlung der minimalen Schrittweite des Roboters bzw. der Steuerung
- die statische Steifigkeit und
- die dynamischen Eigenschaften des Roboters.

Diese werden in den folgenden Abschnitten erörtert und sind für spanende Bearbeitungsaufgaben von entscheidender Bedeutung für die Bearbeitungsqualität. Sie werden auch mit den in [Weig-08] und [Advo-07] dargestellten Untersuchungen verglichen und diskutiert. Die statische Positioniertreue hängt maßgeblich von der Steuerung, der Regelung und der Sensoren ab. Weiterhin wird diese durch die statische Steifigkeit und Stabilität des Roboters während des Prozesses und unter dem Einfluss von Fräskräften beeinflusst. Diese Prozesskräfte beeinträchtigen schließlich auch die dynamischen Eigenschaften des Roboters.

Für die Versuche wurde das in Abbildung 3.1 dargestellte System aufgebaut und untersucht. Für die Anforderungsanalyse wurde ein IR von der Firma ABB des Typs IRB7600-400 mit einem Handhabungsgewicht von 400 kg eingesetzt, [ABB-09]. Weiterhin wurde der Kraft-Momenten-Sensor Theta SI-2500-400 der Fa. ATI [ATI-05] implementiert, um die Prozesskräfte zu messen. Dieser wurde zwischen Roboterflansch und Werkstück montiert, um im Kraftfluss zwischen Werkstück und Werkzeug messen zu können. Damit sind Radialkräfte bis 2.500 N, Axialkräfte bis 6.250 N und Momente bis 400 Nm messbar. Weiterhin wurde für erste Versuche die Werkstückführung durch den Roboter getätigt und die WZM-Spindel MFW-1424 mit Kegelaufnahme ISO-45 der Fa. Fischer AG [Fisc-09] mit einer maximalen Drehzahl von 24.000 U/min und einer Leistung von 22 kW auf einem Tisch fixiert, um erste roboterbasierte Zerspanaufgaben durchzuführen.

3.1.1 Anforderungsanalyse

Um die Anforderungen an einen Fräsroboter abzuleiten, wurden verschiedene technische Zeichnungen verschiedener Bearbeitungsbauteile analysiert. Hierbei wurden Gussbauteile aus dem Automobil-Antriebsstrang, welche das Spektrum an Nachbearbeitungsbauteilen und Genauigkeitsanforderungen an den Fräsroboter abbilden sollen, untersucht. Dazu wurden verschiedene Toleranzen berücksichtigt, die in Abbildung 3.2 zusammengefasst sind.

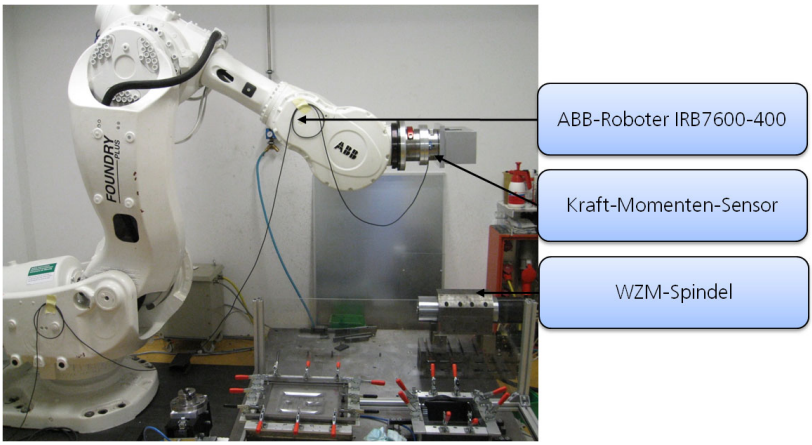


Abbildung 3.1: *Versuchsaufbau für die Messung der minimalen Schrittweite und der statischen und dynamischen Systemeigenschaften*

Schließt man nun von den zu bearbeitenden Bauteilen auf die Genauigkeit des Fräsroboters, so wird zusätzlich von einem Abnahmekriterium von C1,67 [WeBr-06-5] und einem zusätzlichen Sicherheitsfaktor von 2 (SF=2) ausgegangen. Das Abnahmekriterium bedeutet, dass die Maschinenpräzision, um den Faktor C1,67 höher ist, als die zu erzielende Bauteilgenauigkeit. Der zusätzliche Sicherheitsfaktor dient dazu diese Forderung bzw. Maschinenabnahme zusätzlich abzusichern. Aus den in Abbildung 3.2 dargestellten und geforderten Toleranzen ergibt sich folgende Ableitung, siehe Abbildung 3.3 für einen Fräsroboter. Diese sind hinsichtlich der Winkeltreue ±0,15' und der Positionstreue zwischen ±30 µm und ±50 µm. Die Winkeltreue wird in diesem Abschnitt über eine einfache Rechnung nachgewiesen. Allgemein soll die Ebenheit und Parallelität in einem Bereich um ±10 µm liegen, bei Oberflächenrauheitswerten bis R_z =25 µm (gemittelte Rauhtiefe von 25 µm), welche mit der Toleranz von ±10 µm eingehalten werden kann.

Um ein Gefühl für die Winkeltreue zu bekommen, wird eine einfache Rechnung zur Durchbiegung des IR durchgeführt. Um die Winkeltreue zu prüfen, wird eine einfache Rechnung anhand des in Abbildung 3.4 gezeigten Modells des ABB-Roboters aus Abbildung 3.1 aufgestellt. Die Annahme besteht darin, dass laut Vorgabe aus Abbildung 3.3 der maximale Winkelfehler $\Delta\alpha$ =0,3' betragen darf. Daraus resultiert folgende Rechnung:

$$d_{pos} = \tan \Delta\alpha \cdot 2{,}1 \cdot 10^{-6} \approx 183\mu m \ .$$

Anforderung	Eigenschaften		
Präzision bezüglich der Position	- Positionstoleranzen sind hauptsächlich in H10 bis H12 angegeben bei Ø 5-16 mm: Einzelne werkzeugabhängige Bohrungen sind beispielsweise mit eigenen Toleranzklassen Ø $29{,}95^{+0{,}045}_{+0{,}005}$ angegeben. - Angegebene Positionstoleranz laut Bauteilzeichnungen: bis ±0,1 mm - Toleranzfelder: ±20 µm (abgeleitet aus der kleinsten angegebenen Toleranzklasse)		
Präzision bezüglich der Orientierung	- kleinste Orientierungstoleranz liegt bei ±0,5'		
Allgemeine Form- und Lagetoleranzen	- Allgemeine Toleranzen sind nach DIN ISO 2768-1 mit dem Genauigkeitsgrad f (fein) gekennzeichnet [WeWa-04], woraus sich die folgenden Toleranzen ableiten:		
	Längen- und Winkelmaße [mm]:	*Nennmaßbereich [mm]*	*Grenzabmaße [mm]*
		0,5-3	±0,05
		3-6	±0,05
		6-30	±0,10
		30-120	±0,15
		120-400	±0,20
	Fräsen – Ebenheit	*Max. Länge [mm]*	*Toleranzen [µm]*
		10	±15
		50	±45
		200	±70
	Fräsen – Parallelität	*Max. Länge [mm]*	*Toleranzen [µm]*
		10	±15
		50	±100
		200	±200

Abbildung 3.2: *Anforderung seitens der zu bearbeitenden Bauteile an einen Fräsroboter*

Damit darf die roboterseitige Verschiebung bei voller Auslenkung des Roboters maximal 183 µm groß sein, damit der Winkelfehler bei dem geforderten Abnahmekriterium und Sicherheitsfaktor innerhalb der Anforderungstoleranz bleibt. Ziel muss es sein, durch die aus

dem Stand der Technik bekannten Ansätze zur Kalibrierung und Kompensation, die Grundgenauigkeit des Roboters auf etwa ±0,1 mm zu erhöhen, damit die Winkeltoleranzen erreicht werden.

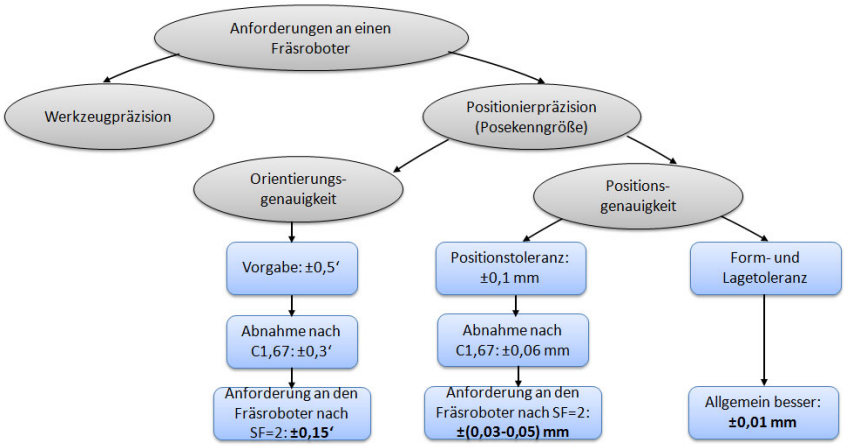


Abbildung 3.3: *Abgeleitete Anforderungen nach den Maschineabnahmekriterien für WZM und einem zusätzlichen SF von 2*

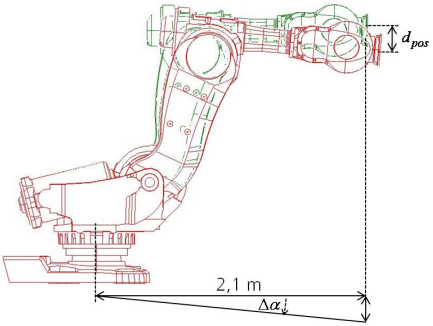


Abbildung 3.4: Modell zur überschlägigen Rechnung und Überprüfung der Durchbiegung des Roboters vom Typ IRB7600-400 [ABB-09]

Unter der Vorgabe von $\Delta\alpha = \pm 0{,}5' \triangleq 1'$ ergibt sich ein maximal möglicher Fehler von etwa 611 µm, um zu gewährleisten, dass die Bauteilgenauigkeit erreicht wird.Die Berechnungen basieren auf der Annahme, dass eine gleichmäßige Durchbiegung der Roboterstruktur vorliegt, basierend auf der Strukturnachgiebigkeit der Mechanik. Diese Anforderung und der Fehlereinfluss durch die Durchbiegung sind während des weiteren Entwicklungsprozesses kritisch zu überprüfen. Um die Durchbiegung zu kompensieren könnte eine erweiterte

Transformation helfen, welche den Fehler kompensiert. Weiterhin könnten steuerungstechnische Verzögerungen durch die Integration einer CNC-Steuerung optimiert werden, welche gleichzeitig die steuerungstechnischen Interaktionsmöglichkeiten erhöht. Durch niedrigere Interpolationstaktzeiten (IPO-Takt) besitzt diese eine bessere Auflösung und eine höhere Integrationsfähigkeit von zusätzlichen Systemen (Kalibrierung/Kompensation), um die Durchbiegung zu kompensieren. Damit die Anforderung an die Winkeltreue erreicht wird, müssen weitere Überlegungen getätigt werden, beispielsweise, dass der Bearbeitungsbereich des Roboters kleiner ist als sein vollständiger Handhabungsbereich. Zunächst werden daher in den nächsten Abschnitten Grunduntersuchungen zur Steuerung und zu den statischen und dynamischen Eigenschaften des IR durchgeführt.

3.1.2 Untersuchung der minimalen Schrittweite

Nachdem die Anforderungen hinsichtlich der zu bearbeitenden Bauteile und die Abnahmekriterien für Bearbeitungsroboter aufgestellt wurden, wird in einem nächsten Schritt die Funktionalität der steuerungstechnischen und mechanischen Auflösung des in Abbildung 3.1 gezeigten Robotersystems untersucht. Sie wird als minimal mögliche Schrittweite bezeichnet und kann zum einen steuerungstechnisch bestimmt durch die Encoder und den Interpolationstakt, zum anderen durch die Nachgiebigkeiten in der mechanischen Roboterstruktur verursacht werden. Eine genaue Messung soll darüber Aufschluss geben, was die Positionsauflösung des Robotersystems leistet. Hierzu wurde ein Roboterprogramm mit immer kleiner werdenden Linearbewegungen erstellt. Das bedeutet, ausgehend von einem Startpunkt wird in positiver und negativer Richtung verfahren bis zu einer Annäherung von ±0,01 mm. Gemessen werden diese mit einem Lasertracker der Fa. API [API-09], der eine Absolutgenauigkeit von ca. 50 µm und eine Wiederholgenauigkeit von 25 µm aufweist. Die Ergebnisse sind in Abbildung 3.5 zusammengefasst.

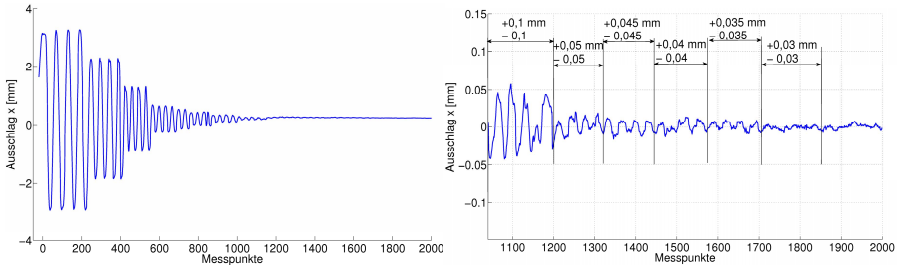


Abbildung 3.5: *Auflösung der minimalen Schrittweite des ABB IRB7600-400. Links: gesamter Bereich; rechts: Auszug des minimal auflösenden Bereichs*

Es ist erkennbar, dass jeweils vier Wiederholungen programmiert wurden. Im rechten Auszug der minimalen Schritte ist zu erkennen, dass ab einem Schritt von 0,06 mm keine Auflösung mehr erfolgt. Die Drehachsen des Roboters sind jedoch mit bis zu 6000 Inkrementen genügend genau für diese Auflösung. Das bedeutet, dass steuerungstechnische Defizite keine weitere Auflösung zulassen. Die Steuerung registriert somit Änderungen bis etwa 0,06 mm (entspricht der Bewegung ±0,03 mm), welche durch die Steuerungstechnik von den Antrieben und der Mechanik nicht mehr wahrgenommen wird. Weiterhin ist die Ge-

nauigkeit des Roboters erkennbar, der sich ±0,1 mm bewegen sollte, aber lediglich einen Weg von ca. ±0,05 mm verfährt. Die Wiederholgenauigkeit (Spitzen entsprechen den programmierten Positionen) ist jedoch sehr gut. Sie bewegt sich in einem Toleranzfenster von maximal 0,05 mm. Für die Anforderungen in 3.1.1 sollte die Absolutgenauigkeit mindestens 0,2 mm betragen, damit die Winkeltoleranzen erreicht werden. Dies gilt es im Auge zu behalten und weiter zu prüfen. Weiterhin ist aus diesen Ergebnissen erkennbar, dass die an den IR gestellten Anforderungen hinsichtlich der Positioniergenauigkeit von <0,2 mm aufgrund der minimalen Schrittweite nicht möglich ist. Sinnvoll wäre eine minimale Schrittweite von etwa 0,01 mm. Eine steuerungstechnische Verbesserung bzw. Umrüstung auf eine CNC-Steuerung liegt daher nahe, wird aber in dieser Arbeit nicht verfolgt.

3.1.3 Analyse der statischen Systemsteifigkeit am Tool Center Point

Zu den weiteren systematischen Betrachtungen gehören die statischen Eigenschaften eines Roboters. Hier wird die Steifigkeit der Mechanik untersucht, bevor in einem nächsten Schritt die dynamischen Eigenschaften betrachtet werden. Bei der spanenden Bearbeitung mit IR interessieren die statischen Steifigkeiten, um die Verschiebungen während der Bearbeitung bestimmen zu können, welche schlussendlich kompensiert werden müssen.

Die Steifigkeiten werden in einem Kubus von 500 mm Kantenlänge untersucht. Es wird in drei Ebenen, an jeweils neun Positionen für alle drei Belastungsrichtungen in x-, y- und z-Richtung zunächst unbelastet, belastet und erneut unbelastet die Verschiebungen gemessen. Die programmierte Orientierung des TCP bleibt jeweils unverändert. Insgesamt wurden 243 Messungen durchgeführt, je Punkt neun Messungen. Die Ausrichtung dieses Kubus erfolgte symmetrisch zur angebrachten WZM-Spindel. Daraus ergeben sich folgende Koordinaten:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1350 & 1600 & 1850 \\ -200 & -450 & -700 \\ 600 & 850 & 1100 \end{bmatrix} mm$$

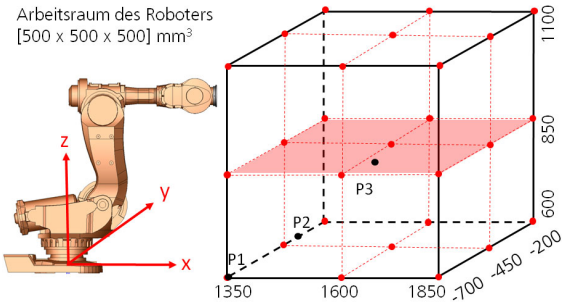


Abbildung 3.6: *Anordnung des Roboters und gemessene Messpunkte im Arbeitsraum*

Abbildung 3.6 zeigt den Versuchsaufbau mit der Steifigkeitsmessung in x-Zugrichtung. Die Belastung erfolgt mit einem Gewicht von 114 kg. Eine in den Kraftfluss integrierte Seilwinde wird zum Anheben des Gewichtes genutzt. Umgelenkt wird die Zugkraft über eine Umlenkrolle, welche eine rein axiale Zugkraft gewährleistet. Die Messungen werden mit einem Lasertracker von API durchgeführt, [API-09]. Die Programmierung erfolgt ausgerichtet auf die Spindel, siehe Abbildung 3.6. Für die Steifigkeit wird der Unterschied zwischen der Anfahrposition und der verlagerten Position nach der Gewichtsbelastung gemessen. Die Messungen sollen auch gegenüber [Weig-08] aufschlussreich hinsichtlich der unterschiedlichen Robotertypen und Handhabungsgewichte sein. Dabei werden die 27 Messpunkte für jede Belastungsrichtung nacheinander abgefahren und im ungeregelten Betrieb gemessen. Die Ergebnisse aller Messungen sind in den Abbildungen 3.7 bis 3.9 für die x-, y- und z-Richtung zu sehen. Die Steifigkeiten sind in N/µm dargestellt. Es sind jeweils jede z-Ebene (siehe markierte Ebene in Abbildung 3.6) und die dazugehörigen linear interpolierten Steifigkeiten dargestellt.

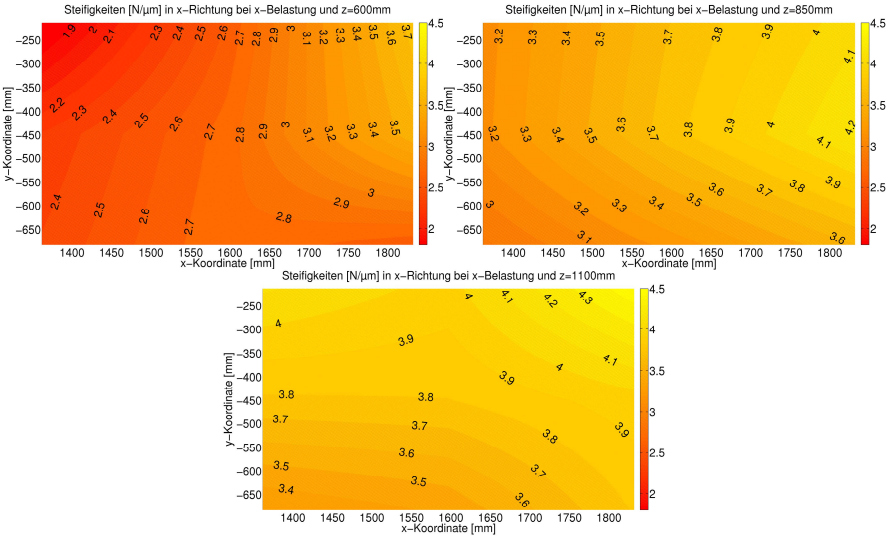


Abbildung 3.7: *Steifigkeit des Roboters in seinem Arbeitsraum in x-Richtung: oben links: z=600 mm, oben rechts: z=850 mm und unten z=1100 mm*

Die Ergebnisse lassen erkennen, dass der Roboter bei Belastungen in x-Richtungen besonders steif ist und Werte bis 4,4 N/µm erreicht. Die Steifigkeiten in y- und z-Richtung sind gegenüber denen in x-Richtung kleiner und liegen bei maximal 0,95 N/µm in y-Richtung und 1,35 N/µm in z-Richtung. Damit weist die y-Richtung im dargestellten Arbeitsraum des Roboters die kleinste Steifigkeit auf. Das Steifigkeitsverhalten für den ABB-Roboter ist somit nahezu identisch und vergleichbar mit dem in [Weig-08] untersuchten Reis-Roboter.

Der untersuchte ABB-Roboter hat im Mittelpunkt seines Arbeitsraums in x-Richtung eine Steifigkeit zwischen 3 und 4 N/µm, mit steigender Steifigkeit für höhere z-Werte. Bei Belas-

tung in y-Richtung liegt die Robotersteifigkeit im mittleren Arbeitsraum bei 0,8 N/µm und bei Belastung in z-Richtung zwischen 1 und 1,15 N/µm, mit höheren Steifigkeiten für kleinere z-Werte. Es ist zu erkennen, dass die Annahme zutrifft, dass die Steifigkeit mit größer werdenden Abständen von der Roboter-Basis bzw. größeren Hebelarmen abnehmen. Dies ist in y- und z-Richtung mit zunehmendem Abstand in x-Richtung zur Roboter-Basis zu beobachten.

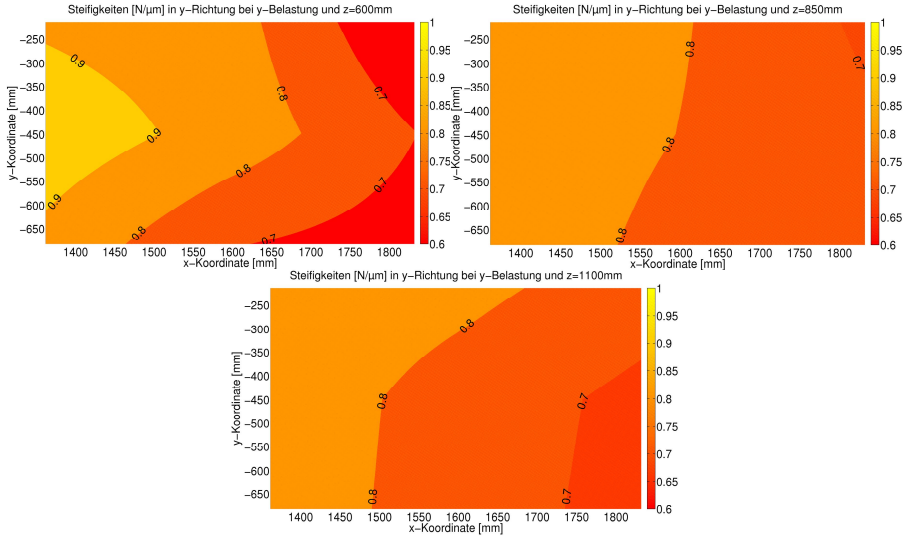


Abbildung 3.8: *Steifigkeit des Roboters in seinem Arbeitsraum in y-Richtung: oben links: z=600 mm, oben rechts: z=850 mm und unten z=1100 mm*

In x-Richtung wird der Hebelarm, aufgrund der Verlagerung der dritten Achse in negativer z-Richtung mit zunehmender Ausstreckung in x-Richtung kleiner, was mit höheren Steifigkeiten verbunden ist. Prinzipiell lässt sich aus diesen Ergebnissen ableiten, dass eine Arbeitsposition möglichst nahe der Roboter-Basis gewählt werden sollte, damit die höchsten Steifigkeiten des Roboters für Bearbeitungen genutzt werden können.

Die ermittelten numerischen Zahlenwerte bedeuten weiterhin, dass bei einer anliegenden Kraft von 1000 N Verschiebungen in x-Richtung von 556 µm bzw. von 1429 µm in y- und 1176 µm in z-Richtung zu erwarten sind. Daraus wird abgeleitet, dass hohe Bearbeitungskräfte zu vermeiden sind bzw. Strategien zur Regelung des Roboters angewendet werden sollten, damit diese großen Verschiebungen der Roboterstruktur vermieden werden.

Damit die Ergebnisse von [Weig-08] numerisch vergleichbar sind, werden die Nachgiebigkeiten ebenso im Mittelpunkt des Arbeitsraums verglichen. Gegenüber dem verbesserten Reis-Roboter aus [Weig-08], bei welchem die 6. Achse durch eine steifere Eigenkonstruktion mit integrierter Frässpindel ersetzt wurde, ist die Steifigkeit beim ABB-Roboter im Arbeitsraummittelpunkt in x-Richtung um den Faktor 4 bis 6 höher, in y-Richtung um

etwa 2 und in z-Richtung um 2,5. Das bedeutet gleichermaßen, dass die Robotersteifigkeiten gewichts- und typabhängig sind. Weiterhin zeigt dies, dass die Anstrengungen zur Steifigkeitserhöhung durch den Austausch der Handgelenksachsen ebenso gut mit der Auswahl eines geeigneten Roboters bzw. geeigneter Robotertypen erreicht werden kann.

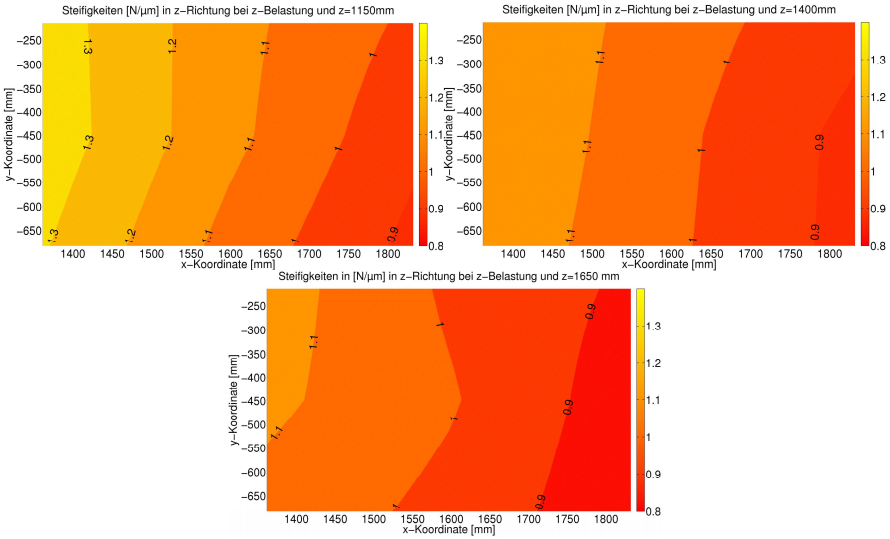


Abbildung 3.9: *Steifigkeit des Roboters in seinem Arbeitsraum in z-Richtung: oben links: z=1150 mm, oben rechts: z=1400 mm und unten z=1650 mm*

Der Handgelenkstausch in [Weig-08] führte bereits zu einer Steifigkeitsverbesserung von 71%. Die Untersuchung zum Einfluss der TCP-Orientierung auf die Steifigkeiten hat [Weig-08] bereits aufgezeigt. Die TCP-Orientierung hat eine direkte Änderung der Hebelverhältnisse und der im Kraftfluss liegenden Elemente zur Folge und führt daher zu einer Änderung der Steifigkeit. Diese Ergebnisse, zusammen mit denen in [Weig-08] zeigen, dass die Bearbeitung mit Orientierung des TCP in x-Richtung die höchste Steifigkeit aufweist. Der Einfluss der mechanischen Strukturelemente und der Getriebe auf die Steifigkeit wurden als Haupteinflussfaktoren identifiziert und sind gleichermaßen wirksam für die Steifigkeit des Roboters. Schwerpunkt in dieser Arbeit ist die Kompensation der in den Ergebnissen aus Abbildung 3.7 bis 3.9 untersuchten Positionsfehler, aufgrund der fehlenden TCP-Steifigkeiten.

3.1.4 Dynamische Analyse der mechanischen Struktur

Ebenso großen Einfluss wie die statischen Steifigkeiten haben die dynamischen Eigenschaften auf die Bearbeitungsgenauigkeit und -qualität bei der Roboterzerspanung, die in diesem Abschnitt untersucht werden. Voraussetzung für solche Bearbeitungsaufgaben sind hohe Verfahrgeschwindigkeiten und -beschleunigungen. Weiterhin ist mit prozessabhängi-

gen Bearbeitungskräften, welche auf die Struktur und die Robotersteuerung wirken können, zu rechnen. Hierzu dient eine experimentelle Modalanalyse. Schwingungsfähige Systeme werden dahingehend untersucht, dass die Schwingungsantworten bei definierten Anregungen des Systems darstellbar sind, um aussagekräftige Ergebnisse wie Eigenfrequenzen und Eigenvektoren zu analysieren. Die Eigenfrequenzen stellen die Strukturantwort mit erhöhter Amplitude bei einer äußeren Anregung dar. Die Eigenfrequenzen können in vier verschiedenen Formen analysiert werden: Als Amplitudenüberhöhung in der Übertragungsfunktion, als 180°-Phasensprung in der Phasendarstellung, als Amplitudenerhöhung in der Imaginärteildarstellung oder als Nulldurchgang in der Realteildarstellung. Die Eigenvektoren bzw. Eigenformen beschreiben die zu ihren Eigenfrequenzen erzeugten Strukturverformungen und deren Ausprägungsrichtung.

Die Messergebnisse werden im Frequenzgang dargestellt, welcher das Übertragungsverhalten zwischen Eingangs- und gemessenen Ausgangsgrößen eines Systems im Frequenzbereich beschreibt. Sie können sowohl als Stör- oder Führungsfrequenzgang ermittelt werden, [ScEb-04]. Letzteres gibt das Eigenverhalten des mechatronischen Systems ohne Anregung wieder. Für die Untersuchung des dynamischen Verhaltens werden die Störungen durch äußere Kräfte am TCP eingeleitet. Der Störfrequenzgang des TCP's wird aufgezeichnet, damit die Reaktion des Robotersystems auf äußere Kräfte ermittelt werden kann. Dies lässt Aussagen zur Effizienz der Antriebsregelung und der Resonanzstellen dieses Systems zu.

Für die Untersuchung des dynamischen Verhaltens werden am TCP Kräfte in Form von Frequenzsweeps auf den TCP eingeleitet. Mit Hilfe eines Shakers (Modell 4808 der Fa. Brüel & Kjaer), [BrKj-08] und einer mechanischen Ankopplung des Shakers an den TCP werden die Sweeps in Form von Sinusschwingungen mit größer werdender Frequenz in die Roboterstruktur eingeleitet. Die feste Ankopplung des Shakers durch eine Gewindestange hat auf das Systemverhalten keinen Einfluss, was messtechnisch nachgewiesen werden konnte.

Die auf die Roboterstruktur wirkenden Kräfte werden mit Hilfe eines 6-Achs-Kraft-Momenten-Sensor, [ATI-05] am Handflansch und einem weiteren 1-achsigen Kraftaufnehmer (Modell 9011A der Fa. Kistler), [Kist-08] am Einkoppelpunkt gemessen. Parallel hierzu messen ein Laservibrometer (Modell OFV-505 der Fa. Polytec), [Poly-04] in Krafteinleitungsrichtung und ein 3-achsiger Beschleunigungssensor (Modell 8692C5 der Fa. Kistler) auf Basis von PiezoBeam Beschleunigungssensoren, [Kist-08] die Position des TCP. Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 3.10 zu sehen und wurde zusammen mit dem Partnerinstitut ISW (Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen) entwickelt. Ebenso wurden die Messungen zusammen mit dem ISW durchgeführt, da ein Shaker nicht zur Verfügung stand. Die Beanspruchungen und dazugehörigen Messungen wurden für jede Achsrichtung durchgeführt, damit die entsprechenden richtungsabhängigen Eigenmoden angeregt werden. Um den Einfluss der Antriebsregler zu untersuchen, wurden die Messungen einmal mit und einmal ohne Positionsregelung der Robotersteuerung durchgeführt. Die Messung mit Regelung wurde hierbei nur in z-Richtung an einem Punkt mit Frequenzsweep-Bändern von 1 bis 50 Hz und 1 bis 500 Hz durchgeführt. Für die Messung ohne Regelung erfolgte die Krafteinleitung in alle drei Achsrichtungen und an insgesamt drei unterschiedlichen Positionen. Abgetastet wurde mit einer Frequenz von 1000 Hz. Insgesamt wurden 20 Messungen durchgeführt, wie die Messmatrix in Abbildung 3.11 zeigt, welche die Messreihenfolge beschreibt:

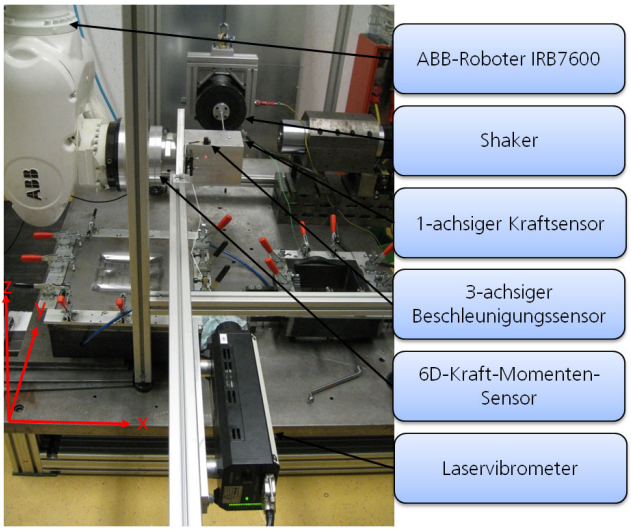


Abbildung 3.10: *Versuchsaufbau zur Vermessung der dynamischen Eigenschaften in der Arbeitsposition des Roboters im Bearbeitungs-Kubus von 500 mm³*

	P1	P1	P2	P3	Shaker-Anregung
x-Achse		9	12	13*	1-50 Hz Sweep
y-Achse		20	17	16	1-50 Hz Sweep
z-Achse	1	4	5	8	1-50 Hz Sweep
x-Achse		10	11	14*	1-500 Hz Sweep
y-Achse		19	18	15	1-500 Hz Sweep
z-Achse	2	3	6	7	1-500 Hz Sweep
	Mit Regelung	**Inaktive Regelung**	**Inaktive Regelung**	**Inaktive Regelung**	

Abbildung 3.11: *Messmatrix: In Messung 4 wird an Messpunkt P1 in z-Richtung mit inaktivem Antriebsregler und einem Sweep von 1-50 Hz angeregt; *beengte Platzverhältnisse, daher nicht messbar*

Damit das dynamische Verhalten und die Einflüsse während der Bearbeitung ermittelt werden können, wird im Arbeitsraum des 500 mm³ Kubus gemessen. Die dazu gehörigen Punkte P1, P2 und P3 sind in folgender Tabelle in Abbildung 3.12 dargestellt. Da der Messaufbau sehr raumgreifend war, konnte nur an P1 und P2 in alle drei Raumrichtungen ange-

regt bzw. gemessen werden. Zur Auswertung werden daher die vollständigen Messergebnisse der Kraft- und Positionsmessungen für P1 und P2 mit Hilfe einer Fast-Fourier-Transformation analysiert, wodurch die Signale in ihre frequenzabhängigen Bestandteile (Frequenzen) zerlegt werden. Der Störfrequenzgang – als Bode-Diagramm dargestellt – liefert die Aussage über die dominierenden und vorherrschenden Frequenzen, welche durch deutliche Peaks in der logarithmisch dargestellten Auswertung erkennbar sind.

Position	x [mm]	y [mm]	z [mm]
P1	1350	-700	600
P2	1350	-400	600
P3	1650	-700	900

Abbildung 3.12: *Positionen für die drei Messungen, siehe auch Abbildung 3.6*

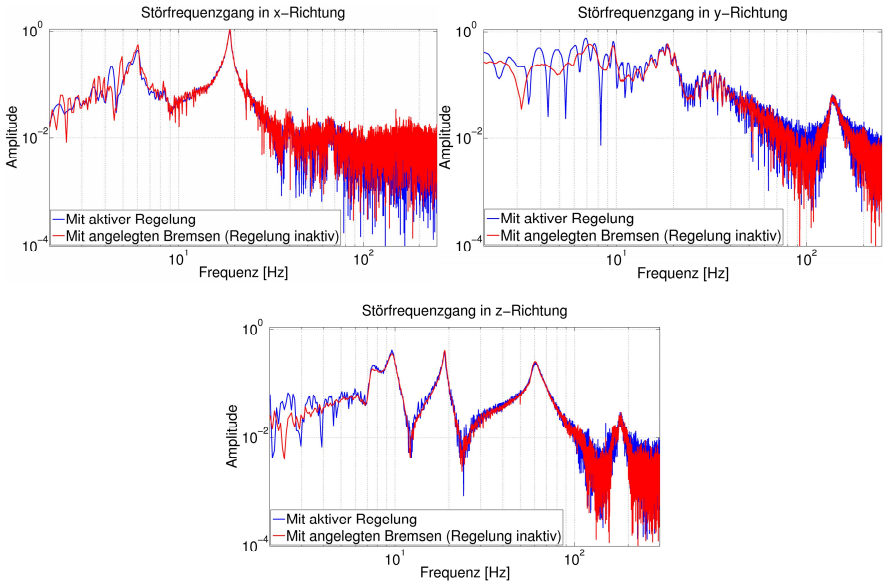


Abbildung 3.13: *Störfrequenzgang mit aktiver und inaktiver (angelegte Bremsen) Regelung bei P1 mit jeweils gleicher Beanspruchungs- und Messauswerterichtung: oben links: Beanspruchung in x-Richtung, oben rechts: in y-Richtung und unten: in z-Richtung*

Zunächst wird der Einfluss der antriebsseitigen Regler auf das dynamische Systemverhalten dargestellt. Hierzu werden bei P1 in z-Richtung die Messung 1 und 2, bzw. Messung 3 und 4 mit Sinus-Sweeps bis 500 Hz, siehe Abbildung 3.11 aufgenommen. Die maximal auftre-

tenden Kräfte liegen bei 75 N. Die Störfrequenzgänge aller Krafteinleitungsrichtungen sind in Abbildung 3.13 dargestellt. Sie zeigen die frequenzanalysierten Antworten nach Einleitung der Kräfte in x-Richtung (oben links), in y-Richtung (oben rechts) und in z-Richtung (unten). Die Frequenzen sind jeweils in den aussagekräftigen Bereichen dargestellt. Weiterhin sind Einschwingphänomene in allen Richtungen bei Frequenzen kleiner 5 Hz zu beobachten, welche nicht weitergehend analysierbar sind. Die Störfrequenzverläufe mit und ohne Regelung in Abbildung 3.13 zeigen, dass die Antriebsregler nahezu keinen Einfluss auf das dynamische Verhalten haben. Weiterhin sind in Abbildung 3.14 die Störfrequenzgänge in allen drei Raumrichtungen bei P1 und insgesamt drei identisch durchgeführten Messungen dargestellt. Die Messung in x-Richtung hat eine deutliche Eigenfrequenz bei 19 Hz, während in z-Richtung bei 9,5 Hz die erste Eigenfrequenz erkennbar ist. Weitere Frequenzen in z-Richtung sind bei 19 Hz und 61 Hz erkennbar. Die zweite in z-Richtung erkennbare Eigenfrequenz führt auf die Anregung in x-Richtung zurück. Weiterhin ist in z-Richtung bei 175 Hz die nächste Eigenfrequenz zu finden. Gemeinsam ist, dass alle drei Messungen wiederholbar auf dieselben Störfrequenzgänge führen.

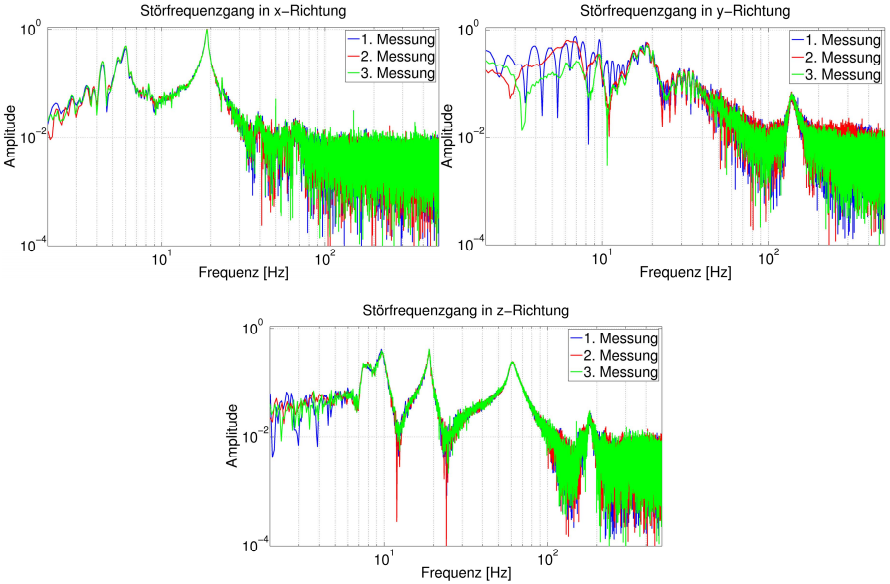


Abbildung 3.14: *Störfrequenzgang mit aktiver Regelung bei P1 und jeweils gleicher Beanspruchungs- und Messauswerterichtung: oben links: x-Richtung, oben rechts: y-Richtung und unten: z-Richtung*

Die in Abbildung 3.15 dargestellten Störfrequenzgänge zeigen die Positionseinflüsse von P1 bis P3, jeweils in x- (oben links), y- (oben rechts) und z-Richtung (unten). Die Einflüsse der Positionen im Arbeitsraum auf das Eigenverhalten des Roboters sind erkennbar, aber gering. Aus Platzgründen während der Messung sind in x-Richtung nur die Messungen bei P1 und P2 dargestellt. Sie zeigen einen ähnlichen charakteristischen Verlauf mit dominanter

Eigenfrequenz bei 19 Hz. Die Einflüsse in z-Richtung sind ebenso zwischen 9 und 9,5 Hz, 19 und 20 Hz, 59 und 63 Hz und bei etwa 175 Hz erkennbar. Letztere ist in y-Richtung ebenso vorherrschend.

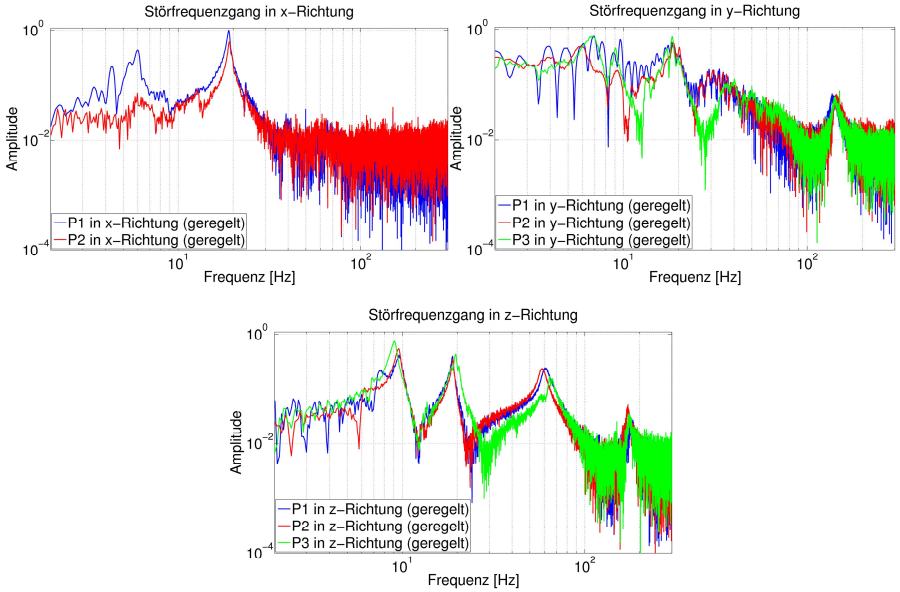


Abbildung 3.15: *Störfrequenzgang mit aktiver Regelung von P1 bis P3 und jeweils gleicher Beanspruchungs- und Messauswerterichtung zur Untersuchung der Positionsbeeinflussung: oben links: x-Richtung, oben rechts: y-Richtung und unten: z-Richtung*

Die hier analysierten Ergebnisse spiegeln auch das Steifigkeitsverhalten aus Abschnitt 3.1.3 wieder. Die höchsten Steifigkeiten bzw. höchsten Eigenfrequenzen sind in x-Richtung zu erwarten, und gleiches Verhalten stellt sich in y- bzw. z-Richtung mit niedrigeren Eigenfrequenzen ein.

Dieser Abschnitt zeigt, dass die Regelung der Antriebe nicht in der Lage ist, auf dynamische Störkräfte von 75 N zu reagieren. Die Auflösung der Resolver jedoch ist ausreichend, was in den Abschnitten 3.1.2 und 3.1.3 bereits untersucht wurde. Die Struktur- und Getriebenachgiebigkeiten sind zu groß und können daher von den Resolvern nicht erfasst werden, um diese Störeinflüsse auszuregeln. Die Störanfälligkeit in y- bzw. z-Richtung ist aufgrund der langen seriellen Kette erwartungsgemäß am höchsten mit Eigenfrequenzen von 9 und 19 Hz. Der Einfluss der Roboterpositionen im Arbeitskubus auf das Eigenverhalten ist jedoch als gering zu bewerten.

3.1.5 Untersuchungen zur Bahntreue und Positioniergenauigkeit

Während der spanenden Bearbeitung wird der IR durch eine einfache PTP-Bewegung (Point-to-Point) programmiert. Die Bahnplanung erfolgt durch die Steuerung, welche nicht weiter beeinflussbar ist. Somit ist während der Bahnfahrt und an den Anfahrpunkten mit Positionierfehlern zu rechnen. Erfahrungsgemäß sind die größten Fehler bei der Feinpositionierung der Punkte zu finden, welche zwar wiederholgenau angefahren werden, jedoch absolut gesehen mit größeren Fehlern behaftet sein können. Diese sind bei einer einfachen Abfahrt durch Programmierung des Roboters nach P1, P2, P3 und zurück zu P1 messbar und erwartungsgemäß in den Punkten am größten. In Abbildung 3.16 sind die Messergebnisse mit dem Lasertracker für die xy-Ebene zu sehen. Untersuchungen zur Bahntreue zeigen Abweichungen von bis zu 1 mm, siehe Abbildung 3.16, oben rechts. Die größten Abweichungen sind direkt bei den anzufahrenden Punkten zu sehen, die vergrößert dargestellt sind. Einflüsse auf die absolute Genauigkeit haben das Einmessen des Koordinatensystems mit dem Lasertracker und seine Grundgenauigkeit. Ersteres hat v.a. Einfluss auf die Winkelfehler der Messdaten zu den Soll-Daten, was beispielsweise zu großen Fehlern in y-Richtung bei der Fahrt von Punkt P3 nach P1 führen kann, siehe Abbildung 3.16 unten rechts. Die Positionierfehler dort waren bis zu 1,2 mm, siehe Anfahrpunkt P2 in Abbildung 3.16.

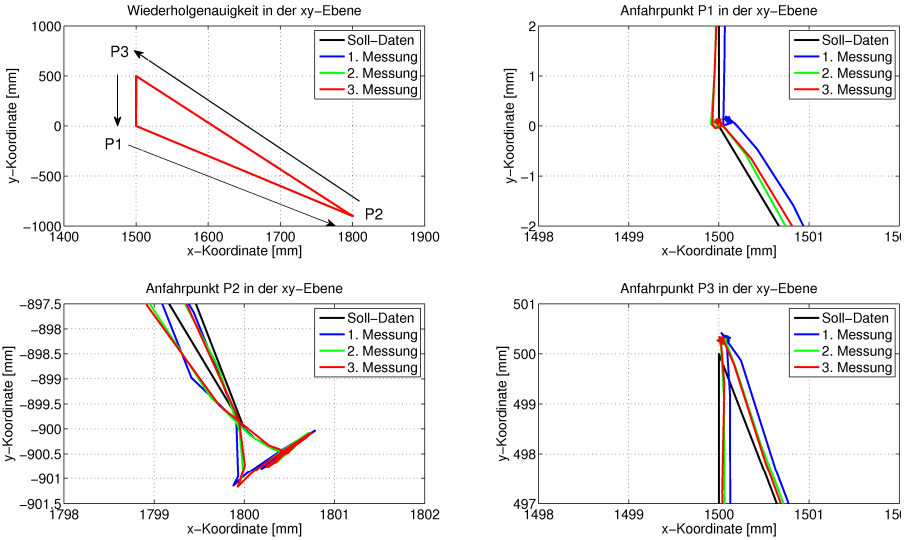


Abbildung 3.16: *Wiederholgenauigkeit der Anfahrt von drei Punkten in der xy-Ebene: oben links: Soll- und Messfahrt, oben rechts: Anfahrpunkt P1, unten links: Anfahrpunkt P2 und unten rechts: Anfahrpunkt P3*

Abbildung 3.17 zeigt, äquivalent zu Abbildung 3.16, die zugehörigen Messergebnisse in der yz-Ebene. Da in der xz-Ebene verfahren wurde, wird auf deren Darstellung verzichtet. Die Ergebnisse in der yz-Ebene zeigen, dass die Wiederholgenauigkeit hoch ist, jedoch die

absolute Anfahrpräzision bis zu 0,5 mm und die Bahngenauigkeit bis 1,2 mm abweicht, was identisch zu den Ergebnissen in Abbildung 3.16 in der xy-Ebene ist.

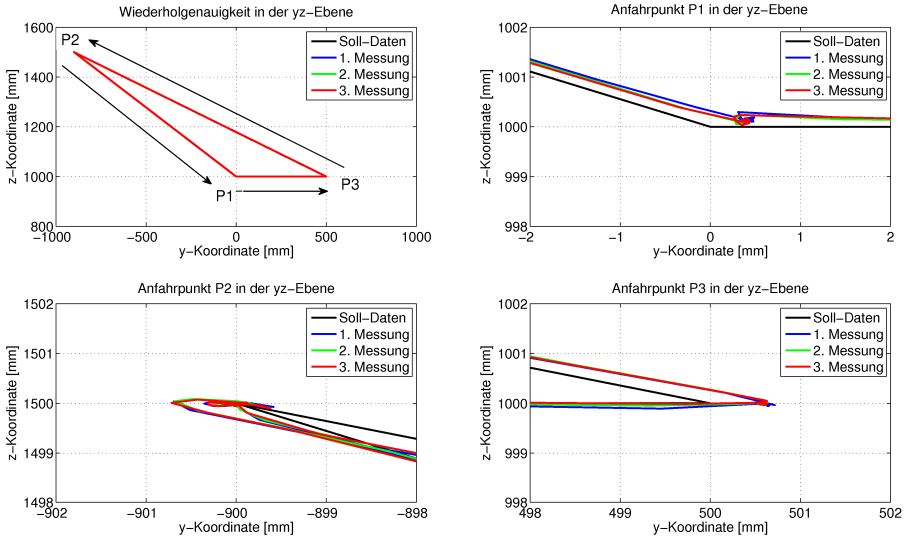


Abbildung 3.17: *Wiederholgenauigkeit der Anfahrt von drei Punkten in der yz-Ebene: oben links: Soll- und Messfahrt, oben rechts: Anfahrpunkt P1, unten links: Anfahrpunkt P2 und unten rechts: Anfahrpunkt P3*

Beide Abbildungen zeigen, dass die Bahnen linear sin, im Bereich der Anfahrpunkte aber starken Abweichungen unterliegt. Dies ist auf die Steuerungstechnik und die unzureichenden Regelungsparameter zurückzuführen, da beim Anfahren der Punkte die Soll- und Istwerte kontinuierlich zurückgeführt werden, um den aktuellen Punkt nachzuregeln. Es führt u.a. dazu, dass die angefahrenen Eckpunkte zunächst von außen umkreist und langsam nach und nach erst angefahren werden können. Eine kontinuierlichere steuerungstechnische Abfrage zwischen Ist- und Sollwerten wäre hier wünschenswert. Um den Einfluss der Bahntreue auf die Bearbeitung zu untersuchen, werden Zerspanungsversuche mit dem Roboter durchgeführt und im folgenden Abschnitt diskutiert.

3.2 Prozessanalyse zerspanender Vorversuche

Nach grundlegenden Voruntersuchungen zur Statik, Dynamik und Bahntreue eines IR werden in diesem Abschnitt der Einfluss der Zerspanung mit IR auf ihn selbst und die erreichbaren Genauigkeiten untersucht.

3.2.1 Bearbeitung durch Bohren und Fräsen

Die Bearbeitungsqualität von Werkstücken für potentielle Bearbeitungsaufgaben soll Aufschluss über momentane Möglichkeiten der Roboterbearbeitung geben und aufgrund der erreichten Genauigkeiten und Fehler das Potenzial eines Fräsroboters aufzeigen. Hierzu wird zunächst das Werkstück durch den Roboter geführt und die Bearbeitungsspindel fest auf einem Bearbeitungstisch fixiert. Die Zerspanungsversuche sollen zum einen zur Ermittlung der Grenzen des Roboters und zum anderen zum Nachweis oben genannter Erkenntnisse zur Bahntreue dienen. Hierzu werden Bohrungen und Fräsbahnen in die Werkstücke eingebracht.

3.2.2 Versuchsdurchführung

Zur Datenaufnahme wurde eine Roboterflanschverbindung konstruiert, die es ermöglicht, über einen manuellen Werkzeugwechsler Versuchsblöcke aufzunehmen. Weiterhin ist ein 6-achsiger Kraft-Momenten-Sensor von [ATI-05] in den Kraftfluss zwischen Versuchswerkstück und Roboterflansch zur Erfassung der Prozesskräfte integriert. Abbildung 3.18 zeigt die Konstruktion dieses Flansches und die Konstellation des ABB-IRB7600-Roboters für die Vorversuche. Für die Versuche wurde eine WZM-Spindel vom Typ MFW-1424 mit automatischem Werkzeugwechselsystem und SK40-Aufnahme der Fa. Fischer AG [Fisc-09] mit einer Drehzahl bis 24.000 U/min und 22 kW Leistungsaufnahme eingesetzt.

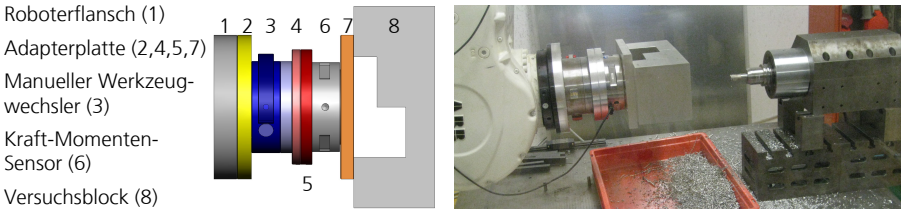


Abbildung 3.18: *Links: Konstruktion der Roboterflansch-Anbindung mit KMS; rechts: Aufbau und Fräskonstellation für die Zerspanungsversuche*

Zur Ausrichtung des Roboter-KS (Koordinatensystem) wurde eine Messuhr mit 1/100 mm Genauigkeit in der SK40-Aufnahme (Steilkegel-Aufnahme) befestigt, damit die für das Roboter-KS benötigten Punkte möglichst genau auf die Spindel und damit die Bearbeitung ausgerichtet werden können. Für die Versuche zur Untersuchung der Robotereigenschaften wurde ein Spiralbohrer mit Durchmesser 10 mm und ein Schaftfräser, bestückt mit drei Wendeschneidplatten und einem Durchmesser von 20 mm, eingesetzt. Es wurden verschiedene Bohrungen eingebracht. Die Sackloch-Bohrungen wurden 70 mm tief, die Durchgangs-Bohrungen 50 mm tief eingebracht. Zum Entspanen wurde jeweils zyklisch in 1 mm-Schritten mit einer Zustellgeschwindigkeit von 1,25 mm/s zu- und zurückgestellt. Die Fräsbahnen wurden in y- und z-Richtung durch Gleichlauf- und Gegenlauffräsen eingebracht. Weiterhin wurde jeweils bei einer Drehzahl von 2.000 U/min, einer x-Zustellung von 1 mm und einer Verfahrgeschwindigkeit von 1,5 mm/s eine zusätzlich 45°-Bahn in der yz-Ebene eingebracht, um das Zusammenspiel zweier Verfahrrichtungen zu untersuchen.

Abbildung 3.19 zeigt die Bohr- und der Fräsversuche in $AlMg_{3,5}$. Im Anschluss an diesen Versuch wurden Parameterstudien mit den oben genannten Werkzeugen zur Analyse der Grenzen des Roboters durchgeführt. Ziel war es, ein optimales Verhältnis zwischen Drehzahl und Vorschub einzustellen, wie es für WZM aus Tabellenwerken der Werkzeughersteller entnommen werden kann. Angefangen bei niedrigen WZM-spezifischen Drehzahlen und geringen Vorschubgeschwindigkeiten wurden diese gemeinsam mit Fachleuten der Zerspanung nach und nach gesteigert.

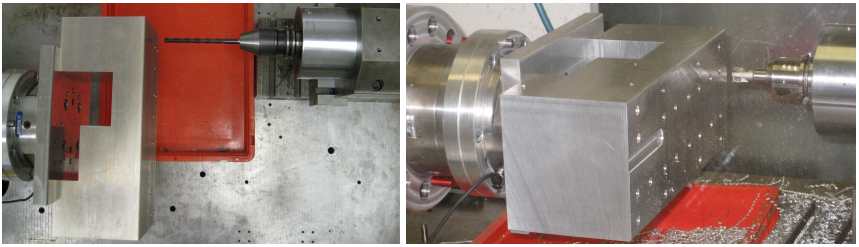


Abbildung 3.19: *Links: Einbringen der Bohrungen; rechts: Einbringen der Fräsbahnen*

Bei 8.000 U/min, einem Vorschub von 20 mm/s, einer Bohrungslänge von 20 mm (einmaliges Entspanen bei der halben Bohrungstiefe) und einem kurzen Bohrwerkzeug wird nach Meinung der Fachleute ein Optimum erreicht. Beim Fräsen wird bei gleicher Drehzahl von 8.000 U/min, 1 mm Zustellung und einer Vorschubgeschwindigkeit von 80 mm/s ein optimales Ergebnis erzielt. Die Ergebnisse der Bohr- und Fräsversuche und der Parameterstudien sind in Abbildung 3.20 zu sehen. Die Parameteroptimierung mit den Bohrungen 1 und 2 und die Fräsbahnen 1 und 2 wurden vermessen. Die erzielten Parameter entsprechen typischen Zerspanungsbedingungen für WZM.

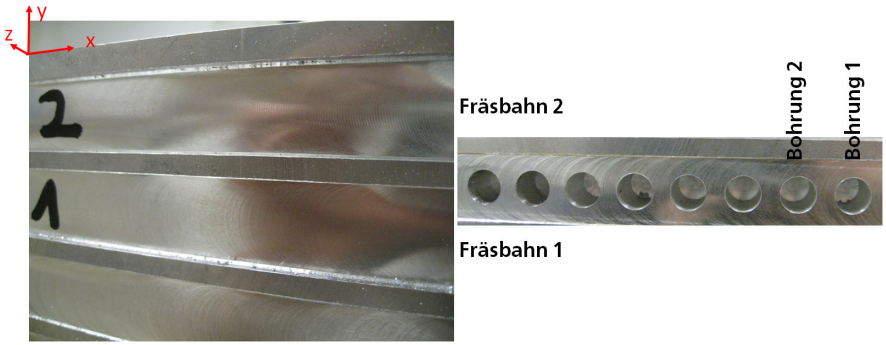


Abbildung 3.20: *Links: Versuch zur Ermittlung der Genauigkeiten durch Fräsen; rechts: Studien zur Parameteroptimierung beim Bohren*

Die während der Bearbeitungsprozesse gemessenen Prozesskräfte spiegeln die im späteren Abschnitt 4.2.4 berechneten Werte wieder und werden im Folgenden standardmäßig über

die formalen Berechnungsmethoden hergeleitet, welche ebenso im späteren Abschnitt der Systemauslegung detaillierter erläutert werden.

3.2.3 Auswertung der Prozessuntersuchungen

Die Bohrungen wurden auf einem KMG in 7 Ebenen und 35 Messpunkten pro Ebene vermessen. Der gemittelte Durchmesserfehler bei der ersten Bohrung beträgt 10 µm und ist damit größer als der Nominaldurchmesser von 10 mm. Bei der zweiten Bohrung ist er um 2 µm zu klein. Dies ist zurückzuführen auf den Prozess ohne Entspanen und auf das gegenüber dem Spiralbohrer kürzere Werkzeug, welches hierfür eingesetzt wurde. Weiterhin kann beobachtet werden, dass der Winkelfehler – als vektorielle Addition der x- und y-Fehler bezüglich der z-Achse – bei 0,188 ° für die erste Bohrung bzw. 0,267 ° für die zweite Bohrung gegenüber der mit dem Roboter eingemessenen Oberfläche liegt. Untersucht man den relative Abstand zwischen Bohrung 1 und 2, so liegt die Positionsabweichung bei 0,1 mm in x- bzw. 0,05 mm in y-Richtung, was wiederum auf die mangelnde Positioniertreue des Roboters zurückgeführt werden kann.

Untersucht man die Fräsbahnen 1 und 2, so sind deutliche Fehler erkennbar. Abbildung 3.21 zeigt die Vermessungsergebnisse beider Fräsbahnen mit dem KMG. In jeder Fräsbahn wurden zwei Bahnen gemessen, welche im Diagramm dargestellt sind. Die Gleichheit beider Bahnen weist auf eine gute Ebenheit hin. Das KS, in dem gemessen wurde, wurde anhand derselben Punkte wie beim Einrichten des Roboter-KS eingemessen. Ein Trend in der Roboterbewegung ist erkennbar. Erfahrungsgemäß liegt dies zum einen an der Ungenauigkeit des Roboters, zum anderen daran, dass es aufgrund der Absolutgenauigkeit des IR nahezu unmöglich ist, das KS, in dem programmiert wird, genau einzumessen. Die Bahntreue des IR kommt hier als Fehlereinflussmöglichkeit noch hinzu. Der maximal gemessene Fehler liegt bei 0,53 mm für Fräsbahn 1 und 0,56 mm für Fräsbahn 2. Handmessungen zeigen Werte zwischen 0,35 mm und 0,42 mm, wenn man die Höhen für das Einmessen des Roboter-KS und die Höhen der Fräsbahnen vergleicht. Abzüglich des Trends ist in den jeweils unteren Diagrammen in Abbildung 3.21 das Oberflächenprofil zu erkennen, dessen Fehler bei etwa 0,15 mm liegt.

Eine weitere Betrachtung, die die Bahntreue und Schwingungsanfälligkeit des Roboters durch den Prozess widerspiegelt, ist die Vermessung der Fräsflanken. Die Vermessungsergebnisse sind in Abbildung 3.22 dargestellt. Sie zeigen jeweils die Vermessung beider Flanken, welche im Trend ähnlich sind. Die Darstellung abzüglich des Trends ist zu jeder Bahn jeweils in den unteren Diagrammen abgebildet. Diese zeigen das Oberflächenprofil der Flanken, welche maßgeblich durch die Schwingungsanregung des Roboters während des Fräsprozesses verursacht werden. Diese Bandbreite liegt für beide Fräsbahnen zwischen 0,27 mm und 0,34 mm. Vergleicht man diese Ergebnisse der Flankenvermessung mit denen in [Advo-07] und [Weig-08], sind die hier erreichten Ergebnisse bereits sehr gut und die Fehler mit dem Auge kaum erkennbar. Demgegenüber sind in [Advo-07] und [Weig-08] bei den Fräsbahnen niederfrequente Einflüsse bereits mit dem Auge deutlich erkennbar, was auf höhere Fehlerbandbreiten hindeutet. Da diese nicht gemessen wurden, sind die Amplituden der Welligkeit näherungsweise als 20-prozentige Abweichung zur statischen Werkzeugabdrängung der Ist- zur Sollbahn angegeben. Der statische Versatz betrug dort bis 1 mm, was eine große Welligkeit zur Folge hat.

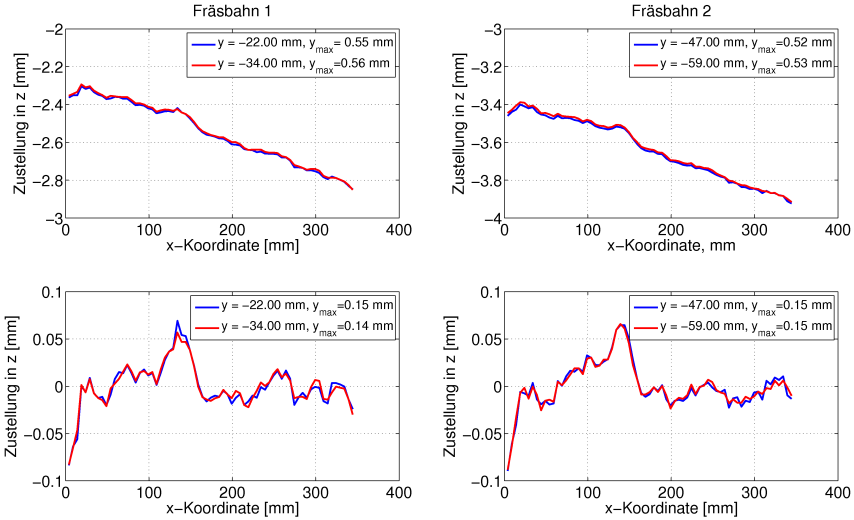


Abbildung 3.21: *Links: Fräsbahn 1, oben im KMG-KS und unten abzüglich Trend; rechts: Fräsbahn 2, oben im KMG-KS und unten abzüglich Trend*

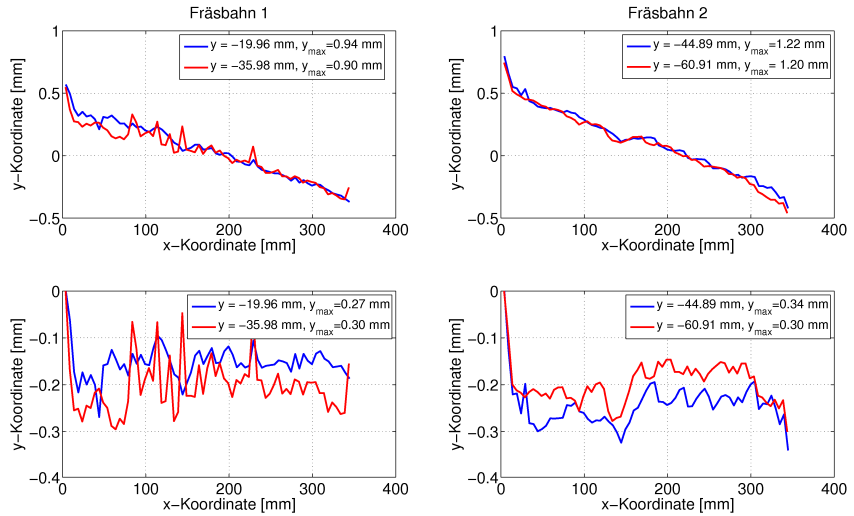


Abbildung 3.22: *Links: Fräsflanken der Fräsbahn 1 oben im KMG-KS beidseitig und unten abzüglich Trend; rechts: Fräsflanken der Fräsbahn 2 oben im KMG-KS beidseitig und unten abzüglich Trend*

3.3 Betrachtung der Anforderungen an ein Robotersystem für die spanende Bearbeitung

Um die Fehler, die bei der spanenden Bearbeitung mit Robotern auftreten, zu kompensieren, werden die vorhergehenden Untersuchungen zur Ableitung eines Kompensationsverfahrens verwendet. Als Folgerung daraus ergeben sich verschiedene Aspekte, die nachfolgend zusammengefasst werden.

Die statischen Untersuchungen der Steifigkeit haben gezeigt, dass IR anders als Werkzeugmaschinen nicht steif genug sind, um Bearbeitungskräfte aus dem Prozess abzufangen. Die Steifigkeit hängt stark von der Position im Arbeitsraum und von der Achskonstellation des IR ab. Die dadurch im Prozess auftretenden Verschiebungen müssen kompensiert werden, damit ungewünschte Werkzeug- bzw. Werkstückverlagerungen während der Bearbeitung nicht auftreten und die geforderten Bearbeitungsgenauigkeiten erreicht werden.

Weiterhin hat die Untersuchung der minimalen Schrittweite offenbart, dass eine steuerungstechnische Auflösung kleiner ±0,03 mm nicht möglich ist. Um höhere Auflösungen und Genauigkeiten mit einem IR erzielen zu können, muss die steuerungstechnische Auflösung verkleinert werden, z.B. durch eine CNC-Steuerung, weiterentwickelte Werkzeuge bzw. intelligente Werkstückträger. Die Entwicklung einer CNC-Steuerung wird parallel zum Schwerpunkt dieser Arbeit – der Entwicklung eines Systems zur Fehlerkompensation – betrieben, in dieser Arbeit aber noch nicht integriert.

Die Untersuchung der Dynamik zeigt, dass die Eigenfrequenzen viel niedriger sind als werkzeugmaschinentypische Eigenfrequenzen und wie schon bei den Steifigkeitsanalysen ein dazu korrelierender leichter Positionseinfluss auf die Eigenfrequenzen im Arbeitsraum vorliegt. Die Ergebnisse haben gezeigt, dass die ersten Eigenfrequenzen bei 9 und 19 Hz liegen.

Die Untersuchungen der Bahntreue und der Positioniergenauigkeit haben weitere steuerungstechnische Defizite hervorgebracht. Diese haben bestätigt, dass die Wiederholgenauigkeit eines IR zwar gut, seine Absolutgenauigkeit aber eine Abweichung bis 0,5 mm aufweist. Die sich anschließenden Untersuchungen hinsichtlich der Prozessfähigkeit haben diese deutlichen Mängel jedoch nicht aufgewiesen. Die Positioniergenauigkeit beim Bohren beträgt etwa 0,1 mm, während jedoch bei den Fräsfahrten Driftbewegungen zu erkennen sind, die nicht allein auf eine ungenaue Einmessung des IR-KS zurückzuführen sind. Als Haupteinfluss konnte die statische Steifigkeit identifiziert werden, welche die fehlende Bahntreue während des Fräsens erzeugt. Schwingungen sind während dieser Fräsuntersuchung nicht erkennbar aufgetreten und messtechnisch nicht erfasst worden. Die Ergebnisse weisen somit darauf hin, dass die hochgenaue spanende Bearbeitung mit IR möglich ist.

3.4 Anforderung an die Fehlerkompensation von Industrieroboter und das Gesamtsystem

Die aus diesem Kapitel gewonnenen Erkenntnisse sind Grundlage für die methodische Entwicklung einer Komponente zur Genauigkeitssteigerung von IR. Folgende Anforderungen

und Randbedingungen werden für die in Kapitel 4 und 5 aufgezeigte Umsetzung betrachtet:

1. Die Fehlerkompensation bezieht sich auf Vertikalknickarmroboter. Die eingesetzten Methoden sollen industriell einsetzbar sein und von der Industrie akzeptiert werden. Kostentechnisch soll sie in einem wirtschaftlich rentablen Rahmen bleiben und unter denen von Standard-WZM liegen, damit sich Fräsroboter gegenüber Werkzeugmaschinen lohnen und eine zukünftige Umsetzbarkeit gegeben ist.

2. Eine Neukonstruktion von IR wird ausgeschlossen, da mit Verfolgung des Ziels der Steifigkeitssteigerung die Neukonstruktion in Richtung einer steifen WZM tendieren würde. Dies wäre zum einen eine große Herausforderung hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit, da neue Produkte erst mit steigender Stückzahl rentabel werden. Zum anderen könnte man dazu neigen, Achsen durch zusätzliche Versteifungen und Verstrebungen so steif auszulegen, dass die Freiheitsgrade und der Arbeitsraum beschnitten werden und somit der IR seine Flexibilität verlieren würde. Diese vorteilhaften Eigenschaften sollen jedoch ausdrücklich erhalten bleiben. Weiterhin soll der Vorteil vorhandender kostengünstiger IR ausgenutzt werden.

3. Die Erhöhung der Steifigkeiten von IR soll nicht als direktes Ziel in dieser Arbeit verfolgt werden. Vielmehr liegt der Fokus auf der Kompensation der Werkzeug- bzw. Werkstückabdrängungen während der Bearbeitungsprozesse, welche durch die niedrigen Steifigkeiten hervorgerufenen werden. Dieser Fehler soll direkt kompensiert werden, was wiederum ebenso die mangelnde Steifigkeit kompensiert. Zahlreiche Forschungsaktivitäten haben gezeigt, dass durch Roboterkalibrierung bzw. thermische Kompensation aber unter Vernachlässigung äußerer Prozesskräfte Genauigkeiten im Bereich bis 0,2 mm möglich sind. Roboterbasierte Bearbeitungsprozesse mit auftretenden Prozesskräften sind bisher mit Genauigkeiten bis 0,1 mm bekannt.

4. Die Genauigkeitssteigerung bezieht sich auf den in diesem Kapitel festgelegten Arbeitsraum und die zu bearbeitenden Werkstücke aus $AlMg_{3,5}$.

5. Der Einfluss von Schwingungen durch den IR soll bis Frequenzen von 20 Hz berücksichtigt werden können, damit sowohl statische als auch dynamische Kompensationen ermöglicht werden. Darüber liegende Frequenzen können durch aktive Regelung von Zusatzaktoriken mit bewegten Massen nicht sinnvoll ausgeglichen werden, [PuMe-10b]. Strategisch wird die Schwingungskompensation niederfrequenter (<1 Hz) und höher frequenter (≥1 Hz) Schwingungen verfolgt. Damit kann eine Aufteilung großer und niederfrequenter Fehlerwege durch den IR und kleiner und höherfrequenter Fehlerwege (dynamische Fehler) durch eine schnelle Ausgleichsaktorik erfolgen.

6. Steuerungs- und regelungstechnische Möglichkeiten, die den IR betreffen, wie z.B. eine CNC-Steuerung sind als Ziel zur Erhöhung der steuerungstechnischen Auflösung angedacht und für die NC-Code-Abarbeitung wichtig. Für die direkte Fehlerkompensation sind sie jedoch nicht von Bedeutung und werden daher in dieser Arbeit nicht berücksichtigt.

7. Die aus dem Stand der Technik bekannten Ansätze zur Steigerung der Absolutgenauigkeit wie Kalibrierung, Temperaturkompensation, die Integration von Roboter- und Prozessmodellen sowie abtriebsseitige Messsysteme für eine optimierte Roboterregelung haben keinen direkten Einfluss auf den Fehlerkompensationsmechanismus und werden daher nicht genutzt.

8. Der Roboter soll sowohl das Handling als auch die Bearbeitung übernehmen können. Prinzipiell ist die Bearbeitung mit roboterseitiger Spindel möglich, wird aber nicht berücksichtigt. Auch weitere Formen mit automatisierten roboterseitigen Wechseleinheiten, wie in Abbildung 3.23 dargestellt, sind denkbar. Für das zu entwickelnde System wird die Konstellation in Abbildung 3.23b) weiterverfolgt, da diese Konstellation gegenüber den anderen gleichzeitig das Handling und die Bearbeitung von Werkstücken durchführen kann, ohne dass zeitkritische Wechselzeiten zwischen Spindel und Werkstückträger auftreten. Weiterhin kann durch dieses Bearbeitungskonzept gegenüber automatisierten WZM-Fertigungsstraßen auf die kostenintensiven WZM verzichtet werden, sofern die Genauigkeit mit einem roboterbasierten System erreicht wird.

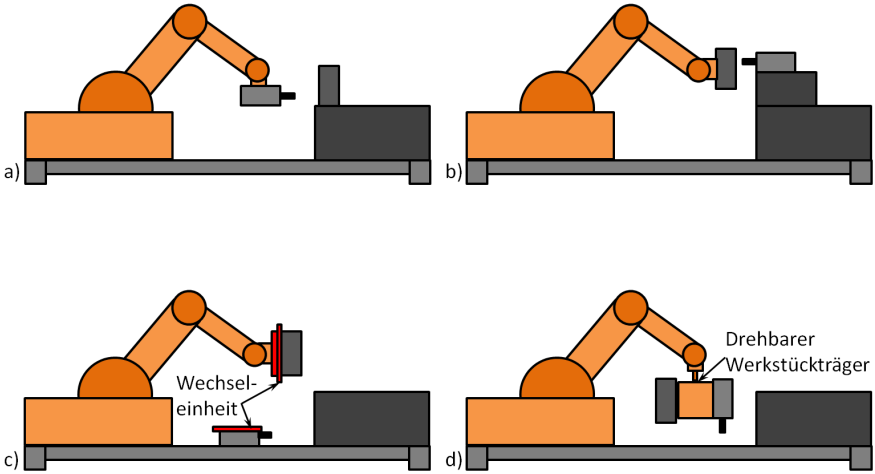


Abbildung 3.23: *Konzepte für die Bearbeitung mit Fräsroboter: a) Spindel am IR (kein Handling der Werkstücke möglich); b) Roboter führt Werkstück; c) Spindel am Roboter, jedoch mit Wechsler für die Werkstückhandhabung; d) Spindel am Roboter mit integriertem drehbaren Werkstückhandling*

9. Die Bearbeitungsgenauigkeit soll nach 3.1.1 hinsichtlich den zu erreichenden Bauteilgenauigkeiten und den daraus abgeleiteten Genauigkeiten eines Robotersystems aufgeteilt werden. Ziel für die Winkeltreue ist ±0,15 ‘, für die Positionstreue ±(0,03-0,05) mm bzw. für die Form- und Lagetoleranz ±0,01 mm, siehe Abbildung 3.3.

10. Der Fehlerausgleichsweg soll für Hübe von mindestens 0,5 mm pro Achse möglich sein. Zur Sicherstellung der späteren Auslegung soll ein Sicherheitsfaktor von 10% berücksichtigt werden.

11. Die statische Traglast einer zu generierenden translatorischen 3D-Ausgleichsaktorik soll mindestens 10 kg betragen, um genaue Bearbeitungsspindeln auf ihr platzieren zu können.

12. Das Messsystem der aktuellen Roboterpositionen, siehe Abbildung 3.25, soll während der Bearbeitung die Ist-Positionen des Roboters messen. Die Anforderungen hinsichtlich der Messgenauigkeit und Abtastrate sind sehr hoch. Markterhältliche Systeme sind bisher noch nicht verfügbar. Die Entwicklung eines geeigneten Messsystems ist nicht Bestandteil dieser Arbeit und wird in weiteren Arbeiten durchgeführt.

3.5 Prinzipielle Bearbeitungskonzepte und Bewertung

Die in den vorangehenden Abschnitten dargestellten Anforderungen und Ableitungen ermöglichen zwei Konzepte mit echtzeitfähigem Fehlerausgleich:

1. Werkstückführender Standard-IR mit einer zusätzlichen schnellen Kompensationkinematik, auf der die Spindel platziert ist.

2. Werkstückführender Standard-IR mit magnetgelagerter Spindel, welche kleine Fehler bis 100 µm ausgleichen kann.

Die Konzepte sind in Abbildung 3.24 gezeigt. Eine durchgeführte Nutzwertanalyse beider Konzepte favorisiert Konzept 1. Maßgeblich dafür entscheidend sind die folgenden Eigenschaften: Markterhältliche, magnetgelagerte Spindeln (Konzept 2), welche einen x- und y-Ausgleich durchführen könnten, sind bis 100 µm Hub erhältlich, was für eine Fehlerkompensation eines Standard-IR zu gering ist. Eine Neuentwicklung magnetgelagerter Spindeln mit größeren Hüben ist durch die Steuerungselektronik begrenzt. Damit wird das Konzept 1 in den weiteren Kapiteln der Konzeption und Realisierung verfolgt. Das in Abbildung 3.25 gezeigte Gesamtkonzept mit der Integration einer 3D-Ausgleichsaktorik zur Fehlerkompensation verdeutlicht das favorisierte Konzept.

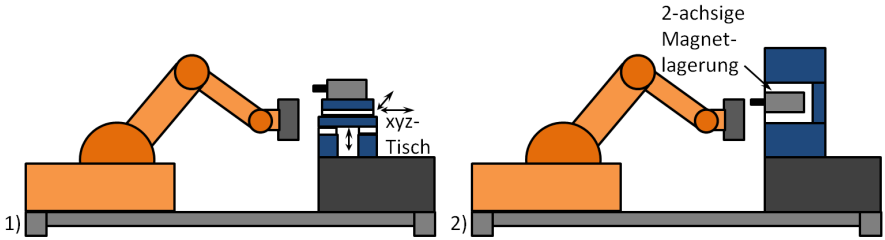


Abbildung 3.24: *Prinzipielle Bearbeitungskonzepte*

Das favorisierte Konzept zeigt den werkstückführenden Roboter. Die Position des Roboters wird dabei permanent gemessen und mit den Soll-Positionen aus der Steuerung verglichen. Die Differenz zwischen beiden Positionen wird mit Hilfe der Ausgleichsaktorik ausgeglichen. Um die hochgenaue Bearbeitung zu ermöglichen ist die Spindel auf der Ausgleichsaktorik montiert. Die Ausgleichsaktorik soll den berechneten Fehler in drei translatorischen Richtungen mit Hilfe einer Regelung ausgeglichen. Hierzu muss die gestellte Position der Ausgleichsaktorik gemessen und im geschlossenen Regelkreis zurückgeführt werden.

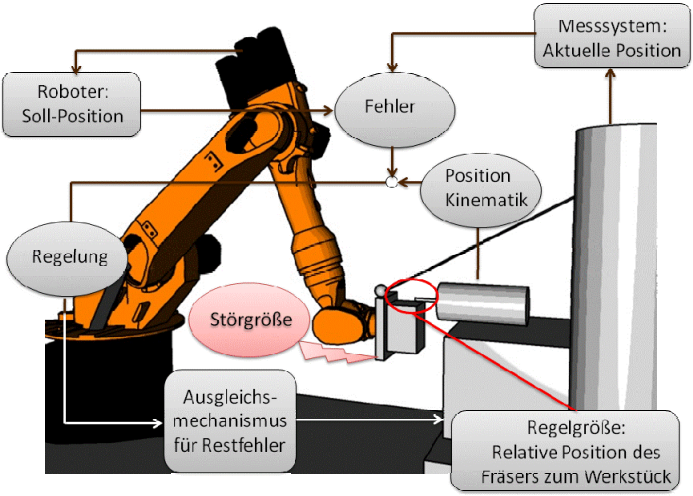


Abbildung 3.25: *Gesamtkonzept für die Entwicklung einer Ausgleichsaktorik*

4 Elektromechanische Konzeption und Entwicklung einer 3D-Ausgleichskinematik

Aus der vorangehenden Analyse sind die Anforderungen an eine echtzeitfähige Fehlerkompensation erarbeitet worden, um hochgenaue Bearbeitungsprozesse mit IR zu ermöglichen. Um eine aktive Ausgleichsaktorik zu konzipieren, ist eine Auswahl und Bewertung des einzusetzenden Aktortyps mit der dazugehörigen Kinematik nötig. Die VDI-Richtlinie 2206 [VDI-2206] beschreibt die methodische Entwicklung mechatronischer Systeme. Anhand dieser Richtlinie und der vorhergehenden Aktor- und Kinematikauswahl wird methodisch die Vorgehensweise beschrieben und eine 1D-Ausgleichsaktorik entwickelt und deren Funktionalitäten verifiziert. Diese Erkenntnisse dienen zur Konzeption und Entwicklung einer 3D-Ausgleichsaktorik. Zunächst erfolgt die Auslegung anhand entwickelter mechanischer Ersatzmodelle für die einzelnen Achsen. Im Anschluss werden durch die iterative und simulative Auslegung die für die hochgenaue Bearbeitung notwendigen Kompensationswege verifiziert. Abschließend werden die simulativ gewonnenen Erkenntnisse mit dem realen Verhalten der aufgebauten 3D-Ausgleichsaktorik verglichen.

4.1 Systematische und methodische Vorgehensweise im Entwicklungsprozess

In diesem Abschnitt wird die systematische Vorgehensweise zur Entwicklung einer Ausgleichsaktorik dargestellt. Sie beinhaltet die Auswahl eines Aktuators und einer dazugehörigen Kinematik, bevor im Weiteren die Vorgehensweise im Entwicklungsprozess methodisch anhand [VDI-2206] dargestellt wird.

4.1.1 Anforderungen, Gegenüberstellung und Auswahl von Aktoren

Um die Anforderungen aus dem vorangegangenen Kapitel zu erfüllen, kommen folgende in Abbildung 4.1 zusammengefasste Aktortypen in Frage. Es handelt sich um die Aktuationsprinzipien des Piezo-Aktors, eines Linear-Direktantriebs und eines Schrittmotors. Ihre Eigenschaften sind in dieser Tabelle zusammengestellt. Ein Servoantrieb wird hier aufgrund der Größe nicht betrachtet.

Die in Abbildung 4.2 durchgeführte Bewertung wurde durch weiche Bewertungskriterien ergänzt und führt zur Auswahl des Piezo-Aktors als Aktuationsprinzip für die in dieser Arbeit zu entwickelnde 3D-Ausgleichsaktorik. Dies liegt zum einen an den sehr guten Funktionalitäten des Aktortyps, aber auch an der konstruktiven Integrationsfähigkeit und den im anschließenden Betrieb hervorragenden Eigenschaften hinsichtlich Wartung und Spielfreiheit. Der Schrittmotor liegt in der Bewertung nur knapp dahinter, dagegen kommt der Einsatz eines Linear-Direktantriebes nicht in Frage.

Die von den Aktorherstellern angebotenen Piezo-Aktoren werden z.B. als gekapselte und vorgespannte Aktoren angeboten. Die Kapselung ermöglicht die interne Vorspannung der Aktoren, damit Zugbelastungen bis zur Höhe der Vorspannung ertragen werden können und sich dadurch für den Einsatz der Schwingungskompensation besonders eignen.

Eigenschaft	Piezo-Aktor P225K013 [PI-08]	Linear-Direktantrieb AL2845 [Beck-09]	Schrittmotor AG1000+PM52 an AS1050 [Beck-09]
Stellkraft bzw. -moment	30 kN	6,75 kN	4 Nm
Präzision	< 1 µm	100 µm	2,16' oder 10.000 Schritte pro U.
Masse	1,9 kg	28,5 kg	1,0 kg
Anregungsfrequenz	2,8 kHz	< 0,5 kHz	0,8 kHz
Stellbeschleunigung	< 10.000 g	< 30 g	< 1 g
Stellgeschwindigkeit	> 100 m/s	6 m/s	200 Hz
Bauraum	393 cm^3	4879 cm^3	363 cm^3

Abbildung 4.1: *Zusammenstellung möglicher Aktortypen*

Eigenschaft	Piezo-Aktor	Linear-Direktantrieb	Schrittmotor
Stellkraft bzw. -moment	1	0	2
Präzision	2	0	2
Masse	1	0	2
Anregungsfrequenz	2	1	1
Stellbeschleunigung	2	1	0
Stellgeschwindigkeit	2	1	1
Bauraum	2	0	2
Spielfreiheit	2	2	0
Wartung	2	2	1
Wärmeentwicklung	2	1	1
Integrationfähigkeit	2	0	1
Kosten	1	1	2
Bewertung:	**21**	**9**	**15**

Abbildung 4.2: *Bewertung der aus Abbildung 4.1 dargestellten Aktoren: (Kriterien: 0 = schlecht, 1 = gut, 2 = sehr gut)*

Der Einbau für einen sicheren Betrieb erfordert aber die Beachtung einiger Regeln, wie z.B.:

- Vermeidung von Torsions-, Scher- und Biegemomenten; diese Belastungen können z.B. durch ein Kugelkopfstück gelöst werden,
- Vermeidung von Zugbelastungen, welche größer als die Vorspannung sind,
- Schutz vor Schockbelastungen,
- Schutz vor Überhitzung.

Weiterhin muss im dynamischen Betrieb die Verformung der Umgebung berücksichtigt werden. Es können schwer zu berechnende Reibphänomene entstehen. Durch den Einsatz eines Kugelkopfstücks mit 1-Punktauflage (Kugel gegen Fläche) können diese jedoch weitestgehend ausgeschlossen werden. Da Piezo-Keramiken nur kleine Stellwege generieren, sind die erreichbaren Hübe von Piezo-Keramiken begrenzt. Im Stand der Technik in Abschnitt 2.5 wurde der Stapel-Aktor genannt, welcher aus einem Stapel von Keramikscheiben besteht, getrennt durch dünne Metallelektroden. Dieser hat gegenüber anderen Bauweisen die Vorteile hoher Kräfte und die durch die Stapelung verbundene Vergrößerung des Weges. Standardmäßig und wirtschaftlich rentabel sind Stapel-Aktoren nur in Bereichen bis 200 µm. Darüber werden diese extrem lang, groß im Durchmesser und sind dynamisch von der Leistungselektronik begrenzt. Weiterhin bleiben sie lediglich bis zu einem Länge/Durchmesserverhältnis von 12:1 mechanisch stabil, was für Anwendungen mit größeren Stellwegen mechanische Übersetzungen erfordert, [PI-08].

Ein für den Einsatz in Ausgleichskinematiken und die Zerspanung in Frage kommender Piezo-Aktor ist in Abbildung 4.3 dargestellt.



Abbildung 4.3: *Gewählter Piezo-Aktor P225K008 der Fa. PI mit balligem Kugelkopfstück, [PI-08]*

Dieser Aktor (Stapel-Aktor, der Einfachheit halber Piezo-Aktor genannt) hat ein optimales Verhältnis von Stellweg zu Aktorkraft, [PI-08]. Mit einem Stellweg von 180 µm und einer Blockierkraft von 12,5 kN erfüllt er durch die konstruktive Vorspannung von 2 kN die Anforderung, auch Zugkräfte bis zur Höhe dieser Vorspannung zu kompensieren. Daher wird

der Aktor mit oben genanntem Hub und einer Länge von etwa 200 mm für die elektromechanische Auslegung der 1D-Piezo-Ausgleichsachse gewählt, welche dazu dient, den Fehlerausgleich durch diese Form der Ausgleichskinematik zu ermöglichen.

4.1.2 Anforderung und Auswahl der Kinematik

Als Aktortyp hat sich der Piezo-Aktor herauskristallisiert. Die Auswahl einer geeigneten Kinematik ermöglicht die Vergrößerung des Aktorstellwegs von 180 µm auf über 500 µm, siehe Abschnitt 3.3. Da Piezo-Aktoren Übertragungsglieder sind und keine Führungs- oder Haltefunktionen übernehmen, werden weitere Elemente für diese Funktion benötigt, so genannte Festkörpergelenke (FKG). Mit Hilfe von Getriebeübersetzungen, welche durch FKG nachgebildet werden können, lassen sich die Stellwege der Piezo-Aktoren vergrößern.

Eine vorherige Analyse weiterer Übertragungsglieder, wie z.B. Profilschienen-, Flachkäfig-, Kugel- oder Wellenführungen hat hinsichtlich der erreichbaren Präzision zum Ausschluss dieser Übertragungsglieder geführt, da diese bei FKG deutlich höher ist. Dies wird auch durch den Stand der Technik in Abschnitt 2.6 belegt.

Die maximale statische und dynamische Belastung (maximale Kraft und Frequenz), die Schwingungsamplitude (maximaler Hub) und die mechanischen Schnittstellen/Platzverhältnisse stellen die Randbedingungen für die konstruktive Auslegung dar. Weiterhin sind die Hubreduzierung durch die Systemsteifigkeit und eine nicht ideale Getriebeübersetzung aufgrund von Verformungen zu berücksichtigen. Für Neukonstruktionen müssen diese Randbedingungen rechnerisch ermittelt werden. Frequenz und Amplitude hängen stark von den Materialdämpfungsbeiwerten bzw. Kontaktsteifigkeiten ab.

Die Gestaltungsmöglichkeiten von FKG wurden bereits in Abschnitt 2.6 diskutiert. Der einfachste Fall ist eine einachsige Belastung. Die Problemstellung in der konstruktiven Ausgestaltung besteht in der Maximierung der Steifigkeiten in allen anderen Belastungsrichtungen, was nur durch Kompromisslösungen realisierbar ist. Die als FKG ausgeführten Elemente müssen sehr große Kräfte übertragen. Die mechanischen Spannungen sollten unter der mechanischen Streckgrenze des verwendeten Materials liegen und hängen von der Vorspannung und vom Hub des Aktors ab. Die Auslegung und Optimierung der FKG wird mit Hilfe von FEM-Simulationen durchgeführt. Bei mehrachsigen Belastungen ist auf die Einhaltung der Randbedingungen zu achten, damit die Ergebnisse durch mögliches Verbindungsspiel nicht zu stark verfälscht werden. Nach der konstruktiven Festlegung erfolgen die Eigenfrequenz-Berechnung und mögliche Optimierungsmaßnahmen. Diese sollten möglichst nicht im Betriebsbereich liegen. Eine ausführliche Beschreibung von FKG ist in [Smit-00] zu finden.

Die Auswahl der Messsensorik erfolgt anhand der vorher festgelegten Anforderungen und Randbedingungen. Die Genauigkeit des adaptronischen Systems zusammen mit der Regelungsstrategie ist dabei von der Messsensorik abhängig. Das Messinstrument sollte mindestens zweimal genauer sein als die kleinste zulässige Toleranz des Messobjekts, [Nyqu-02] und [GrFe-07]. Die dynamische Schwingungskompensation bzw. zu kompensierende Frequenz wird ebenso von diesem Kriterium bestimmt und legt die minimale Abtastfrequenz fest. Die Messung der Kraft bzw. des Moments ist nur schwer möglich, da sich die Sensorik/Aktorik im Kraftfluss befindet und somit die Steifigkeit reduzieren würde. Daher

wird die Vermessung des Verformungszustandes des parallelen FKG gewählt, damit die genaue Lage des Effektors (bewegungsrelevante Position auf der Kinematik) bestimmt und mit der vorgegebenen Größe verglichen werden kann. Als Messsensor wird ein kapazitiver Sensor der Fa. Micro-Epsilon mit einem Messbereich von 1 mm und einer Abtastfrequenz von 2 kHz gewählt, [MiEp-09]. Der Verformungszustand des Aktors kann über Dehnmessstreifen (DMS) gemessen werden. Auf die Regelung der Aktorik über den DMS und den kapazitiven Messsensor wird in Abschnitt 5.4 näher eingegangen.

Für die Auslegung der FKG ist die Kabelführung der elektrischen und pneumatischen Versorgung aller Aktoren und Sensoren zu beachten. Hierzu müssen durch die Konstruktion der Platz, die Zugänglichkeit und die Kabeldurchführung gewährleistet werden. Für eine erfolgreiche Lösung, auch aller Stecker-Buchsendurchführungen bzw. der Mindestradien der Kabel, müssen diese im Gesamtentwurf konstruiert werden, damit die spätere Strukturintegration gewährleistet bleibt.

4.1.3 Anwendung der VDI-Richtlinie 2206

Ziel dieses Abschnitts ist die Beschreibung der Entwicklungsmethodik mit Hilfe der VDI-Richtlinie 2206, welche für die Entwicklung adaptronischer Systeme geeignet ist, [VDI-2206]. Ausgleichsaktoriken werden auch als adaptronische Komponenten bezeichnet. Das bedeutet, dass der eingesetzte Aktor im direkten Kraftfluss einer Kinematik/Mechanik liegt, um die elastomechanischen Eigenschaften der Kinematik-Materialien auszunutzen. Die Adaptronik ist artverwandt mit der Mechatronik und ein Teil dieser. Die Mechatronik unterscheidet sich von dieser, dass die elektrischen Stellglieder nicht im Kraftfluss liegen. Adaptronik ist auch unter dem Begriff „smart materials“, „smart structures“ sowie „intelligent systems“ zu finden, [Jano-99].

Die VDI-Richtlinie 2221, [VDI-2221] ist eine für den Entwurf und die Konstruktion von Maschinen bewährte Methode, welche aufgrund ihrer sequentiellen Vorgehensweise nicht für die Auslegung adaptronischer Systeme geeignet ist. Um die enge Verzahnung verschiedener Fachgebiete im Entwicklungsprozess mechatronischer Systeme zu berücksichtigen, wurde die VDI-Richtlinie 2206, [VDI-2206] entwickelt, welche auch in dieser Arbeit für die weiteren Entwicklungsarbeiten herangezogen wird. Die [VDI-2206] berücksichtigt gegenüber [VDI-2221] das methodisch parallele Entwickeln in den verschiedenen Fachgebieten. Zumindest zur Optimierung des Gesamtsystems ist in der Adaptronik typisch, dass der Fokus von der ganzheitlichen Betrachtung auf ein Teilsystem hin gelegt wird, welches federführend für die weitere Auslegung sein kann.

Die methodische Vorgehensweise erfolgt daher gemäß dem V-Modell nach [VDI-2206], siehe Abbildung 4.4. Der Entwicklungszyklus startet mit der Anforderungsklassifikation an das Produkt und geht weiter in die Diversifikation des Gesamtsystems in Teilsysteme, um die logischen und funktionalen Wirkweisen zu beschreiben. Dieser Teil wird als Systementwurf bezeichnet und ist gefolgt vom domänenspezifischen bzw. fachspezifischen Entwurf (Maschinenbau, Elektrotechnik oder Informationstechnik). Die persönlichen und praktischen Erfahrungen haben gezeigt, dass zu Beginn des domänenspezifischen Entwurfs noch eine klare Unterteilung in die Teilsysteme erkennbar ist, aber einer der Teilbereiche der Adaptronik – Sensorik, Aktorik, Kinematik oder Regelung – zunehmend dominant wird. Richtungsweisend für den Entwicklungserfolg ist dabei die Balance zwischen der Detail-Optimierung ei-

nes Teilsystems und der gesamtheitlichen Betrachtung des Gesamtsystems. Der abschließende Schritt der Systemintegration führt alle parallel entwickelten Teilsysteme zusammen.

Der domänenspezifische Entwurf dieser Arbeit beinhaltet schwerpunktmäßig neben der Interaktion der Aktorik durch FEM-Auslegung und der elastomechanischen Kinematik – durch iterative Optimierung der Kinematik zur Erfüllung des Hubes (FEM und Konstruktion) – die Optimierung der Regelungsalgorithmen des Gesamtsystems durch die Verifizierung im Versuch. Mitberücksichtigt werden muss in diesem Stadium auch der Funktionswerkstoff. Die Eigenabsicherung (Verifikation und Validierung) soll dazu dienen, die bereits im domänenspezifischen Entwurf der Auslegung, Konstruktion und FEM-Analysen ermittelten Systemeigenschaften abzusichern, damit die Fragen nach der Funktionsfähigkeit und der Nachweis der vorausberechneten Wirkung im Gesamtsystem entsprechend den Eingangsanforderungen beantwortet werden können, entsprechend den Definitionen von Verifikation und Validierung nach [VDI-2206].

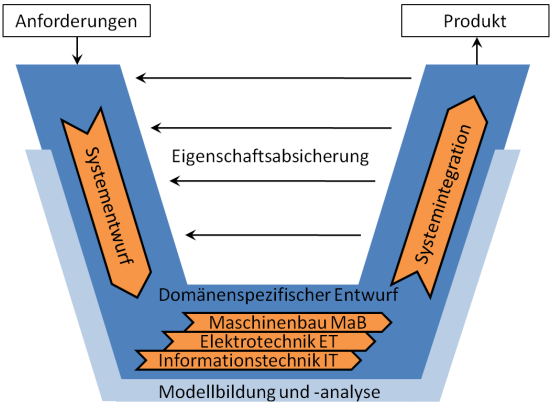


Abbildung 4.4: *V-Modell als Makrozyklus nach [VDI-2206]*

Bezogen auf die Entwicklung des adaptronischen Systems führt die Entwicklung von Sensorik, Aktorik, Kinematik und Mechanik nur bis zur Verifikation. Die Validierung im Zusammenspiel mit der Regelung erfolgt nach der Systemintegration und dem Zusammenwirken aller Teilsysteme. Dies führt zur iterativen Entwicklung, wobei das Ergebnis jedes Makrozyklus ein Produkt, bzw. Labormuster, Funktionsmuster oder Vorserienprodukt sein kann, siehe Abbildung 4.5. Die dabei durchgeführten Simulationen und Ergebnisse dienen empirischen Einschätzungen zur Anpassung der Anforderungsanalyse.

Das V-Modell in Abbildung 4.5 zeigt die Zyklen der Domänenentwicklung. Je mehr Zyklen durchlaufen werden, desto höher wird der Komplexitätsgrad hinsichtlich der Systemoptimierung und der Strukturintegration von funktionellen Erweiterungen innerhalb der adaptronischen Komponenten. Ausgangspunkt für das V-Modell ist die in Abschnitt 4.1.1 und 4.1.2 festgelegte Aktorik und Kinematik. Entscheidend für die Komplexität des Entwicklungsprozesses ist die Frage, ob ein vorhandenes System ergänzt bzw. optimiert wird oder ob ein neues Maschinenkonzept – wie in dieser Arbeit – erstellt werden soll, was zu

einer ständigen Hinterfragung der Grenzen des Systems im Entwicklungsprozess führt. Das V-Modell als eigenständigen Makrozyklus zeigt Abbildung 4.4. Dieses wurde soweit verfeinert, dass jede Domäne für sich betrachtet wurde. Ziel der Verfeinerung ist der zunehmende Reifegrad des Entwurfs, welcher insbesondere für adaptronische Produkte eine kostenintensive Rolle spielt. Die Anwendung des V-Modells als Makrozyklus auf die 3D-PCM zeigt Abbildung 4.5. Entsprechend der Fragestellung kann die Domäne eines Makrozyklus inhaltlich angepasst werden. Die Komplexität nimmt hierbei zyklusweise zu. Aufgrund der bereits angesprochenen Funktionsverdichtung steigt die Schwierigkeit der Systemoptimierung. Als „Voraussetzung" wird bereits die Aktor- und Kinematikwahl (Piezo-Aktoren in Kombination mit FKG) aus den vorangegangenen Abschnitten betrachtet.

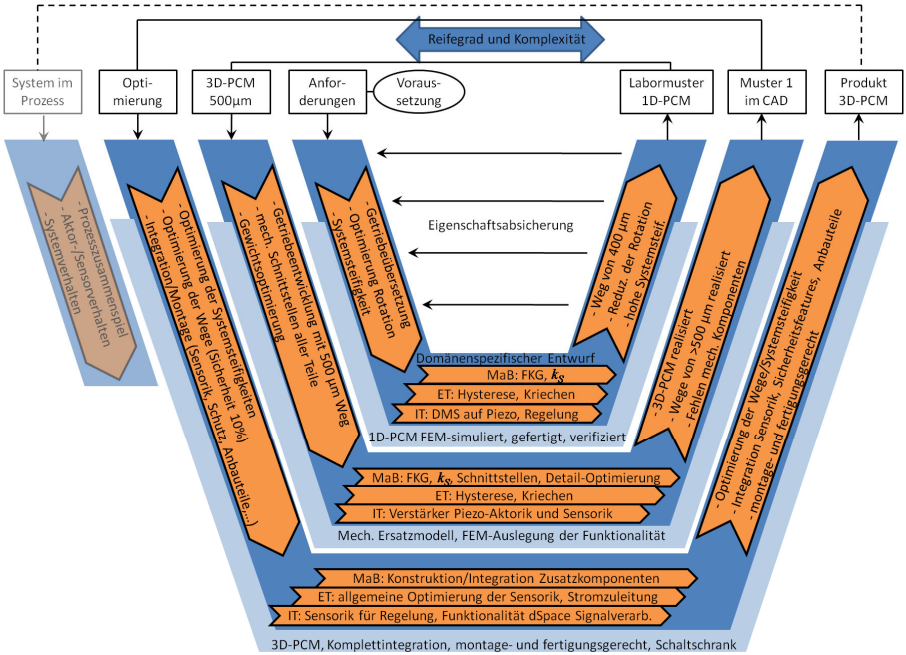


Abbildung 4.5: *V-Modell als Makrozyklus für die 3D-PCM nach [VDI-2206]*

In jedem Zyklus in sich erfolgt die Absicherung der Eigenschaften und erst nach der positiven Verifikation der Anforderungen entsteht das Labormuster. Die in [VDI-2206] dargestellten iterativen Schleifen der Eigenschaftsabsicherung zeigen auf, welche Aufwände in der Auslegung adaptronischer Komponenten betrieben werden müssen, damit die spätere Funktionalität gewährleistet ist. Diese ist in den weiteren Abschnitten mit den CAD/FEM-Iterationszyklen zu vergleichen.

4.2 Entwicklung einer 1D-Piezo-Ausgleichsaktorik als Konzept-Verifikation

Damit prinzipiell eine Aussage darüber getroffen werden kann, ob das in Abschnitt 3.4 vorgestellte Fehlerkompensationskonzept funktioniert und angewendet werden kann, wird zunächst eine 1D-Piezo-Ausgleichskinematik (englisch: 1D-Piezo Compensation Mechanism, 1D-PCM) mit einem reduzierten Hub von 400 µm entwickelt, entsprechend dem V-Modell aus Abbildung 4.4. Aufbauend auf der Verifikation der 1D-PCM und den daraus gewonnenen Erkenntnissen folgt die Konzeption und Auslegung der 3D-PCM mit über 500 µm Stellweg, entsprechend den Anforderungen aus Abschnitt 3.3.

4.2.1 Konstruktion der 1D-Piezo-Ausgleichsaktorik

Die Gestaltungsregeln für die Auslegung von Piezo-Aktoren in Kombination mit FKG wurden bereits in Kapitel 2 aufgezeigt. Zu Beginn der Entwicklung muss unter Berücksichtigung der Aktoreigenschaften freier Hub, Blockierkraft und Aktorsteifigkeit und der Abschätzung der Getriebeart und -übersetzung das Antriebskonzept ausgelegt werden. In einem weiteren Schritt werden unter Berücksichtigung der Materialkennwerte erste überschlägige Rechnungen mechanischer Ersatzmodelle durchgeführt. Im Anschluss findet die Verfeinerung über erste konstruktive Entwürfe und FEM-Berechnungen statt. Danach erfolgen domänenspezifische Iterationsschleifen hinsichtlich der Anforderungen, bevor weitere domänenspezifische Schritte bis hin zum Aufbau der 3D-PCM folgen. Die beschriebene Vorgehensweise wird in den nächsten Abschnitten angewendet, bevor die Entwicklung der 3D-PCM erfolgt. Da bisher nur wenige Hinweise in der Literatur zur Auslegung zu finden sind, wird auf das V-Modell aus Abbildung 4.5 zurückgegriffen. [Jend-09] zeigt hingegen Ablaufpläne, die die generelle Eignung von Piezo-Aktoren bzw. die Auslegung des Energiewandlers aufzeigen. Diese können hier nicht direkt angewendet werden, da eine andere Reihenfolge gewählt wurde.

4.2.2 Wahl und Festlegung der Getriebeübersetzung

Die im vorangegangenen Abschnitt gewählte Aktorik bzw. Kinematik wird nun entsprechend den in Kapitel 3 gewonnenen Erkenntnissen und aufgestellten Anforderungen ausgelegt. Nach Abschnitt 2.6 (FKG-Formen von [Smit-00]) und der in Abbildung 2.19 dargestellten Vergleichstabelle wird zunächst kinematisch auf ein Blattfedergelenk und einen einfachen Hebel zur Stellwegvergrößerung des Piezo-Aktors zurückgegriffen. Für die Auslegung dient ein mechanisches Ersatzmodell, welches die Funktionalitäten des übersetzenden Systems hinreichend genau beschreibt. Abbildung 4.6 stellt zum einen das mechanische Ersatzmodell und zum anderen das im CAD realisierte konstruktive Modell eines FKG mit einfacher Getriebeübersetzung dar, welches wird für die Realisierung weiterentwickelt wird. Der Hebel wird als ideal steif angenommen und seine Getriebeübersetzung n_i lässt sich berechnen mit Hilfe der Längenmerkmale l_1 und l_2 zu:

$$n_i = \frac{l_2}{l_1} \,. \qquad \text{Gl. (4-1)}$$

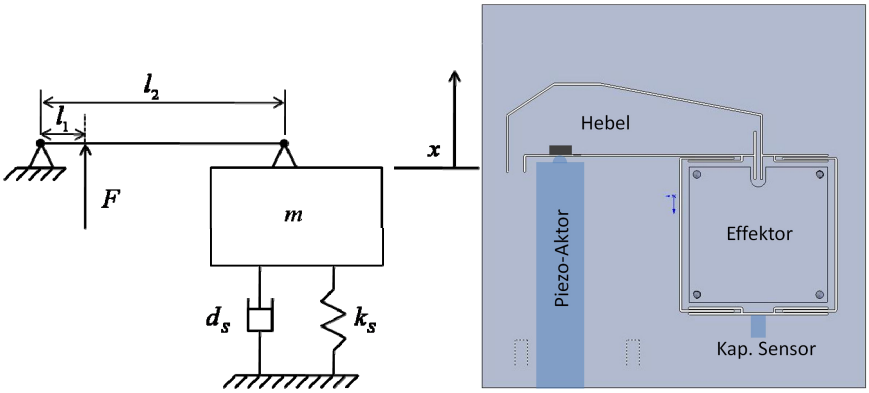


Abbildung 4.6: *Links: Mechanisches Ersatzmodell; rechts: konstruktives Modell*

Die einzelnen Steifigkeiten, welche im konstruktiven Modell in Abbildung 4.6 zu sehen sind, werden als Parallelschaltung zur Systemsteifigkeit k_S zusammengefasst. Mit Hilfe der Getriebeübersetzung n_i, der Systemsteifigkeit k_S, der Aktorsteifigkeit k_T und der Anforderung des Hubs von 400 µm ergibt sich als Annäherung für die Getriebeübersetzung $n_i \approx 2{,}3$ bei einem Aktorhub von 180 µm. Berücksichtigt man die Aktorsteifigkeit k_T =80 N/µm des in Abbildung 4.3 gezeigten Aktors und den in Gl. (2-8) berechenbaren reduzierten Hub des Aktors ΔL_{eff}, so ist aus den Überlegungen zur Getriebeübersetzung aus Gl. (2-8) mit einem geringeren Hub des Aktors zu rechnen. Ein Sicherheitsfaktor von 10% wird weiterhin für die Auslegung der FKG einkalkuliert, wodurch sich eine Vergrößerung der Getriebeübersetzung ergibt. Für die Auslegung wird diese mit $n_i \approx 3{,}5$ angenommen, da nach Gl. (2-8) die resultierende Systemsteifigkeit k_S noch unbekannt ist. Damit eine exakte Auslegung und Bestimmung der Systemsteifigkeit möglich wird, muss das Material für die FKG-Kinematik ermittelt werden. Anhand der Materialeigenschaften, welche maßgeblich die Systemeigenschaften bestimmen und ein möglichst großes Verhältnis von Streckgrenze zu E-Modul aufweisen sollte, und der berechenbaren Fräskräfte kann eine Überprüfung der Getriebeübersetzung und Auswahl des Aktors (Aktorkraft) erfolgen. Für die Werkstoffauswahl werden die im folgenden Abschnitt dargestellten Werkstoffe untersucht.

4.2.3 Werkstoffwahl und Wahl der Hauptgelenks-Ausprägung

Die in FKG auftretenden Materialspannungen dürfen die Streckgrenze nicht übersteigen. Sie müssen im linear-elastischen Bereich bleiben, damit eine reversible Rückformung und damit reproduzierbare Auslenkung der Kinematikstruktur ermöglicht wird. Als Randbedingung für die Auslegung der Materialspannungen soll ein Sicherheitsfaktor von mindestens zwei mitberücksichtigt werden. Jedem Gelenk kann somit auch ein zulässiger Auslenkwinkel zugeordnet werden, der wiederum von der Geometrie und dem Werkstoff abhängt.

Diese zulässigen Auslenkwinkel beschränken den Arbeitsraum der kinematischen Struktur entscheidend. Daher sollten das FKG aus einem Werkstoff mit möglichst großem Verhältnis von Streckgrenze zu Elastizitätsmodul gefertigt werden, [Howe-01]. Kunststoffe werden gegenüber [Jung-04] hierbei nicht betrachtet. Abbildung 4.7 zeigt eine Übersicht verschiedener Werkstoffe, welche für die Realisierung betrachtet werden.

Werkstoff	**E-Modul** E $[\frac{kN}{mm^2}]$	**Streckgrenze** R_e $[\frac{N}{mm^2}]$	**Quotient** $\frac{R_e}{E} \cdot 10^3$
Stahl St-37	210	180	0,857
Edelstahl 1.4301	200	190	0,950
EN AW-6061	69	240	3,478
EN AW-6082	70	260	3,714

Abbildung 4.7: *Materialien zur Auswahl für die FKG-Kinematik, [Jung-04], [Alim-08] und [AluL-10]*

Da ein hoher Quotient für gute FKG-Eigenschaft sorgt, kommen für die nähere Betrachtung die Aluminiumlegierungen EN AW-6061 und EN AW-6082 in Frage. Damit eine geeignete Wahl getroffen werden kann, wird eine abschließende Bewertung durch eine FEM-Simulation mit Hilfe des in SolidWorks [Soli-08] integrierten FEM-Programms CosmosWorks [Cosm-08] durchgeführt. Ein weiterer Parameter, der mit Hilfe dieser Simulation untersucht wird, ist die Auswahl der FKG-Elemente, welche für die Hauptbewegung des in Abbildung 4.6 gezeigten Modells verantwortlich sind. Insgesamt sind dort vier Hauptgelenke zu sehen, welche gemeinsam die Systemsteifigkeit bewirken.

Diese vier Hauptgelenke werden nun anhand der beiden Materialien und der fünf verschiedenen Ausprägungen der Hauptgelenke, wie in Abbildung 4.8 zu sehen, einer FEM-Analyse unterzogen. Ziel dieser Untersuchungen ist zum einen die Werkstoffauswahl und zum anderen die Auswahl der Ausprägung des Hauptgelenks, die für die Kinematikbewegung verantwortlich ist. Im Anschluss daran folgen die Festlegung der Getriebeübersetzung und der Steifigkeit des Drehgelenks der Hebelübersetzung in iterativen Optimierungsschritten. Grundlage für die iterativen Optimierungsschritte sind genau diese Parameterfestlegungen. Die FEM-Ergebnisse der fünf Ausprägungen (FKG-1 bis FKG-5) sind in Abbildung 4.9 und die numerischen Ergebnisse in der Tabellenmatrix in Abbildung 4.10 zusammengefasst.

Die FEM-Ergebnisse heben deutlich hervor, dass beide Werkstoffe ähnlich gute Eigenschaften aufweisen. Die numerisch ermittelten Ergebnisse für EN AW-6082 ergeben bei allen Ausprägungen eine etwas höhere Steifigkeit gegenüber denen mit EN AW-6061, was laut Abbildung 4.7 anzunehmen war. Bei gleichen Randbedingungen und gleich gewählter Vernetzung ist die Vergleichsspannung nach von-Mises für EN AW-6082 annähernd gleich wie für EN AW-6061 bzw. etwas niedriger.

Die Verschiebungen sind bei allen Ausprägungen für EN AW-6082 niedriger, was zu höheren Steifigkeiten führt. Da EN AW-6082 zudem für die Zerspanung und die Drahterodierung etwas besser geeignet ist, wird dieser als Konstruktionswerkstoff gewählt und für die weiteren FEM-Analysen verwendet. Als weiteres Ergebnis zeigen die Analysen, dass sich als steifste Ausprägung der Gelenktyp Nr. 2 herauskristallisiert hat. Auch die durchgeführte konstruktiv/FEM-iterierte Optimierung durch Anpassungen in den Gelenksquerschnitten der Gelenktypen 1 bis 5 haben immer wieder die gleiche Tendenz gezeigt. Daher wird für die weitere Auslegung des 1D-FKG der Gelenktyp Nr. 2 verwendet.

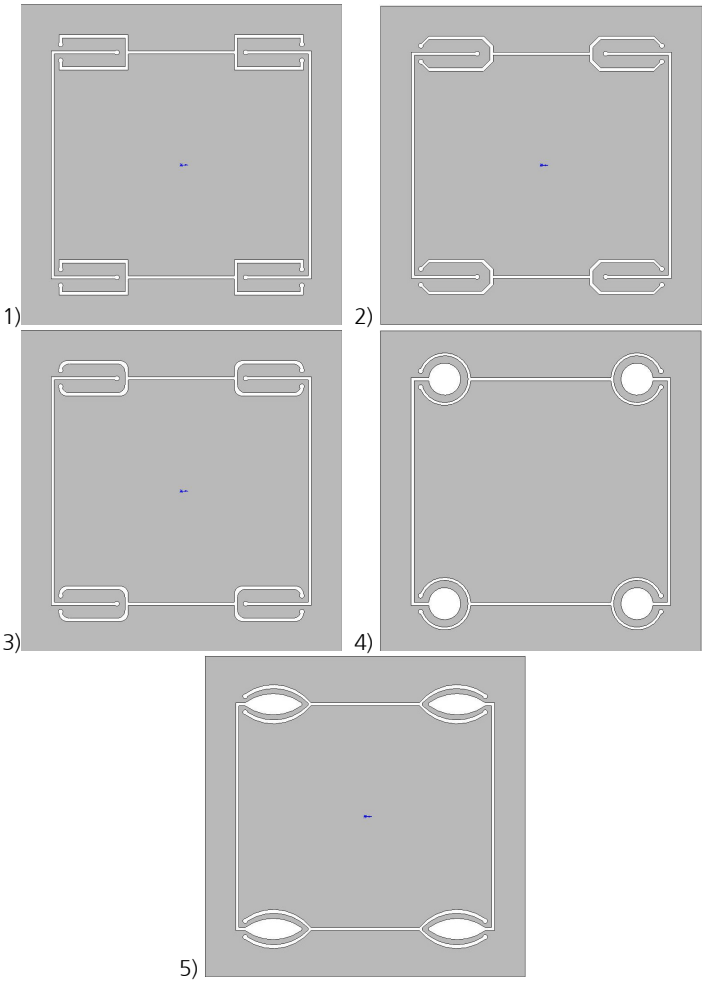


Abbildung 4.8: *Fünf verschiedene Ausprägungen der Hauptgelenke aus Abbildung 4.6*

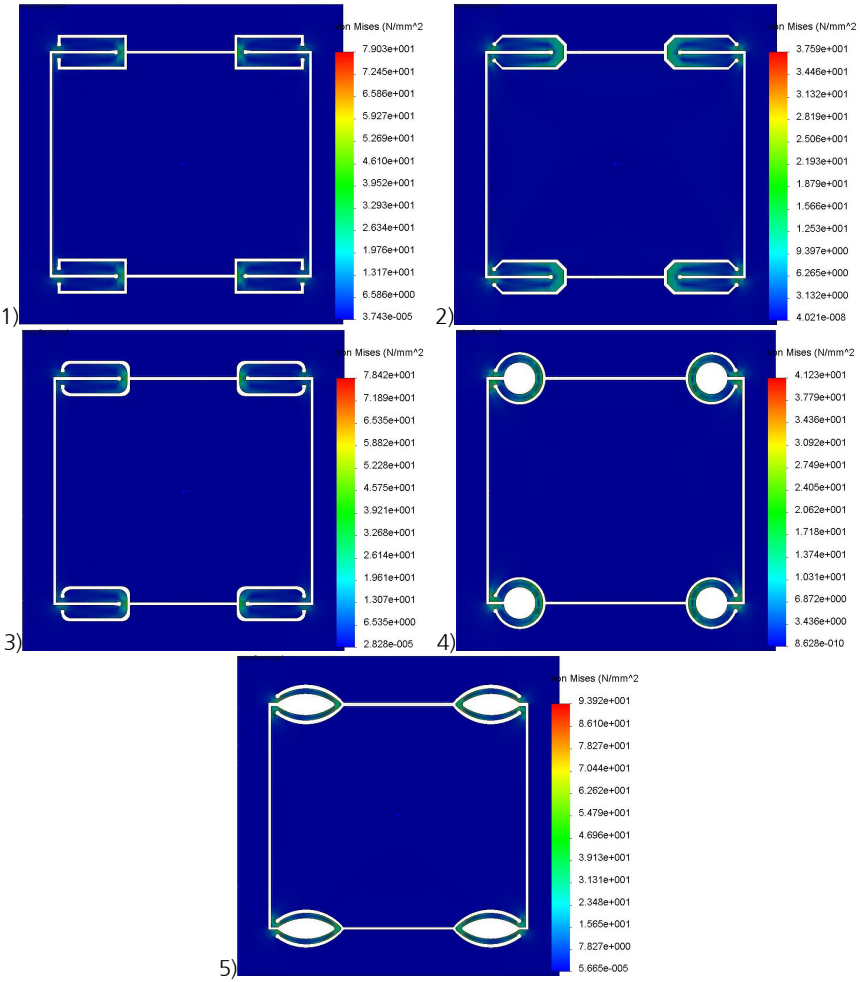


Abbildung 4.9: *FEM-Ergebnisse der fünf verschiedenen Ausprägungen der Hauptgelenke aus Abbildung 4.8 mit EN AW-6082*

Werkstoff	FKG-1	FKG-2	FKG-3	FKG-4	FKG-5
EN AW-6061					
max. von Mises-Vergleichsspannung [N/mm²]	79,03	37,97	78,42	41,23	93,92
max. Verschiebung [µm]	1390	86	1398	120	508
resultierende Steifigkeit [N/µm]	0,719	11,628	0,715	8,333	1,969
EN AW-6082					
max. von Mises-Vergleichsspannung [N/mm²]	79,03	37,59	78,42	41,23	93,92
max. Verschiebung [µm]	1370	83	1379	118	501
resultierende Steifigkeit [N/µm]	0,730	12,048	0,725	8,475	1,996

Abbildung 4.10: *Simulationsergebnisse mit den Werkstoffen EN AW-6061 und EN AW-6082 bei einer äußeren Kraft von 1 kN und fester Einspannung, (Abbildung 4.8)*

4.2.4 Prozesskraftberechnung für die konstruktive Auslegung der Steifigkeiten

Nach der Festlegung des Aktors, des Werkstoffs für die FKG und der Hauptgelenksausprägungen erfolgt die Berechnung der im Zerspanungsprozess auftretenden Kräfte. Diese dient der im folgenden Abschnitt dargestellten Design-Festlegung und der dafür notwendigen FEM-Simulationen, um die Steifigkeit des Systems bzw. den Reserve für die verbleibende Aktorkraft berechnen zu können. Die Steifigkeiten der FKG müssen diese Prozesskräfte kompensieren. Außerdem wirkt aufgrund der Getriebeübersetzung eine erhöhte Kraft auf den Piezo-Aktor, welche ebenso durch den Kraftreserve des Piezo-Aktors kompensiert werden muss, damit der Kompensationsweg von über 400 µm für die 1D-PCM realisiert wird. In Abschnitt 3.4 (Zielstellung) wurde als zu zerspanender Werkstoff $AlMg_{3,5}$ gewählt. Die Prozesskräfte für die folgenden Bearbeitungsaufgaben werden daher für diesen Werkstoff berechnet. Die Zerspankräfte resultieren aus der rotatorischen Schneidbewegung des eingesetzten Schaftfräsers. Diese sind abhängig vom Werkzeugdurchmesser d_f, der Drehzahl n, der Schneidenanzahl z und der eingestellten Vorschubgeschwindigkeit v_f. Für die Auslegung wurde eine HSC (High Speed Cutting)-Spindel Chopper 3300HS5 der Fa. Alfred Jäger [AlJä-09] mit einer Leistung von $P_{c,\max} = 5{,}6$ kW, einer maximalen Drehzahl von $n = 30.000$ U/min und einem Wirkungsgrad von $\eta = 0{,}53$ eingesetzt. Sie besitzt ein Gewicht von 7,4 kg und einen Rundlauffehler <3 µm. Zur Ermittlung der maximalen Prozesskräfte werden die folgenden Angaben der Fa. Garant [Gara-09], deren Werkzeuge unter anderem später eingesetzt werden, angenommen:

Eigenschaften	Beschreibung	Wert
Spezifische Schnittkraft	Für Aluminium kurzspanend	$k_{c1.1} = 780 N/mm^2$
Anstieg	Für Alu-Legierungen, kurzspanend	$m = 0{,}23$
Fräsertyp	Garant Schaftfräser VHM (beschichtet), mit $z = 3$ Schneiden	$d_{f1} = 8mm$ $d_{f2} = 16mm$
	Schnittgeschwindigkeit v_c [m/min] (empfohlen)	$v_{c,df1} = 280$ $v_{c,df2} = 280$
	Vorschub pro Zahn [mm/Z]	$f_{z,df1} = 0{,}030$ $f_{z,df2} = 0{,}065$
Bearbeitungsart	Stirn-Stirnfräsen (Vollnut)	-
Korrekturfaktoren	Spanwinkelkorrekturfaktor Schnittgeschwindigkeitskorrekturfaktor Verschleißkorrekturfaktor	$K_\gamma = 0{,}94$ $K_V = 1{,}15$ $K_{Ver} = 1$
Schnittzustellung (Schruppen Vollnut)	Schnittbreite (radial)	$a_e = b = 1{,}0 \cdot d_f$
	Schnitttiefe (axial)	$a_p = 1{,}0 \cdot d_f$

Abbildung 4.11: *Randbedingungen zur Berechnung der Zerspankräfte, [Gara-09]*

Die Berechnung der Prozesskräfte erfolgt nach dem Ansatz von Kienzle und Victor, [DeLu-09]. Die kontinuierlich ändernde Spanungsdicke h_m wird berechnet zu, [Gara-09]

$$h_m = \frac{114{,}6°}{\varphi_S} \cdot f_z \cdot \sin\kappa \cdot \frac{a_e}{d_f}, \qquad \text{Gl. (4-2)}$$

mit dem Schnittbogenwinkel

$$\varphi_S = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{a_e}{d_f}\right). \qquad \text{Gl. (4-3)}$$

f_z ist der Zahnvorschub und κ der Eingriffswinkel, der berechnet wird zu:

$$\sin\kappa = \frac{a_p}{b}. \qquad \text{Gl. (4-4)}$$

Da die Schnitttiefe mit der Spanungsbreite $a_p = b$ gleichzusetzen ist, ergibt $\sin\kappa = 1$ und der Eingriffswinkel für das Stirnfräsen $\kappa = 90\,°$. Die mittlere Schnittkraft pro Schneide F_{cmz} errechnet sich zu

$$F_{cmz} = b \cdot h_m \cdot k_c \cdot K_\gamma \cdot K_V \cdot K_{Ver}, \qquad \text{Gl. (4-5)}$$

mit der spezifischen Schnittkraft k_c

$$k_c = \frac{k_{c1.1}}{h_m^{\,m}} \qquad \text{Gl. (4-6)}$$

und unter Berücksichtigung des werkstoffspezifischen Anstiegs m. Die für F_{cmz} benötigte Antriebsleistung P_a berechnet sich zu

$$P_a = \frac{P_c}{\eta} = \frac{F_{cmz} \cdot v_c \cdot z_{iE}}{60.000 \cdot \eta}. \qquad \text{Gl. (4-7)}$$

Hierbei ist P_c die Schnittleistung, η der Wirkungsgrad und z_{iE} die im Eingriff befindliche Zähnezahl, welche berechnet werden kann durch

$$z_{iE} = \frac{\varphi_S \cdot z}{360°}, \qquad \text{Gl. (4-8)}$$

mit dem Schnittbogenwinkel φ_S. Damit kann verifiziert werden, ob die Spindel die Leistung aufbringen kann. Laut [Gara-09] lässt sich die geeignete Drehzahl aus der Schnittgeschwindigkeit berechnen,

$$n = \frac{1000 \cdot v_c}{\pi \cdot d_f}. \qquad \text{Gl. (4-9)}$$

Die mittleren Fräskräfte können damit für Werkzeuge mit unterschiedlichem Durchmesser d_{f1} und d_{f2} ermittelt werden. Die in den nachfolgenden Abbildungen gezeigten Tabellen geben Aufschluss über die an jeder Schneide auftretenden Kräfte für d_{f1} und d_{f2}:

a_e \ a_p	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	57	113	170	226	283	339	396	452	509	566	622	679	735	792	848	905
2	56	112	169	225	281	337	393	450	506	562	618	674	731	787	843	899
3	56	111	167	222	278	334	389	445	500	556	612	667	723	778	834	890
4	55	109	164	219	273	328	383	438	492	547	602	656	711	766	820	875
5	53	107	160	214	267	320	374	427	481	534	587	641	694	748	801	854
6	52	103	155	206	258	309	361	412	464	516	567	619	670	722	773	825
7	49	97	146	195	243	292	341	390	438	487	536	584	633	682	730	779
8	40	80	120	160	200	240	280	320	360	400	440	480	520	560	600	640

Abbildung 4.12: *Mittlere Schnittkraft pro Schneide* F_{cmz1} *in [N] für* d_{f1} *bei optimaler Drehzahl* $n = 11.141$ *U/min*

a_e \ a_p	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	103	205	308	411	514	616	719	822	925	1027	1130	1233	1335	1438	1541	1644
2	103	205	308	410	513	615	718	821	923	1026	1128	1231	1333	1436	1539	1641
3	102	205	307	409	512	614	716	818	921	1023	1125	1228	1330	1432	1535	1637
4	102	204	306	408	510	612	714	816	917	1019	1121	1223	1325	1427	1529	1631
5	101	203	304	406	507	609	710	812	913	1015	1116	1217	1319	1420	1522	1623
6	101	202	303	403	504	605	706	807	908	1008	1109	1210	1311	1412	1513	1613
7	100	200	300	400	500	601	701	801	901	1001	1101	1201	1301	1401	1501	1601
8	99	198	298	397	496	595	694	794	893	992	1091	1190	1290	1389	1488	1587
9	98	196	294	392	491	589	687	785	883	981	1079	1177	1276	1374	1472	1570
10	97	194	291	387	484	581	678	775	872	969	1065	1162	1259	1356	1453	1550
11	95	191	286	381	477	572	667	763	858	953	1049	1144	1239	1335	1430	1525
12	93	187	280	374	467	561	654	748	841	935	1028	1122	1215	1309	1402	1496
13	91	182	274	365	456	547	639	730	821	912	1004	1095	1186	1277	1369	1460
14	88	177	265	353	442	530	618	707	795	883	972	1060	1148	1236	1325	1413
15	84	168	252	337	421	505	589	673	757	842	926	1010	1094	1178	1262	1347
16	73	145	218	290	363	436	508	581	653	726	799	871	944	1016	1089	1161

Abbildung 4.13: *Mittlere Schnittkraft pro Schneide* F_{cmz2} *in [N] für* d_{f2} *bei optimaler Drehzahl* $n = 5.570$ *U/min*

Die benötigten Antriebsleistungen für die in Abbildung 4.12 und 4.13 berechneten Kräfte sind in den folgenden Abbildungen gezeigt. Alles, was über die zur Verfügung stehende Spindelleistung hinausgeht, ist fett markiert (siehe unten rechts in den Abbildungen 4.14 und 4.15).

a_e \ a_p	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	60	119	179	238	298	358	417	477	536	596	656	715	775	834	894	954
2	119	239	358	478	597	716	836	955	1075	1194	1314	1433	1552	1672	1791	1911
3	180	359	539	719	898	1078	1258	1438	1617	1797	1977	2156	2336	2516	2695	2875
4	241	482	722	963	1204	1445	1685	1926	2167	2408	2649	2889	3130	3371	3612	3852
5	303	606	909	1213	1516	1819	2122	2425	2728	3031	3334	3638	3941	4244	4547	4850
6	368	735	1103	1470	1838	2206	2573	2941	3308	3676	4044	4411	4779	5146	5514	**5882**
7	436	872	1309	1745	2181	2617	3054	3490	3926	4362	4799	5235	**5671**	**6107**	**6544**	**6980**
8	529	1057	1586	2115	2643	3172	3700	4229	4758	5286	**5815**	**6344**	**6872**	**7401**	**7929**	**8458**

Abbildung 4.14: *Benötigte Antriebsleistung in [W] für* F_{cmz1} *bei* d_{f1} *und optimaler* $v_{c,df1}$

Da für die Anwendungszwecke aus Abschnitt 3.4 leichte Zerspanung bzw. Entgratung als Anwendungsbereich geplant ist, wird davon ausgegangen, dass der radiale Eingriff des Werkzeugs in der Regel größer ist als die axiale Zustellung, wodurch die Schnittkraft Werte besitzt, die kleiner als 500 N sind. Weiterhin zeigt die Berechnung der benötigten Antriebs-

leistung, dass die eingesetzte Spindel für den Bereich hoher radialer Zustellung und geringer axialer Zustellung geeignet ist, nicht aber für den Bereich hoher axialer Zustellungen.

		a_p															
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
a_e	1	54	108	162	216	270	324	378	432	486	540	594	648	702	756	810	864
	2	108	216	324	432	540	649	757	865	973	1081	1189	1297	1405	1513	1621	1729
	3	162	325	487	649	811	974	1136	1298	1460	1623	1785	1947	2109	2272	2434	2596
	4	217	433	650	866	1083	1299	1516	1733	1949	2166	2382	2599	2815	3032	3249	3465
	5	271	542	813	1084	1356	1627	1898	2169	2440	2711	2982	3253	3524	3796	4067	4338
	6	326	652	978	1304	1630	1956	2281	2607	2933	3259	3585	3911	4237	4563	4889	5215
	7	381	762	1143	1524	1905	2286	2668	3049	3430	3811	4192	4573	4954	5335	**5716**	**6097**
	8	437	873	1310	1747	2183	2620	3057	3494	3930	4367	4804	5240	**5677**	**6114**	**6550**	**6987**
	9	493	986	1479	1972	2464	2957	3450	3943	4436	4929	5422	**5915**	**6407**	**6900**	**7393**	**7886**
	10	550	1100	1649	2199	2749	3299	3848	4398	4948	5498	**6048**	**6597**	**7147**	**7697**	**8247**	**8797**
	11	608	1215	1823	2430	3038	3646	4253	4861	5469	**6076**	**6684**	**7291**	**7899**	**8507**	**9114**	**9722**
	12	667	1333	2000	2667	3334	4000	4667	5334	**6000**	**6667**	**7334**	**8001**	**8667**	**9334**	**10001**	**10667**
	13	728	1455	2183	2910	3638	4365	5093	**5821**	**6548**	**7276**	**8003**	**8731**	**9459**	**10186**	**10914**	**11641**
	14	791	1582	2374	3165	3956	4747	5538	**6330**	**7121**	**7912**	**8703**	**9494**	**10285**	**11077**	**11868**	**12659**
	15	860	1720	2580	3440	4300	5160	**6020**	**6880**	**7740**	**8600**	**9460**	**10320**	**11180**	**12040**	**12900**	**13760**
	16	959	1918	2876	3835	4794	**5753**	**6711**	**7670**	**8629**	**9588**	**10546**	**11505**	**12464**	**13423**	**14381**	**15340**

Abbildung 4.15: *Benötigte Antriebsleistung in [W] für F_{cmz2} bei d_{f2} und optimaler $v_{c,df2}$*

Weiterhin sind für die geplanten Anwendungszwecke kleine Fräserdurchmesser empfehlenswert, damit zum einen die Antriebsleistung erbracht werden kann und zum anderen die Fräskräfte beschränkt bleiben. Weiterhin ist auch der Einfluss höherer Drehzahlen zu diskutieren. Erhöht man die Drehzahl, welche werkzeugabhängig sind, siehe Tabelle in Abbildung 4.11, so würde aus Gl. (4-9) eine höhere Schnittgeschwindigkeit resultieren, was jedoch gegenüber Abbildung 4.14 und 4.15 höhere Antriebsleistungen erfordern würde. Weiterhin wären die werkzeugspezifischen Schnittgeschwindigkeiten überschritten. Das Einstellen höherer Drehzahlen hat daher zur Folge, dass bei gleichbleibender Vorschubgeschwindigkeit der Vorschub pro Zahn

$$f_z = \frac{v_f}{z \cdot n} \qquad \text{Gl. (4-10)}$$

reduziert wird. Die Kräfte pro Schneide und benötigten Antriebsleistungen werden daher neu berechnet. Da aber gilt $F_{cmz} \sim h_m \sim f_z$, sinkt die mittlere Kraft pro Schneide, was der Idee der HSC-Bearbeitung nahe kommt und für den Roboterfräsprozess zu reduzierten Prozesskräften führt. Mit diesen Erkenntnissen wird der Einfluss der Prozesskraft für die konstruktive Auslegung bestimmt. Mit Gl. (4-9) lässt sich laut Hersteller die optimale Drehzahl berechnen. Mit dieser, dem werkzeugspezifischen Vorschub pro Zahn und Gl. (4-10) lässt sich die optimale Vorschubgeschwindigkeit ableiten. Der Vorschub pro Zahn reduziert sich bei d_{f1} etwa auf ein Drittel und bei d_{f2} etwa auf ein Fünftel des ursprünglichen Vorschubs pro Zahn, wenn man die maximale Drehzahl wählt. Bei gleichbleibenden optimalen Vorschüben für die Werkzeuge ergeben sich mit der Drehzahl $n = 30.000$ U/min die in den Abbildungen 4.16 und 4.17 berechneten Kräfte auf die Schneide. Damit ergeben sich wiederum etwas veränderte und vergrößerte benötigte Antriebsleistungen, welche in den Abbildungen 4.18 und 4.19 dargestellt sind. Dies zeigt, dass die eingesetzte Spindel nicht für die Vollmaterial- und Hochleistungszerspanung ausgelegt ist, um hohe axiale Zustellungen zu ermöglichen. Dies wird für die Auslegung und späteren Versuche berücksichtigt.

a_e \ a_p	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	26	53	79	106	132	158	185	211	237	264	290	317	343	369	396	422
2	26	52	79	105	131	157	184	210	236	262	288	315	341	367	393	420
3	26	52	78	104	130	156	182	207	233	259	285	311	337	363	389	415
4	26	51	77	102	128	153	179	204	230	255	281	306	332	357	383	408
5	25	50	75	100	125	149	174	199	224	249	274	299	324	349	374	399
6	24	48	72	96	120	144	168	192	216	240	265	289	313	337	361	385
7	23	45	68	91	114	136	159	182	204	227	250	273	295	318	341	363
8	19	37	56	75	93	112	131	149	168	187	205	224	243	261	280	299

Abbildung 4.16: *Mittlere Schnittkraft pro Schneide F_{cmz1} in [N] für d_{f1}, mit gleichem Vorschub wie in Abbildung 4.12, aber $n = 30.000$ U/min*

a_e \ a_p	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	28	56	84	112	140	169	197	225	253	281	309	337	365	393	421	449
2	28	56	84	112	140	168	196	224	252	280	309	337	365	393	421	449
3	28	56	84	112	140	168	196	224	252	280	308	336	364	392	420	448
4	28	56	84	112	139	167	195	223	251	279	307	335	362	390	418	446
5	28	55	83	111	139	166	194	222	250	277	305	333	361	388	416	444
6	28	55	83	110	138	165	193	221	248	276	303	331	358	386	414	441
7	27	55	82	109	137	164	192	219	246	274	301	328	356	383	411	438
8	27	54	81	108	136	163	190	217	244	271	298	325	353	380	407	434
9	27	54	80	107	134	161	188	215	241	268	295	322	349	376	402	429
10	26	53	79	106	132	159	185	212	238	265	291	318	344	371	397	424
11	26	52	78	104	130	156	182	209	235	261	287	313	339	365	391	417
12	26	51	77	102	128	153	179	205	230	256	281	307	332	358	384	409
13	25	50	75	100	125	150	175	200	225	249	274	299	324	349	374	399
14	24	48	72	97	121	145	169	193	217	242	266	290	314	338	362	386
15	23	46	69	92	115	138	161	184	207	230	253	276	299	322	345	368
16	20	40	60	79	99	119	139	159	179	199	218	238	258	278	298	318

Abbildung 4.17: *Mittlere Schnittkraft pro Schneide F_{cmz2} in [N] für d_{f2}, mit gleichem Vorschub wie in Abbildung 4.13, aber $n = 30.000$ U/min*

Laut den dargestellten Ergebnistabellen kommen für den späteren Fräsprozess hohe radiale und geringe axiale Werkzeugzustellungen in Frage, wie es für Nachbearbeitungsaufgaben zutrifft, siehe Kapitel 3. Daher wird für den späteren Fräsprozess und die weitere Auslegung der Ausgleichsaktorik eine maximale Prozesskraft von 500 N angenommen, was auch für die Auswahl mit den für optimale Drehzahlen bzw. Vorschubgeschwindigkeiten berechneten Kräften (Abbildung 4.12 und 4.13) übereinstimmt.

a_e \ a_p	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	75	150	225	299	374	449	524	599	674	749	823	898	973	1048	1123	1198
2	150	300	450	600	750	900	1050	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400
3	226	451	677	903	1129	1354	1580	1806	2032	2257	2483	2709	2935	3160	3386	3612
4	302	605	907	1210	1512	1815	2117	2420	2722	3025	3327	3630	3932	4235	4537	4839
5	381	762	1142	1523	1904	2285	2666	3046	3427	3808	4189	4569	4950	5331	**5712**	**6093**
6	462	924	1385	1847	2309	2771	3232	3694	4156	4618	5080	5541	**6003**	**6465**	**6927**	**7388**
7	548	1096	1644	2192	2740	3288	3836	4384	4932	5480	**6028**	**6576**	**7124**	**7672**	**8220**	**8768**
8	664	1328	1992	2656	3320	3984	4648	5312	**5977**	**6641**	**7305**	**7969**	**8633**	**9297**	**9961**	**10625**

Abbildung 4.18: *Benötigte Antriebsleistung in [W] für F_{cmz1} und d_{f1} aus Abbildung 4.16 und $n = 30.000$ U/min*

a_e \ a_p	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	80	159	239	318	398	477	557	636	716	796	875	955	1034	1114	1193	1273
2	159	318	478	637	796	955	1114	1273	1433	1592	1751	1910	2069	2229	2388	2547
3	239	478	717	956	1195	1434	1673	1912	2151	2390	2628	2867	3106	3345	3584	3823
4	319	638	957	1276	1595	1914	2233	2552	2871	3189	3508	3827	4146	4465	4784	5103
5	399	799	1198	1597	1996	2396	2795	3194	3593	3993	4392	4791	5190	5590	**5989**	**6388**
6	480	960	1440	1920	2400	2880	3360	3840	4320	4800	5280	**5760**	**6240**	**6720**	**7200**	**7680**
7	561	1122	1684	2245	2806	3367	3929	4490	5051	**5612**	**6173**	**6735**	**7296**	**7857**	**8418**	**8979**
8	643	1286	1929	2572	3216	3859	4502	5145	**5788**	**6431**	**7074**	**7717**	**8361**	**9004**	**9647**	**10290**
9	726	1452	2178	2903	3629	4355	5081	**5807**	**6533**	**7259**	**7984**	**8710**	**9436**	**10162**	**10888**	**11614**
10	810	1619	2429	3239	4048	4858	**5668**	**6477**	**7287**	**8097**	**8906**	**9716**	**10526**	**11335**	**12145**	**12955**
11	895	1790	2685	3579	4474	5369	**6264**	**7159**	**8054**	**8948**	**9843**	**10738**	**11633**	**12528**	**13423**	**14317**
12	982	1964	2946	3927	4909	**5891**	**6873**	**7855**	**8837**	**9819**	**10801**	**11782**	**12764**	**13746**	**14728**	**15710**
13	1071	2143	3214	4286	5357	**6429**	**7500**	**8572**	**9643**	**10715**	**11786**	**12858**	**13929**	**15001**	**16072**	**17144**
14	1165	2330	3496	4661	**5826**	**6991**	**8156**	**9321**	**10487**	**11652**	**12817**	**13982**	**15147**	**16313**	**17478**	**18643**
15	1267	2533	3800	5066	**6333**	**7599**	**8866**	**10132**	**11399**	**12665**	**13932**	**15198**	**16465**	**17732**	**18998**	**20265**
16	1412	2824	4236	**5648**	**7060**	**8472**	**9884**	**11296**	**12708**	**14120**	**15532**	**16944**	**18356**	**19768**	**21179**	**22591**

Abbildung 4.19: *Benötigte Antriebsleistung in [W] für F_{cmz2} und d_{f2} aus Abbildung 4.16 und $n = 30.000$ U/min*

4.2.5 Design-Festlegung mit Optimierungen für den Prozess

Eine erste CAD-Konstruktion und FEM-Analyse mit den in den Abschnitten 4.2.2 und 4.2.3 festgelegten Wahl des Werkstoffs und der Getriebeübersetzung mit dem Hauptgelenktyp Nr. 2 (siehe Abbildung 4.10) ergab nur geringe Auslenkungen. Daher wurde die Getriebeübersetzung bis auf $n_i \approx 4{,}5$ erhöht, um die gewünschte Auslenkung zu erreichen. Der Grund für die Vergrößerung lag zum einen an der hohen Systemsteifigkeit und des dadurch reduzierten Aktorhubs und zum anderen an dem nicht ideal steifen Hebel der Getriebeübersetzung.

Der Entwurf des 1D-FKG ist in Abbildung 4.20 links zu sehen.

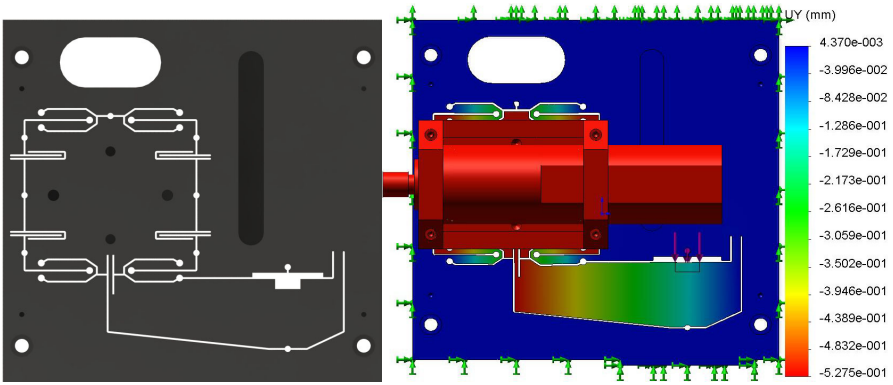


Abbildung 4.20: *Links: Erstentwurf der 1D-PCM für Optimierungsiterationen; rechts: FEM-Berechnung der Auslenkung*

Aufgrund der Prozesskräfte wurden vier zusätzliche Gelenke (Verdrehsicherungen) eingefügt. Die Verdrehsicherungen erhöhen die Steifigkeit um die z-Achse und wirken dem durch die Hebelübersetzung erzeugten Moment entgegen. Damit wird aus der rotatorischen Bewegung des Hebels eine rein translatorische Bewegung des Effektors erzeugt. Da diese zusätzlichen Gelenke zur Erhöhung der Systemsteifigkeit beitragen, wurde wie schon erwähnt die Hebelübersetzung erhöht. Für diese FEM-Analyse wird die Masse der Kress-Spindel FME1050 [Kress-08] angesetzt. Diese wird später gegen die Hochfrequenzspindel Shopper 3300HS5 [AlJä-09] ersetzt, da diese eine viel höhere Rundlaufgenauigkeit aufweist. Wie schon in Kapitel 2 dargestellt, gibt es keine konstruktive Richtlinie zur Auslegung von FKG. Die Konstruktion bzw. Auslenkung kann daher nur durch Iterationsschleifen zwischen CAD-Anpassungen und FEM-Berechnungen erreicht werden, damit alle vorher aufgestellten Randbedingungen (Prozesskraft, maximale Vergleichsspannung im Bauteil, Aktor drückt gegen eine Feder) eingehalten werden. Die Simulationsergebnisse werden zunächst darauf geprüft, welche Auslenkung des Effektors unter Berücksichtigung von Gl. (2-8) möglich ist. Daraufhin ist zunächst die Getriebeübersetzung anzupassen. Weiterhin werden die Steifigkeit in allen Achsrichtungen, die maximal auftretenden Vergleichsspannungen, die für die Auslenkung benötigte Kraft und die Auslenkungen in allen drei Raumrichtungen geprüft. Ziele der Iterationsschritte sind zum einen die Minimierung der Vergleichsspannungen durch Querschnitterhöhung oder Formänderung der kritischen Gelenke und zum anderen die Auslenkung in den ungewollten Richtungen durch ein entsprechendes Verhältnis der FKG zu erreichen. Weiterhin soll bei einer Kraftreserve des Piezo-Aktors, welcher zur Kompensation auftretender Fräskräfte dienen soll, der geforderte Hub erreicht werden, was durch Änderung der Getriebeübersetzung und der Gelenkssteifigkeiten erreicht werden kann. Unter Erreichung des Hubes ist auch die Höhe aller Einzelsteifigkeiten, welche zur Systemsteifigkeit k_S berechnet werden zu prüfen, da einzelne FKG mit niedrigeren Steifigkeiten zu ungewünschten Eigenfrequenzen führen können. Diese sollten möglichst ähnliche Steifigkeiten aufweisen. Die FEM-Berechnung des finalen Designs ist rechts in Abbildung 4.20 zu sehen. Sie zeigt die Spindel samt Aluminium-Halterung, berücksichtigt mit ihren Massen bzw. Trägheitsmomenten. Diese Darstellung besitzt eine numerisch ermittelte Auslenkung des Effektors (auf welchem die Spindel verschraubt ist) von 518,00 µm bei einer angelegten Aktorkraft von 5,5 kN. Weitere Ergebnisse der FEM-Berechnungen sind die Vergleichsspannung nach von-Mises und die Eigenfrequenzuntersuchung, deren Analysen in Abbildung 4.21 abgebildet sind. Die maximale Vergleichsspannung liegt bei 128,4 MPa und die erste Eigenfrequenz bei 101,2 Hz. Die weiteren Eigenfrequenzen liegen bei 242,2 Hz, 470,7 Hz und 542,0 Hz und spielen für die Dynamik des Systems eine untergeordnete Rolle.

Nach erfolgreicher FEM-Berechnung muss der reduzierte Aktorhub $\Delta L_{eff,y(FEM)}$ berechnet werden. Dieser ergibt sich durch die Systemsteifigkeit k_S, da der Aktor gegen diese Feder drücken muss. Die Auslenkung am Aktor $\Delta L_{y(FEM)}$ wird direkt aus dem FEM-Ergebnis ermittelt und beträgt 135,00 µm. Mit der Gl. (2-8) lässt sich berechnen, dass der reduzierte Aktorhub 119,26 µm beträgt. Mit Hilfe der linearen Annahme kann die reduzierte (oder erhöhte Auslenkung, falls der reduzierte Aktorhub $\Delta L_{eff,y(FEM)}$ größer ist als die aus der FEM-Berechnung ermittelte Auslenkung $\Delta L_{y(FEM)}$ am Aktorangriffspunkt) Auslenkung

des Effektors $\Delta y_{eff\,(FEM)}$ (effektive Effektorauslenkung) mit Hilfe aus der FEM-Berechnung ermittelten Auslenkung $\Delta y_{(FEM)}$ wie folgt berechnet werden:

$$\frac{\Delta L_{eff,y(FEM)}}{\Delta L_{y(FEM)}} = \frac{\Delta y_{eff\,(FEM)}}{\Delta y_{(FEM)}} \qquad \text{Gl. (4-11)}$$

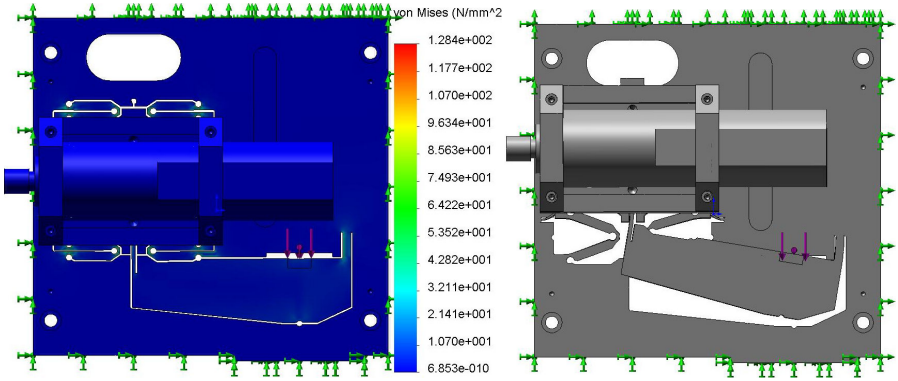


Abbildung 4.21: *Links: von-Mises-Vergleichsspannung mit $\sigma_{\max} = 128{,}40$ MPa; rechts: Darstellung der ersten Eigenfrequenz von 101,2 Hz*

Die effektive Auslenkung des Effektors ergibt sich zu 457,62 µm. Die weiteren Auslenkungen in die anderen Raumrichtungen bzw. die bei einer Bearbeitungskraft resultierenden Verdrehungen sollten so niedrig wie möglich sein. Sie sind in der Tabelle in Abbildung 4.22 dargestellt.

Die FEM-Berechnungen zeigen, dass die Auslenkung von 440,00 µm erreicht wird, etwa ein Sicherheitsfaktor von zwei für die Materialspannungen bleibt und die Aktoren noch genügend Kraftreserven besitzen, um Prozesskräfte zu kompensieren.

4.2.6 Implementierung und Verifikation der 1D-Piezo-Ausgleichsaktorik zur Ableitung der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik

Nach der konstruktiven Auslegung werden die FKG und alle Zubehörteile gefertigt. Diese werden zusammen mit dem Aktor eingebaut und in Betrieb genommen. Die detaillierte Beschreibung der Inbetriebnahme wird im folgenden Kapitel anhand der 3D-PCM gezeigt. In diesem Abschnitt erfolgt der experimentelle Nachweis der im vorangegangenen Abschnitt berechneten Werte. Er dient dazu, die Verifikation der 1D-PCM und des Gesamtkonzepts der hochgenauen roboterbasierten Bearbeitung zu zeigen.

	x-Richtung	y-Richtung	z-Richtung	von-Mises-Vergleichs-spannung [MPa]
Verschiebung reines FKG [µm]	0,00	470,04	-0,05	141,80
Verschiebung mit Kress-Spindel und Halterung [µm]	-0,50	457,62	-1,25	128,40
Verschiebung mit Kress-Spindel und Halterung bei 500N Prozesskraft in y-Richtung [µm]	-0,50	526,43 bzw. 357,12	-1,25	198,20

Abbildung 4.22: *FEM-berechnete Verschiebung (jeweils an der Effektorplatte) in [µm] und dazugehörige von-Mises-Vergleichsspannung in [MPa]*

In der rechten Abbildung 4.23 wird mit einem Lasertriangulationssensor die Auslenkung der 1D-PCM nach Hysteresekompensation aufgenommen. Sie zeigt eine Auslenkung von 430 µm und weicht damit knapp 6% von der berechneten Auslenkung ab. Weiterhin zeigt Abbildung 4.23, dass der Piezo-Aktor hysteresebehaftet ist. Mit Hilfe des Servomoduls, welches die Aktorstellung durch die interne DMS-Messung regelt und dabei die Spannung herunterregelt (bis ca. 8,5 V, siehe Abbildung 4.23 rechts), kann die Hysterese auf 2,8% des Stellbereichs reduziert werden, siehe Abbildung 4.23 rechts. Im weiteren Verlauf wird das System daher als linear angenommen.

Abbildung 4.24 zeigt die gemessenen Eigenfrequenzen. Mit Hilfe eines Modalhammers und der Messung der Auslenkung in alle drei Raumrichtungen wurde die Systemantwort nach einer Schwingungsanregung gemessen.

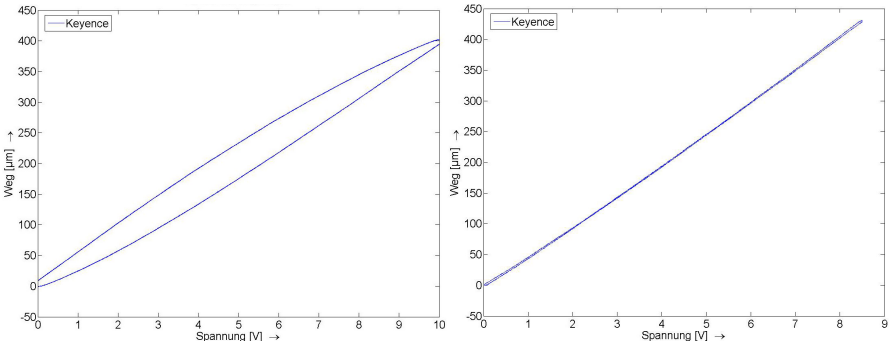


Abbildung 4.23: *Kompensation der Hysterese im 1D-PCM-System: links: mit Hysterese und rechts: Hysterese kompensiert durch das Servomodul*

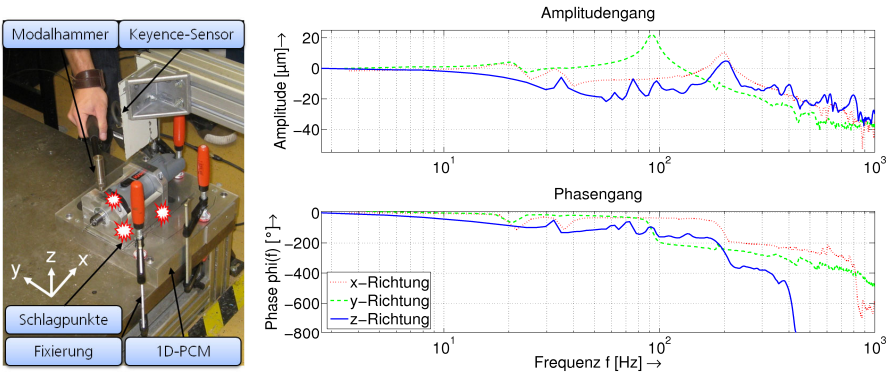


Abbildung 4.24: *Validierung der FEM-Berechnung: links: Anordnung der Modalanalyse und rechts Eigenfrequenz-Analyse (FFT) in alle Raumrichtungen*

Um die Frequenzen zu analysieren, wurden die Signale einer FFT (Fast Fourier Transformation) unterzogen, welche die Signale in den Frequenzbereich transformiert. Die Modalanalyse ergab Eigenfrequenzen der 1D-PCM bei 93,1 Hz, 199,3 Hz und 204,9 Hz. Die erste Eigenfrequenz ist die der gewünschten Eigenmode in y-Richtung. Die zweite und dritte Eigenfrequenz wurden aus den Messungen in x- und z-Richtung analysiert, bei denen es sich um die Drehbewegung um die z-Achse handelt. Prinzipiell liegen die Eigenfrequenzen etwa an den numerisch berechneten von 101,2 Hz und 242,2 Hz. Ein Grund dafür, weshalb die messtechnisch ermittelten Eigenfrequenzen niedriger sind als die numerisch berechneten, kann unter anderem daran liegen, dass das 1D-PCM auf einem großen Stahltisch montiert ist, welcher selbst niedrigere Eigenfrequenzen von 20,3 Hz bzw. 33,6 Hz besitzt. Diese sind im Amplitudengang leicht erkennbar und wurden in einer separaten Messung bestätigt und können dazu führen, dass das System träger erscheint.

Nachdem grundlegende Untersuchungen für die FEM-Validierung durchgeführt waren, werden, wie in Abbildung 4.25 zu sehen weitere Untersuchungen der 1D-PCM in zwei Testumgebungen mit dem bereits bekannten ABB-Roboter IRB7600 bzw. einem Reis-Roboter RV40 mit 40 kg Handhabungsgewicht, [Reis-09] und einem Leica-Lasertracker [Leic-09] zur Messung des Fehlers durchgeführt. Damit eine Fehlerkompensation in Echtzeit möglich wird, wurde eine Echtzeitentwicklungsumgebung von dSpace [dSpa-08] zur vollständigen Signalverarbeitung aller eingehenden Signale integriert. Für die Regelung wurde ein kapazitiver Sensor der Fa. MikroEpsilon [MiEp-09] mit einer Abtastfrequenz von 2 kHz und einer Auflösung von 0,15 µm als Rückführung zur Regelung der Effektorposition in die freie Aussparung gegenüber der Hebelanbindung oberhalb des Effektors integriert, siehe Abbildung 4.20 links und Abbildung 4.6 rechts. Zur Fehlererfassung wurde ein Lasertriangulationssensor der Fa. Keyence [Keye-08] mit einem Messbereich von ±15 mm, einer Abtastfrequenz von bis zu 50 kHz und einer Auflösung von 0,2 µm eingesetzt. Er wurde indirekt dazu genutzt, den Fehler des Roboters während der Fräsbearbeitung in einer Richtung aufzunehmen, indem er die Fläche des Messblocks misst, siehe Abbildung 4.25 links. Hierzu wurden alle von einer vorgegebenen Größe abweichenden Fehler direkt als Führungsgröße für die Regelung genutzt. Die Regelung bestand darin, diese Führungsgröße mit den Wer-

ten des kapazitiven Sensors abzugleichen und den Restfehler mit Hilfe eines PI-Reglers zu kompensieren.

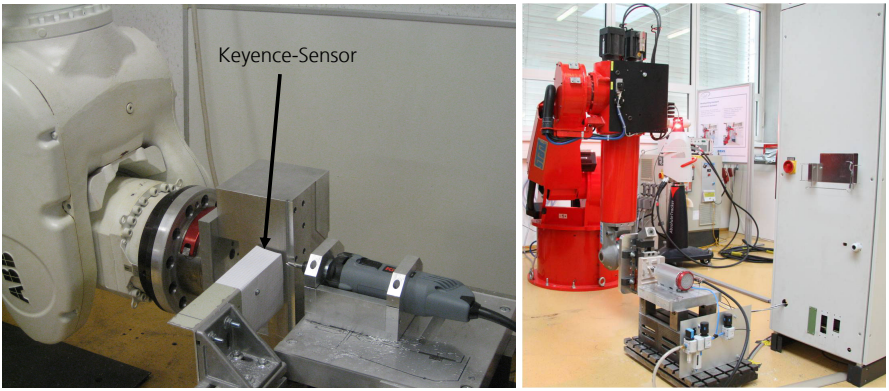


Abbildung 4.25: *Aufgebautes Testsystem: links mit dem ABB IRB7600 und rechts mit einem Reis RV40 und Schnellfrequenzspindel*

Abbildung 4.26 zeigt die Ergebnisse zu den in Abbildung 4.25 aufgebauten Testsystemen. Es wurden jeweils Fräsbahnen mit 1 mm radialer und 10 mm axialer Zustellerung bearbeitet und die dazugehörigen Signale aufgezeichnet. Deutlich zu sehen ist, dass die 1D-PCM (Rückführgröße des kapazitiven Sensors) dem Robotersignal (Führungsgröße Keyence) sehr gut folgen kann. Der Fehler bewegt sich in einem Bereich um etwa ±20 µm (Restfehler). Im linken Diagramm sind die Verläufe der Fräsbahn des ABB-IR und im rechten Diagramm die Fräsbahn mit dem Reis-IR zu sehen. Weiterhin ist im rechten Diagramm im oberen Signalverlauf dargestellt, wie der Fehler wäre, wenn ohne Ausgleich gefräst werden würde. Die Ausgleichsachse wurde hierzu auf einen festen Arbeitspunkt gestellt.

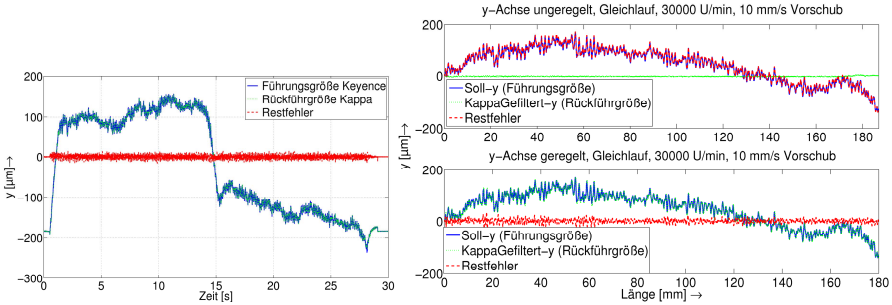


Abbildung 4.26: *Links: Signalanalyse für Fräsversuch mit $AlMg_{3,5}$, $a_e = 1$ mm, $a_p = 10$ mm, $v_f = 1$ mm/s und $n = 30.0000$ U/min mit dem ABB-IR; rechts: Fräsversuch mit dem Reis-IR*

Der Fehler beträgt so bis zu 350 µm. Im unteren Signalverlauf wurde der Fehler hingegen kompensiert. Die Oberflächen der Fräsbahnen wurden hinsichtlich des Restfehlers als gut bewertet und werden in einem späteren Kapitel vermessen, damit die Beurteilung nicht nur anhand der Signalauswertung, sondern anhand quantitativer Aussagen bezüglich der Bearbeitungsqualität gemacht werden kann. Für die Verifikation der Funktionsfähigkeit des Konzepts zur Fehlerkompensation genügt die Signalauswertung, damit mit der Entwicklung der 3D-PCM begonnen werden kann.

4.3 Konstruktion einer 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik

Der vorausgehende Abschnitt 4.1.3 erläutert ausführlich anhand des V-Modells, wie die Vorgehensweise in der Auslegung einer einzelnen Achse erfolgt. Diese wird für die Konstruktion der 3D-PCM identisch angewendet, siehe Abbildung 4.5. Für die Verifikation der Steifigkeiten bzw. der Ausgleichsbewegungen werden vorher mechanische Ersatzmodelle entworfen, bevor die Parameterstudien für die konstruktive Auslegung jeder Achse folgen. Diese sollen zum einen Auskunft über die mechanischen Eigenschaften wie Steifigkeit und Auslenkung und zum anderen über das dynamische Verhalten geben.

Für die drei Ausgleichsachsen werden verschiedene Stellwegvergrößerungen und FKG in Betracht gezogen. Aufgrund der positiven Erfahrungen der 1D-PCM mit der einfachen und steifen Hebelübersetzung wird der einfache Hebel auch für die 3D-PCM favorisiert. Zumindest die erste Achse bleibt daher auf dieser Basis. Für die in einer Ebene befindlichen zwei Auslenkungsrichtungen wird das Prinzip in Reihe geschalteter Achsen angewendet und zunächst eine 2D-PCM entwickelt. Der zusätzliche Freiheitsgrad wird um den 1D-Mechanismus gelegt. Exemplarisch dafür sind die in Abbildung 4.27 gezeigten Lösungen dargestellt.

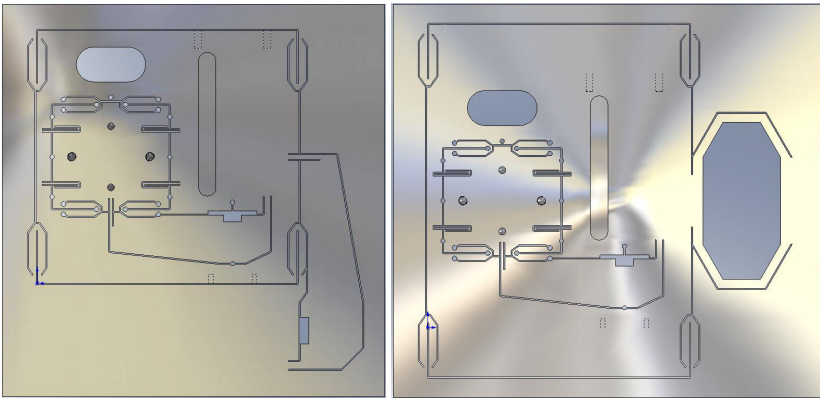


Abbildung 4.27: *Links: xy-Einheit mit doppelter 1D-PCM als 90°-Version; rechts: als Parallel-Anordnung*

Auf die Darstellung weiterer Lösungen (senkrechter Piezo-Aktor auf die 1D-PCM) wird hier verzichtet, da diese bedeutend mehr Platz benötigen. Eine Beurteilung der jeweiligen Lösungen fand auf ersten FEM-Berechnungen statt, welche miteinander verglichen wurden. Wegen der mechanischen Eigenschaften (Steifigkeit und Auslenkung) und aufgrund des geringeren Gewichts und Platzbedarfs wird die Lösung paralleler Piezo-Aktoren in der rechten Abbildung für die mechanische Modellbildung herangezogen, um die weitere iterative Parametrisierung der CAD-Konstruktion zu finden. Für die Bewegung in z-Richtung wurden die in Abbildung 4.28 gezeigten fünf Mechanismen als Vergleichsbasis entwickelt. Die Schwierigkeit in z-Richtung besteht darin, dass die xy-Einheit aus Abbildung 4.27 von dem z-Mechanismus getragen werden muss und aufgrund der seriellen Anordnung der Auslenkbewegung in z-Richtung der Gewichtskraft entgegen wirkt. Eine von der xy-Einheit (2D-PCM) mechanisch entkoppelte Bewegung für die z-Richtung existiert nicht.

Die in Abbildung 4.28 gezeigten fünf Mechanismen beruhen alle auf Basis von FKG.

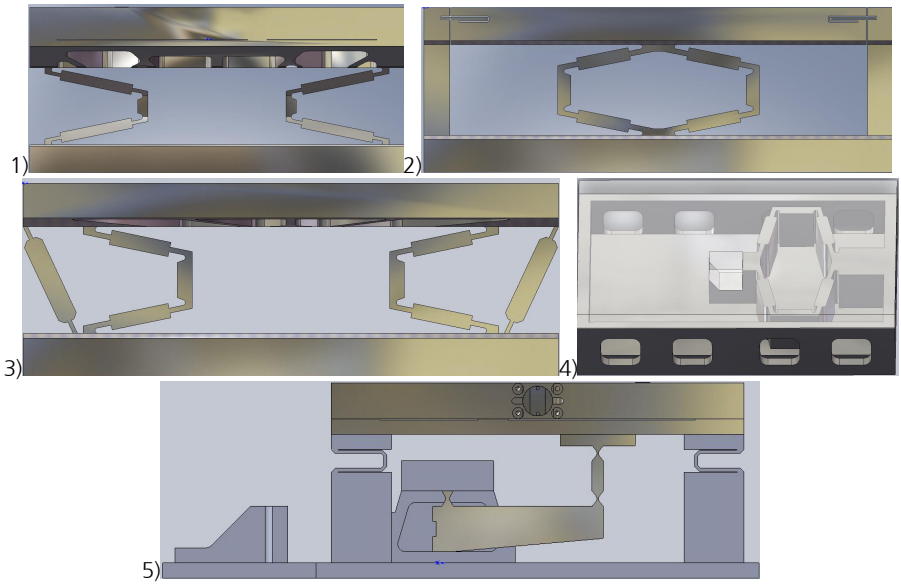


Abbildung 4.28: *Fünf Möglichkeiten für den Ausgleich in z-Richtung in serieller Anordnung*

Die Mechanismen 1 bis 4 besitzen einen Kniehebelrahmen für die Stellwegvergrößerung. Bei den Mechanismen 1 bis 3 wird eine reine 1D-Bewegung über einen Kniehebelrahmen erzeugt. Die Mechanismen 2 und 3 besitzen darüber hinaus zusätzliche FKG zur Steifigkeitserhöhung in z-Richtung. Die Idee des Mechanismus 4 besteht gegenüber 1 bis 3 darin, dass die direkte Stellwegvergrößerung über einen im Reibschluss befindlichen Keil in z-Richtung wirkt. Der Keil würde eine weitere Bewegungsrichtung (2D) verursachen, die wiederum in der Auslegung berücksichtigt werden müsste. Die Reibungsverluste im Keil stehen

dem wesentlichen Vorteil von FKG entgegen. Der Mechanismus 5 besitzt einen einfachen Hebel als Getriebeelement. Zur Steifigkeitserhöhung und Stabilisierung in z-Richtung wurden insgesamt vier Füße bestehend aus einzelnen FKG integriert, damit zum einen die Bewegung rein translatorisch in z-Richtung übertragen und zum anderen ein Verkippen um die x- bzw. y-Achse vermieden wird. Der Mechanismus 5 besitzt letztendlich einen entscheidenden Vorteil gegenüber den vier vorherigen entwickelten Auslenkungsmechanismen. Mit Hilfe des Hebels und der Übersetzung durch den senkrechten Steg bietet diese Anordnung die Möglichkeit, dass der Aktor direkt die Gewichtskräfte und Prozesskräfte kompensieren kann. Die Problematik, dass sich die FKG der Kniehebelrahmen in sich durchbiegen können – wie in Mechanismus 1 bis 4 –, worauf der Piezo-Aktor nur gering reagieren kann, existiert für Mechanismus 5 nur in sehr geringem Maße. Aufgrund der wesentlichen Vorteile zugunsten des Mechanismus 5 wird keine weitergehende Bewertung durchgeführt und dieser für die Auslegung weiterentwickelt.

4.3.1 Mechanische Modellbildung und Konzeption aller Ausgleichsachsen

Bevor die reine Konstruktion und iterative Optimierung der einzelnen Achsen durchgeführt wird, erfolgt eine Vorauslegung der Getriebe und FKG-Abmessungen, damit zum einen ein optimales Verhältnis aus Systemsteifigkeit und Getriebeübersetzung gefunden werden kann und zum anderen die mechanischen Merkmalausprägungen der Übersetzungen definiert sind. Die Anforderungen sind aus Kapitel 3 bekannt. Die Auslenkung soll mindestens 500 µm je Achse bei Verwendung des bereits bekannten Werkstoffs EN AW-6082 betragen. Weiterhin wird für die Auslegung eine Sicherheit von 10% berücksichtigt.

4.3.2 Modell der x-Achse

Abbildung 4.29 zeigt das mechanische Ersatzmodell der x-Achse mit der Masse m_x. Dieses beinhaltet die y-Achse, welche zwar als Masse m_y dargestellt ist, aber in seiner Funktionalität aus der 1D-PCM bereits bekannt ist. Wie schon die y-Achse besteht die x-Achse aus vier Führungsgelenken und vier Verdrehsicherungen, um Momente um die z-Achse zu kompensieren.

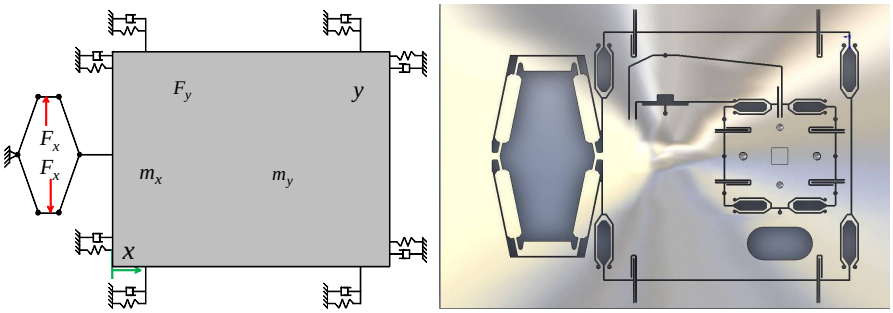


Abbildung 4.29: *Links: Mechanisches Ersatzmodell der x-Achse; links: CAD-Modell*

Damit eine erste Auslegung der Getriebeübersetzung erfolgen kann, wird zunächst der Kniehebelrahmen näher beleuchtet. Hierzu wird ein geometrisches Modell im CAD entwickelt, siehe Abbildung 4.30, mit dessen Hilfe ein optimales Verhältnis aus den festzulegenden Parametern gefunden werden kann. Rechts in der Abbildung ist das mechanische Ersatzmodell mit den stark vergrößerten Verschiebungen bei einer anliegenden Aktorkraft F_x zu sehen.

Die daraus resultierende Verschiebung und Winkeländerung sind schattiert eingezeichnet. Für den Winkel ergibt sich mit Hilfe der Werte aus dem ersten CAD-Entwurf

$$\alpha = \arctan\left(\frac{h_k}{l_k/2}\right) = \arctan\left(\frac{19{,}24}{243/2}\right) = 8{,}998° .$$

Daraus wiederum lässt sich unter Annahme einer 10%-igen Sicherheit – also einer Stellwegvergrößerung von 550 µm – der Winkel α' unter Beanspruchung zu

$$\alpha' = \arctan\left(\frac{h_k - \Delta x}{l_k/2 + \Delta y/2}\right) = \arctan\left(\frac{19{,}24 - 0{,}55}{243/2 + 0{,}18/2}\right) = 8{,}739°$$

berechnen. Da die Systemsteifigkeit unbekannt ist, wird zunächst die Annahme einer Aktorverlängerung von 180 µm, was dem Hub des Piezo-Aktors entspricht, gewählt. Somit stellt α' den bei diesen gewählten Abmaßen minimal erreichbaren Winkel dar (freie Aktorbewegung ohne Gegenkraft) und unter Berücksichtigung des Auslenkungsverlustes des Piezo-Aktors stellt sich im Betrieb ein Winkel zwischen α und α' ein, siehe Gl. (2-8).

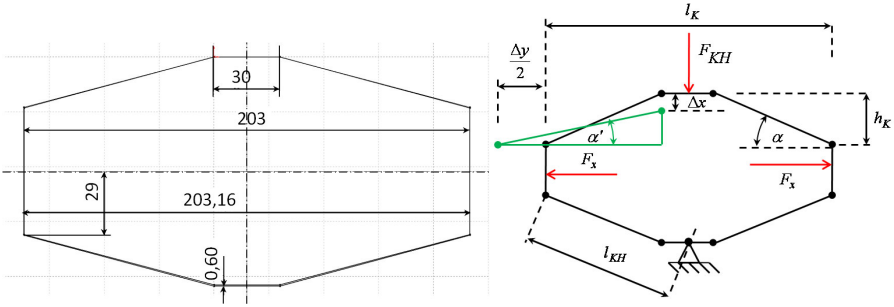


Abbildung 4.30: *Modell des Kniehebelrahmens der x-Achse, links: als CAD-Modell; rechts: mechanisches Ersatzmodell mit Belastung (schattiert)*

Da der Auslenkungsverlust in der Winkelberechnung nur marginalen Einfluss hat (siehe Berechnung von α', da $\Delta y << l_K$), wird für die Getriebeübersetzung zunächst diese Anordnung mit dem Winkel α und den Geometrieabmaßen h_K (Höhe des Kniehebels), l_K (aktuelle Länge des belasteten Aktors), l_{KH} (Länge des Kniehebels) und L_0 (unbelastete

Aktorlänge) gewählt. Damit lässt sich die Übersetzung ohne Berücksichtigung des Auslenkungsverlustes wie folgt berechnen:

$$n_x = \frac{\Delta x}{\Delta y} = \frac{l_K}{\sqrt{l_{KH}^2 - \left(\frac{l_K}{2}\right)^2}} = \frac{L_0 + \Delta y}{\sqrt{l_{KH}^2 - \left(\frac{L_0 + \Delta y}{2}\right)^2}} \approx \frac{L_0}{\sqrt{l_{KH}^2 - \left(\frac{L_0}{2}\right)^2}}. \qquad \text{Gl. (4-12)}$$

Eine erste Rechnung ergibt $n_x \approx 3{,}3$. Nicht berücksichtigt ist der Auslenkungsverlust nach Gl. (2-9), welcher über die Systemsteifigkeit und die Gesamtanzahl aller FKG ermittelt werden muss, um schließlich die Getriebeübersetzung und die damit realisierbare Verschiebung berechnen zu können.

Die Systemsteifigkeit $k_{S,x}$ in x-Richtung lässt sich wie folgt berechnen:

$$k_{S,x} = k_{KH,x} + 4 \cdot k_{HG,x} + 4 \cdot k_{VS,x}. \qquad \text{Gl. (4-13)}$$

Sie besteht aus einer Reihenschaltung von je vier parallelen einzelnen FKG-Elementen mit den Kniehebelsteifigkeiten k_{KH,x_i}, welche die Kniehebelrahmensteifigkeit $k_{KH,x}$ ergibt, den Steifigkeiten der Hauptgelenke $k_{HG,x}$ und der Steifigkeit der Verdrehsicherung $k_{VS,x}$, welche separat berechnet werden müssen.

Die Berechnung der Steifigkeit des Kniehebels ist nach einer ersten konstruktiven Auslegung mit den geometrischen Abmessungen der FKG möglich. Abbildung 4.31 zeigt den Kniehebelrahmen bestehend aus seinen acht einzelnen FKG. Aufgrund der kleinen Winkel wird diese näherungsweise nach einer Reihenschaltung aus jeweils vier paralleler FKG berechnet, siehe Abbildung 4.31 rechts. Auf eine weitere Aufteilung nach dem Winkel α in eine Reihen- und Parallelschaltung wird verzichtet, da der Einfluss vernachlässigbar ist.

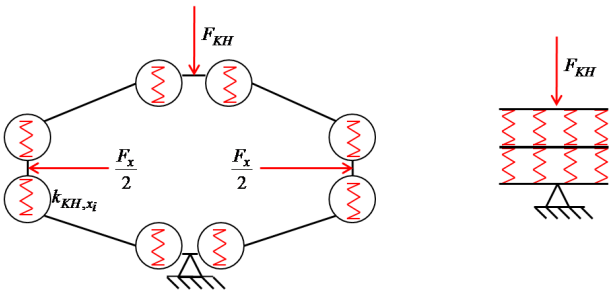


Abbildung 4.31: *Links: Modell des Kniehebelrahmens bestehend aus acht FKG und rechts: Annahme einer vereinfachten Parallelschaltung*

Damit lässt sich die Steifigkeit aus den einzelnen FKG-Elementen des Kniehebelrahmens unter der Annahme eines einseitig eingespannten Biegeträgers berechnen, siehe Abbildung

4.31 rechts. Die Auslenkung $s_{KH,x}$ eines einzigen rechteckigen Biegebalkens wird beschrieben durch

$$s_{KH,x} = \frac{F_{x_i} \cdot l_{B_x}^3}{3 \cdot E \cdot I_z} = \frac{F_{x_i} \cdot l_{B_x}^3}{3 \cdot E \cdot \frac{h \cdot t_{KH,x}^3}{12}} = \frac{4 \cdot F_{x_i} \cdot l_{B_x}^3}{E \cdot h \cdot t_{KH,x}^3}, \qquad \text{Gl. (4-14)}$$

wobei F_{x_i} die auslenkende Kraft am i-ten Element mit dem Trägheitsmoment I_z, l_{B_x} die Länge des FKG, E das E-Modul, h die Höhe und t_{KH} die Stegbreite des FKG ist. Der Winkel α_i' eines einzelnen FKG-Elements, um den der Biegebalken ausgelenkt ist, wird durch

$$\alpha_i' = \arcsin\left(\frac{\Delta x_i}{l_{B_x}}\right) = \arcsin\left(\frac{4 \cdot F_{x_i} \cdot l_{B_x}^2}{E \cdot h \cdot t_{KH,x}^3}\right) \qquad \text{Gl. (4-15)}$$

beschrieben, wobei Δx_i mit $s_{KH,x}$ gleichzusetzen ist. Der Biegebalken wird als Drehgelenk modelliert. Da dessen Auslenkwinkel aber relativ klein ist, gilt $\arcsin\alpha \approx \alpha$, womit sich die Steifigkeit des Biegebalkens berechnen lässt zu

$$k_{KH,x_i} = \frac{\frac{F_{x_i}}{2}}{s_{KH,x}} = \frac{F_{x_i}}{\frac{2 \cdot F_{x_i} \cdot l_{B_x}^3}{E \cdot h \cdot t_{KH,x}^3}} = \frac{E \cdot h \cdot t_{KH,x}^3}{2 \cdot l_{B_x}^3}. \qquad \text{Gl. (4-16)}$$

Die Hauptgelenke setzen sich aus zwei hintereinander geschalteten Biegebalken zusammen, wie in Abbildung 4.32 gezeigt.

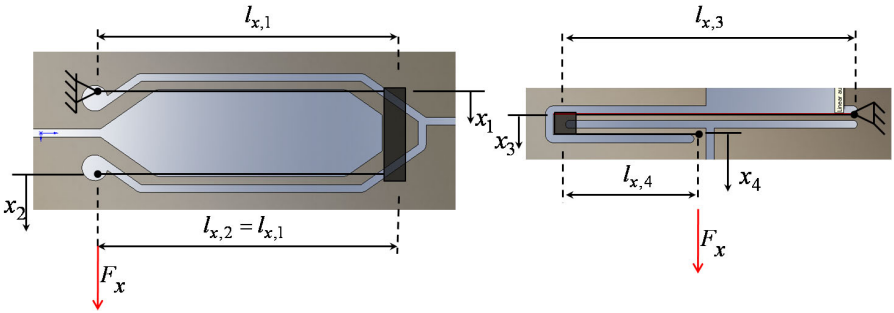


Abbildung 4.32: *Zusammensetzung und Hauptmerkmale der Hauptgelenke und Verdrehsicherung*

Vereinfacht lassen sie sich durch ein Starrkörperelement verbinden und wie folgt berechnen:

$$\frac{1}{k_{HG,x}} = \frac{1}{k_{hg,1}} + \frac{1}{k_{hg,2}}. \qquad \text{Gl. (4-17)}$$

Nach Gl. (4-16) lässt sich die Steifigkeit eines Hauptgelenks zusammenfassen zu

$$k_{HG,x} = \frac{E \cdot h \cdot t_{HG,x}^3}{4 \cdot (l_{x,1}^3 + l_{x,2}^3)}. \qquad \text{Gl. (4-18)}$$

Die Berechnung der Steifigkeit der Verdrehsicherungen erfolgt entsprechend Abbildung 4.32 und analog der Hauptgelenkssteifigkeiten aus Gl. (4-17) zu

$$k_{VS,x} = \frac{E \cdot h \cdot t_{VS,x}^3}{4 \cdot (l_{x,3}^3 + l_{x,4}^3)}. \qquad \text{Gl. (4-19)}$$

Mit Gl. (4-16) bis Gl. (4-19) lässt sich Gl. (4-13) berechnen zu

$$k_{S,x} = \frac{E \cdot h \cdot t_{KH,x}^3}{l_{B_x}^3} + \frac{E \cdot h \cdot t_{HG,x}^3}{(l_{x,1}^3 + l_{x,2}^3)} + \frac{E \cdot h \cdot t_{VS,x}^3}{(l_{x,3}^3 + l_{x,4}^3)}. \qquad \text{Gl. (4-20)}$$

Setzt man anhand erster CAD-Skizzen alle Zahlenwerte in Gl. (4-20) ein, ergibt sich für die Steifigkeit der x-Achse

$$k_{S,x} = 42{,}823 \text{ N/µm}.$$

Die Zahlenwerte werden aus einem ersten konstruktiven Entwurf und den Erfahrungen der 1D-PCM entnommen. Mit Hilfe der Systemsteifigkeit lässt sich der Auslenkungsverlust des Piezo-Aktors und somit seine effektive Verschiebung, siehe Gl. (2-8) berechnen. Gegenüber der Berechnung mit $\Delta y/2$, siehe Abbildung 4.30 ergibt sich nun für den Aktor

$$\Delta L_{eff,x} = 117{,}24 \text{ µm}.$$

Der Zusammenhang zwischen Steifigkeit und Auslenkungsverlust erzeugt eine Reduzierung der effektiven Verschiebung in der x-Achse. Näherungsweise wird der effektive Winkel α'_{eff} ohne Berücksichtigung einer Verlängerung von l_{KH} berechnet, was wiederum zu einer größeren Verschiebung der x-Achse führen würde. Der neue Winkel α'_{eff} ergibt sich mit Hilfe der effektiven Verschiebung $\Delta L_{eff,x}$ zu:

$$\alpha'_{eff} = \arccos\left(\frac{\frac{l_k}{2} + \frac{\Delta L_{eff,x}}{2}}{l_{KH}}\right) = 8{,}780°.$$

Mit Hilfe der trigonometrischen Beziehung aus Abbildung 4.30 lässt sich eine effektive Verschiebung von

$$\Delta x_{eff} = h_k - \sin\alpha'_{eff} \cdot l_{KH} = 465{,}17 \text{ µm}.$$

berechnen. Diese erste Auslegung der Kniehebeldimensionen, insbesondere des Winkels von etwa $\alpha = 9°$ wird für die FEM-Berechnung verwendet, um die Verschiebung bzw. die Materialspannungen zu verifizieren. Damit kann eine Optimierung unter Berücksichtigung des Auslenkungsverlustes erfolgen, um eine effektive Verschiebung in der x-Achse von 550 µm zu erreichen.

Die Überlegung der Parametrisierung mit dem mechanischen Modell würde das Rückwärtsrechnen ermöglichen, um einen genauen Winkel α zu berechnen, damit unter Berücksichtigung des Auslenkungsverlusts des Piezo-Aktors die gewünschte Verschiebung des Effektors erreicht wird. Hierzu wird das linke CAD-Modell aus Abbildung 4.30 unter Berücksichtigung der Längung von l_{KH} angepasst. Die erste Abschätzung wurde daher für die FEM-Auslegung verwendet. Die Entwicklung der x-Achse nach der mechanischen Vorauslegung und deren FEM-Ergebnis ist in Abbildung 4.33 zu sehen.

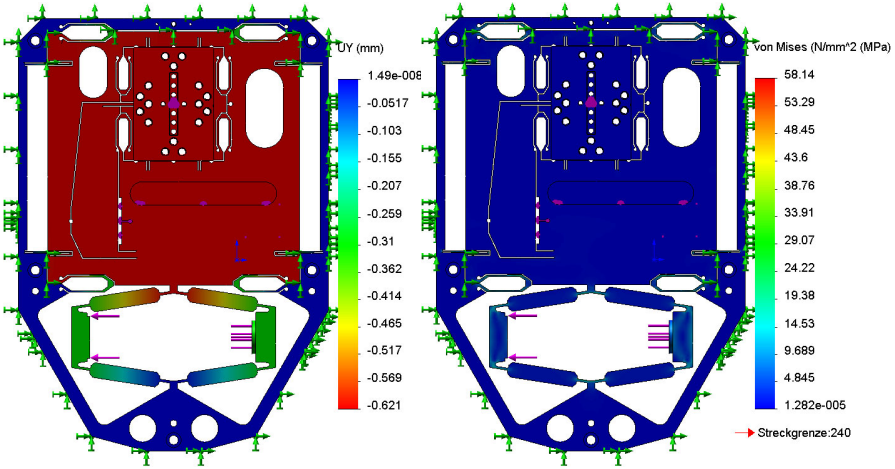


Abbildung 4.33: *Links: FEM-Ergebnis der Verschiebung in x-Richtung in [mm]; rechts: maximale von-Mises-Vergleichsspannung in [MPa]*

Sie zeigt eine Verschiebung in x-Richtung von $\Delta x_{(FEM)} = 621$ µm (links) und eine maximale Vergleichsspannung nach von-Mises von $\sigma_{von-Mises,x(FEM)} = 58$ MPa. Die Vergleichsspannung bleibt damit im Rahmen der Forderung, welche mit Sicherheitsfaktor 2 festgelegt wird. Für die effektive Verschiebung der x-Achse ist die Ermittlung der Systemsteifigkeit aus der FEM-Simulation nötig. Hierzu wird mit Hilfe der in der FEM-Simulation beaufschlagten Aktorkraft die zugehörige maximale Auslenkung an den Aktorflächen ermittelt, wodurch sich eine Steifigkeit von

$$k_{S,x(FEM)} = 39{,}568 \text{ N/µm}$$

ergibt, welche nahe an den berechneten Steifigkeiten des mechanischen Modells liegt.

Mit Hilfe von Gl. 2.08 beträgt damit die effektive Verschiebung des Piezo-Aktors nach der FEM-Analyse

$$\Delta L_{eff,x(FEM)} = 120{,}43 \text{ µm.}$$

Da die Verschiebung an den Aktorflächen in der Simulation einen Weg von zusammen $\Delta L_{x(FEM)} = 139$ µm ergibt, wie in Abbildung 4.34 gezeigt, reduziert sich die effektive Verschiebung ebenso wie die maximale Vergleichsspannung.

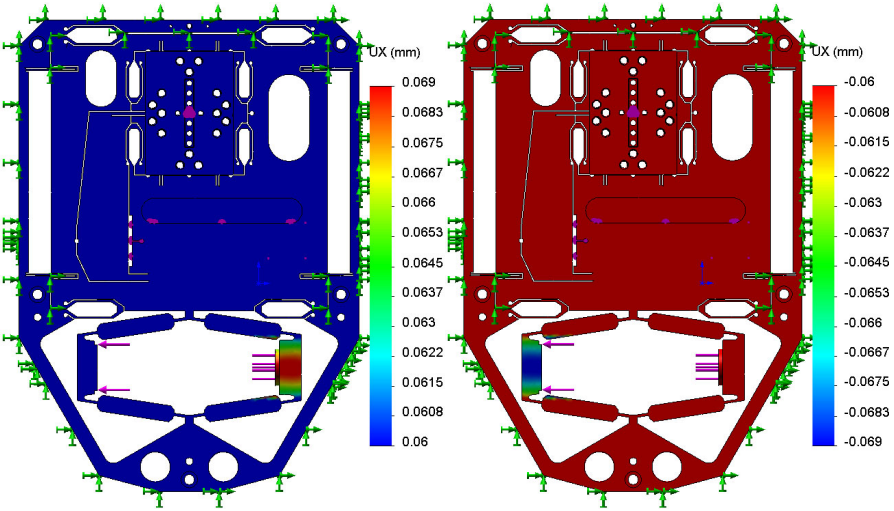


Abbildung 4.34: *Links und rechts: FEM-Ergebnis der Verschiebung $\Delta L_{x(FEM)}$ in Aktor-Richtung in [mm]*

Wie bereits in der mechanischen Modellbildung lässt sich die effektive Verschiebung mit Hilfe des Strahlensatz zu

$$\Delta x_{eff\,(FEM)} = \Delta L_{eff\,,x(FEM)} \cdot \frac{\Delta x_{(FEM)}}{\Delta L_{x(FEM)}} = 538{,}04 \text{ µm}$$

ermitteln, was für die Auslenkung in x-Richtung zunächst ausreichend ist. Die optimierte und iterierte Konstruktion mit FEM-Berechnung wird nach erfolgreicher Auslegung der y- und z-Achse in Abschnitt 4.3.5 durchgeführt.

4.3.3 Modell der y-Achse

Das Modell der y-Achse erfolgt analog der 1D-PCM, jedoch mit der Vorgabe, ebenso einen Weg von 550 µm zu erreichen. Das mechanische Modell ist bereits in Abbildung 4.29 gezeigt. Die Gesetzmäßigkeiten und Berechnungen der Steifigkeiten gestalten sich für die einfache Hebelübersetzung einfacher als für den Kniehebelrahmen. Für die Übersetzung wurde gegenüber der 1D-PCM eine größere Übersetzung von

$$n_y = \frac{l_2}{l_1} = \frac{180mm}{40mm} = 4{,}5$$

gewählt, damit die gewünschte Verschiebung in der y-Achse erreicht werden kann.

Das mechanische Ersatzmodell kann, wie in Abbildung 4.35 gezeigt, aufgestellt werden. Damit lassen sich die Einzelsteifigkeiten gemäß den Berechnungen in Abschnitt 4.3.2 ermitteln, um die effektive Verschiebung in y-Richtung zu berechnen.

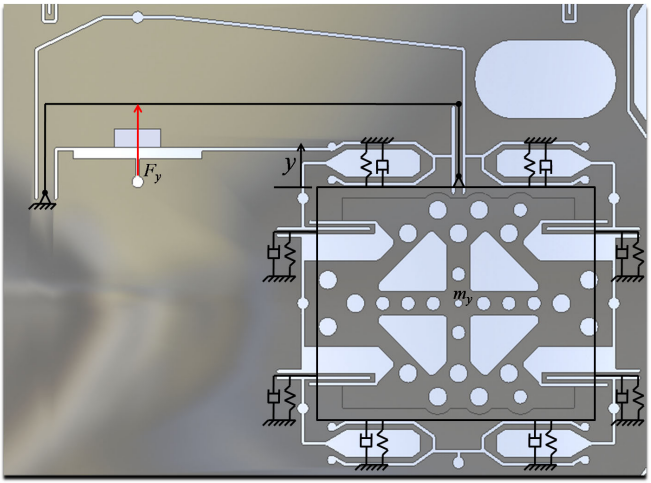


Abbildung 4.35: *Mechanisches Ersatzmodell zur Bestimmung der Systemsteifigkeit*

Die Gesamtsteifigkeit $k_{S,y}$ in y-Richtung setzt sich gemäß Gl. (4-13) zusammen aus der Steifigkeit $k_{EH,y}$ des einfachen Drehgelenks an der Hebeleinspannung, der Wegübertragung durch das Drehgelenk des Steges $k_{St,y}$, den vier Hauptgelenkssteifigkeiten $k_{HG,y}$ und den vier Steifigkeiten der Verdrehsicherung $k_{VS,y}$:

$$k_{S,y} = k_{EH,y} + k_{St,y} + 4 \cdot k_{HG,y} + 4 \cdot k_{VS,y}. \qquad \text{Gl. (4-21)}$$

Die Hauptgelenkssteifigkeiten und die Steifigkeiten der Verdrehsicherungen berechnen sich äquivalent zu Gl. (4-18) und Gl. (4-19) bzw. äquivalent zu Abbildung 4.32 mit den Dimensionen $l_{y,1}$ bis $l_{y,4}$ zu:

$$k_{HG,y} = \frac{E \cdot h \cdot t_{HG,y}^3}{4 \cdot (l_{y,1}^3 + l_{y,2}^3)}, \qquad \text{Gl. (4-22)}$$

bzw.

$$k_{VS,y} = \frac{E \cdot h \cdot t_{VS,y}^3}{4 \cdot (l_{y,3}^3 + l_{y,4}^3)}. \qquad \text{Gl. (4-23)}$$

Die Steifigkeit des Drehgelenks des einfachen Hebels lässt sich mit Hilfe der maximalen Verschiebung eines einseitig eingespannten Biegebalkens mit der Länge l_{B_y} (senkrecht zur Hauptausprägungsrichtung des einfachen Hebels) unter Beaufschlagung mit einem Teil der Piezo-Akor-Kraft F_y entsprechend Gl. (4-14) bzw. Gl. (4-16) zu

$$k_{EH,y} = \frac{F_y}{s_{EH,y}} = \frac{E \cdot h \cdot t_{EH,y}^3}{4 \cdot l_{B_y}^3} \qquad \text{Gl. (4-24)}$$

berechnen. Der Steg dient zur Verbindung des einfachen Hebels mit der Effektorplatte. Dieser lässt sich ebenso als Biegebalken mit der Steifigkeit $k_{St,y}$ darstellen

$$k_{St,y} = \frac{F_y}{s_{St,y}} = \frac{E \cdot h \cdot t_{St,y}^3}{4 \cdot l_{B_{ySt}}^3}. \qquad \text{Gl. (4-25)}$$

Mit Gl. (4-22) bis Gl. (4-25) folgt aus Gl. (4-21)

$$k_{S,y} = \frac{E \cdot h \cdot t_{EH,y}^3}{4 \cdot l_{B_y}^3} + \frac{E \cdot h \cdot t_{St,y}^3}{4 \cdot l_{B_{ySt}}^3} + \frac{E \cdot h \cdot t_{HG,y}^3}{(l_{y,1}^3 + l_{y,2}^3)} + \frac{E \cdot h \cdot t_{VS,y}^3}{(l_{y,3}^3 + l_{y,4}^3)}. \qquad \text{Gl. (4-26)}$$

Setzt man die Zahlenwerte in Gl. (4-26) ein, ergibt sich für die Steifigkeit der y-Achse

$$k_{S,y} = 33{,}007 \text{ N/µm.}$$

Die Zahlenwerte werden aus der 1D-PCM bzw. ersten konstruktiven Anpassungen der 3D-PCM entnommen, da eine vergrößerte Übersetzung eingesetzt wurde. Berücksichtigt man Gl. (2-8), so lässt sich die effektive Verschiebung des Piezo-Aktors berechnen, welche

$$\Delta L_{eff,y} = 127{,}43 \text{ µm}$$

ergibt. Das Rückwärtsrechnen erlaubt die Berechnung der effektiven Auslenkung der y-Achse, welche mit Hilfe der Übersetzung

$$\Delta y_{eff} = n_y \cdot \Delta L_{eff,y} = 573{,}44 \text{ µm}$$

beträgt. Abbildung 4.36 zeigt die finale Konstruktion nach der mechanischen Vorauslegung mit der maximalen Verschiebung von $\Delta y_{(FEM)} = 646$ µm und der dabei maximal auftretenden von-Mises-Vergleichsspannung von $\sigma_{von-Mises,y(FEM)} = 99$ MPa. Damit bleibt wie bei der x-Achse der geforderte Sicherheitsfaktor (SF≥2) für die y-Achse eingehalten.

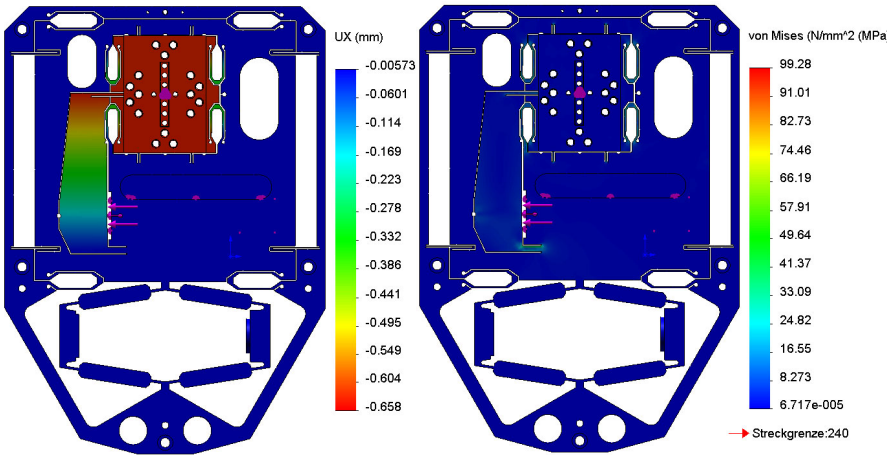


Abbildung 4.36: *Links: FEM-Ergebnis der Verschiebung in y-Richtung in [mm]; rechts: maximale von-Mises-Vergleichsspannung in [MPa]*

Damit die effektive Verschiebung der y-Achse ermittelt werden kann, wird aus den Simulationsergebnissen die Verschiebung an der Aktorposition von $\Delta L_{y(FEM)} = 162{,}5$ µm ermittelt, siehe Abbildung 4.37. Damit ergibt sich eine Systemsteifigkeit von

$$k_{S,y(FEM)} = 33{,}846 \text{ N/µm}$$

in y-Richtung. Diese bestätigt wiederum die mechanischen Berechnungen und Vorauslegung der y-Achse.

Abbildung 4.37 zeigt die FEM-Ergebnisse der Verschiebungen an der Piezo-Aktorposition. Mit Hilfe des Aktorverlusts ergibt sich daraus und unter Berücksichtigung von Gl. (2-8) die effektive Verschiebung an der Piezo-Aktorposition nach der FEM-Analyse von

$$\Delta L_{eff,y(FEM)} = 126{,}49 \text{ µm}.$$

Die Berechnung der effektiven Verschiebung der y-Achse lässt sich wiederum mit der linearen Beziehung des Strahlensatzes berechnen zu

$$\Delta y_{eff(FEM)} = \Delta L_{eff,y(FEM)} \cdot \frac{\Delta y_{(FEM)}}{\Delta L_{y(FEM)}} = 502{,}85 \text{ µm},$$

was für die Auslenkung der y-Achse den Anforderungen zunächst ausreicht und so belassen wird. Nachfolgend wird die Konzentration auf die Hebelübersetzung und FKG-Auswahl der z-Hubeinheit aus Abbildung 4.28 (Nr.5) gelegt, deren Verhalten bisher noch unbekannt ist. Eine Optimierung der Verschiebung der y-Achse erfolgt nach erfolgreicher Auslegung der z-Achse in Abschnitt 4.3.5.

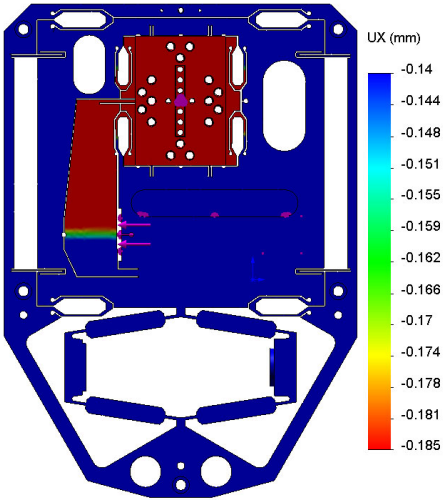


Abbildung 4.37: *FEM-Ergebnis der Verschiebung* $\Delta L_{y(FEM)}$ *in Aktor-Richtung in [mm]*

4.3.4 Modell der z-Achse

Da der kinematische Aufbau der 3D-PCM seriell ist und die z-Achse die xy-Einheit trägt, ist besonders das Gewicht und die Masse der WZM-Spindel, welche von der z-Achse mitgetragen werden muss, zu berücksichtigen. Eine erste Vorauslegung im CAD wurde bereits in Abbildung 4.28 mit der Variante Nr. 5 gezeigt. Für die mechanische Vorauslegung müssen daher die Massen der WZM-Spindel, der xy-Einheit und der Übertragungsplatte betrachtet werden. Diese werden insgesamt mit einer Masse von 15 kg eingerechnet. Die Wahl der WZM-Spindel sollte daher möglichst vor der Auslegung abgeschlossen sein, um Genauigkeitsverluste zu vermeiden. Die konstruktive Auslegung der Hebelübersetzung ist in Abbildung 4.38 zu sehen.

Als Übersetzung wird ein Verhältnis von

$$n_z = \frac{l_{z,2}}{l_{z,1}} = \frac{180mm}{35mm} = 5{,}14$$

gewählt. Um das Gewicht der z-Achse zu tragen, wird ein Piezo-Aktor mit höherer Steifigkeit und gleicher Verschiebung gewählt, siehe Abbildung 4.38. Gegenüber Abbildung 4.28 wird in Abbildung 4.39 die Konstruktion der Füße dahingehend geändert, dass jeder Fuß zwei parallele Gelenke (linke Abbildung) besitzt. Weiterhin wurden sie zur Steifigkeitserhöhung in den ungewollten translatorischen Richtungen sowie in Drehrichtung um die z-Achse als Raute angeordnet (rechte Abbildung). Somit stehen alle nachgiebigen und steifen Richtungen senkrecht aufeinander und beeinflussen sich nicht negativ durch Überlagerung zweier nachgiebiger Richtungen.

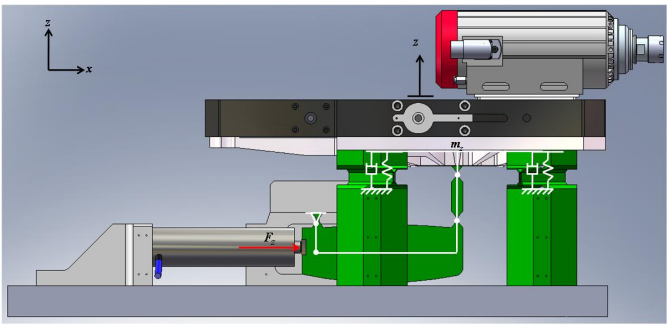


Abbildung 4.38: *Konstruktion der Hebelübersetzung für die z-Achse der 3D-PCM*

Zunächst erfolgt die Steifigkeitsberechnung mit Hilfe der zu berücksichtigenden Masse, damit die effektive Verschiebung der z-Achse ermittelt werden kann. Die Gesamtsteifigkeit der z-Achse $k_{S,z}$ setzt sich zusammen aus der Steifigkeit des Drehgelenks am Hebel $k_{DEH,z}$ und den vier parallelen Fußsteifigkeiten $k_{F,z}$:

$$k_{S,z} = k_{DEH,z} + 4 \cdot k_{F,z} \,. \qquad \text{Gl. (4-27)}$$

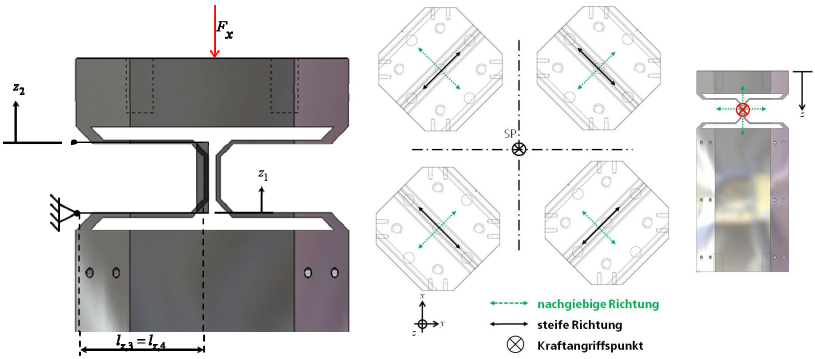


Abbildung 4.39: *Links: Dimensionen zur Steifigkeitsberechnung der Füße und rechts: Anordnung der Füße als Raute mit Richtungen der Steifigkeiten*

Die Nachgiebigkeit und damit Steifigkeit des Hebels lässt sich gemäß [Lobo-03] berechnen:

$$\frac{1}{k_{S,z}} = \frac{3}{4Eht_{DEH,z}^2\left(2r + t_{DEH,z}\right)}\left\{ 16r^3 + 2(2+\pi)rt_{DEH,z}^2 + \pi t_{DEH,z}^3 - \frac{32r^4}{4r + t_{DEH,z}} \right.$$
$$\left. - \frac{4\sqrt{t_{DEH,z}}\left(2r + t_{DEH,z}\right)^2\left(-2r^2 + 4rt_{DEH,z} + t_{DEH,z}^2\right)}{\sqrt{\left(4r + t_{DEH,z}\right)^3}} \cdot \arctan\sqrt{1 + \frac{4r}{t_{DEH,z}}} \right\}$$

Gl. (4-28)

Da der Verbindungssteg zwischen dem einfachen Hebel und der Verbindungsplatte mit seinen zwei verjüngten FKG im Kraftfluss liegt und nur minimale Verschiebungen auftreten, wird dessen Steifigkeitseinfluss vernachlässigt, da dieser minimale Einfluss auch schon in der Auslegung der y-Achse zu sehen war, siehe Gl. (4-21). Die Aufstellung der vier Füße, siehe Abbildung 4.39, erfolgt in einer speziellen Anordnung als Raute. Dies verhindert zum einen die Verdrehungen um die z-Achse und zum anderen, dass eine Richtung (x oder y) eine deutlich niedrigere Steifigkeit besitzt, wie es der Fall wäre, wenn die Füße parallel aufgestellt würden. Die Steifigkeit der Füße wird gemäß den Hauptgelenkssteifigkeiten der xy-Einheit entsprechend Gl. (4-18) bzw. (4-22) aus zwei parallel geschalteten Hauptgelenken berechnet:

$$k_{F,z} = \frac{E \cdot h \cdot t_{F,z}^3}{2 \cdot (l_{z,3}^3 + l_{z,4}^3)} \,. \qquad \text{Gl. (4-29)}$$

Damit ergibt sich durch Einsetzen der konstruktiven Geometrieparameter eine Gesamtsteifigkeit von

$$k_{S,z} = 37{,}054 \text{ N/µm.}$$

Mit dieser Systemsteifigkeit lässt sich die effektive Verschiebung nach bekannter Vorgehensweise analog der x- und y-Achse berechnen:

$$\Delta L_{eff,z} = 123{,}05 \text{ µm.}$$

Mit Hilfe der Übersetzung wird somit eine Verschiebung von

$$\Delta z_{eff} = n_z \cdot \Delta L_{eff,z} = 632{,}48 \text{ µm}$$

erreicht.

Abbildung 4.40 zeigt das FEM-Ergebnis der z-Achse mit einer Verschiebung von $\Delta z_{(FEM)} = 566$ µm und die maximale von-Mises-Vergleichsspannung von $\sigma_{von-Mises,z(FEM)} = 94$ MPa. Diese bleibt, wie bei der x- und y-Achse mit SF>2 in den Anforderungen.

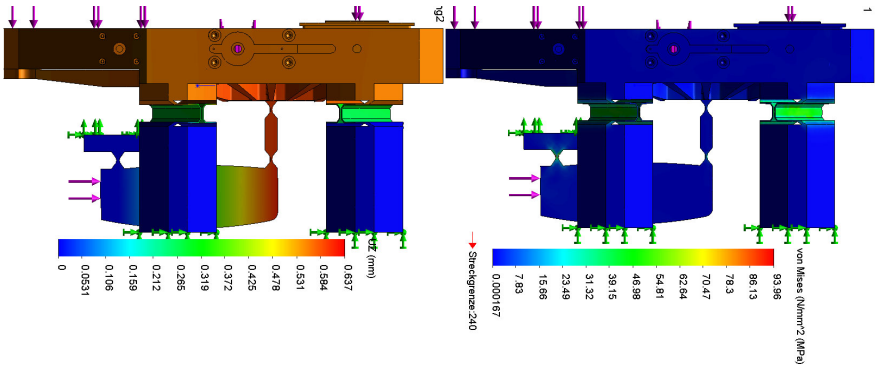


Abbildung 4.40: *Links: FEM-Ergebnis der Verschiebung in z-Richtung in [mm]; rechts: maximale von-Mises-Vergleichsspannung in [MPa]*

Für die effektive Verschiebung der z-Achse wird anhand der Simulationsergebnisse die Verschiebung an der Aktorposition von $\Delta L_{z(FEM)} = 145$ µm ermittelt, siehe Abbildung 4.41 und damit eine Systemsteifigkeit von

$$k_{S,z(FEM)} = 37{,}931 \text{ N/µm.}$$

Diese entspricht auch wieder annähernd der des mechanischen Modells. Nach Gl. (2-8) kann damit die effektive Verschiebung des Aktors nach der FEM-Analyse berechnet wer-

den, wobei für die z-Achse ein Piezo-Aktor mit einer Steifigkeit von $k_T = 160$ N/µm berücksichtigt wurde:

$$\Delta L_{eff,z(FEM)} = 145{,}51 \text{ µm}.$$

Damit ergibt sich die effektive Verschiebung der z-Achse zu

$$\Delta z_{eff(FEM)} = \Delta L_{eff,z(FEM)} \cdot \frac{\Delta z_{(FEM)}}{\Delta L_{z(FEM)}} = 567{,}99 \text{ µm},$$

was für die Auslenkung der z-Achse den definierten Anforderungen entspricht.

Alle Ergebnisse der mechanischen Vorauslegung und deren FEM-Ergebnisse aus den Abschnitten 4.3.2 bis 4.3.4 sind in der Tabelle in Abbildung 4.47 dargestellt. Die Wirkzusammenhänge sind auch in [Puzik-11] zusammengefasst.

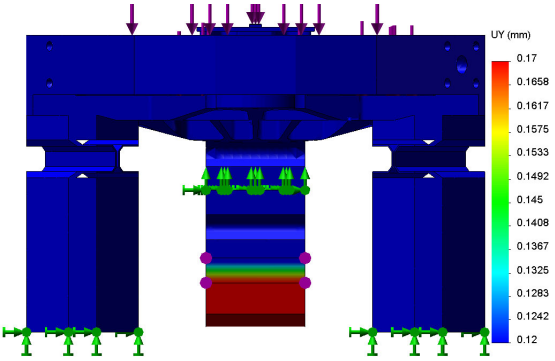


Abbildung 4.41: *FEM-Ergebnis der Verschiebung $\Delta L_{z(FEM)}$ in Aktor-Richtung in [mm]*

4.3.5 Konstruktive Optimierung und FEM-Ergebnisse der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik

Nachdem im vorherigen Abschnitt eine Vorauslegung mit mechanischer Modellierung und Steifigkeitsberechnung aller Achsen durchgeführt wurde, werden im Zusammenbau alle drei Achsen nochmal optimiert. Insbesondere wird für die Verbindungsplatte, dargestellt in Abbildung 4.42, eine Gewichtsoptimierung durchgeführt. Weiterhin wurden alle Gelenkdimensionen und –radien in iterativen konstruktiven Änderungen hinsichtlich des Steifigkeitsverhaltens, der Auslenkung und der Vergleichsspannung angepasst. Beispielsweise wurde die Verbindungsplatte, siehe Abbildung 4.42 Nr. 1, in zahlreichen FEM-Simulationen soweit optimiert, dass ihr Gewicht von knapp 10 kg auf 3,67 kg reduziert wurde. Bei der Optimierung wurde darauf geachtet, dass bei angelegter Aktorkraft die Durchbiegung der Verbindungsplatte nach der FEM-Berechnung so gering wie möglich ausfiel, um den Weg bestmöglich in z-Richtung zu übertragen. Diese Gewichtsreduktion hat zudem positive

Auswirkungen auf die Dynamik des Gesamtsystems. Die finale Darstellung der Verbindungsplatte ist in Abbildung 4.42 Nr. 2 bis 3 zu sehen.

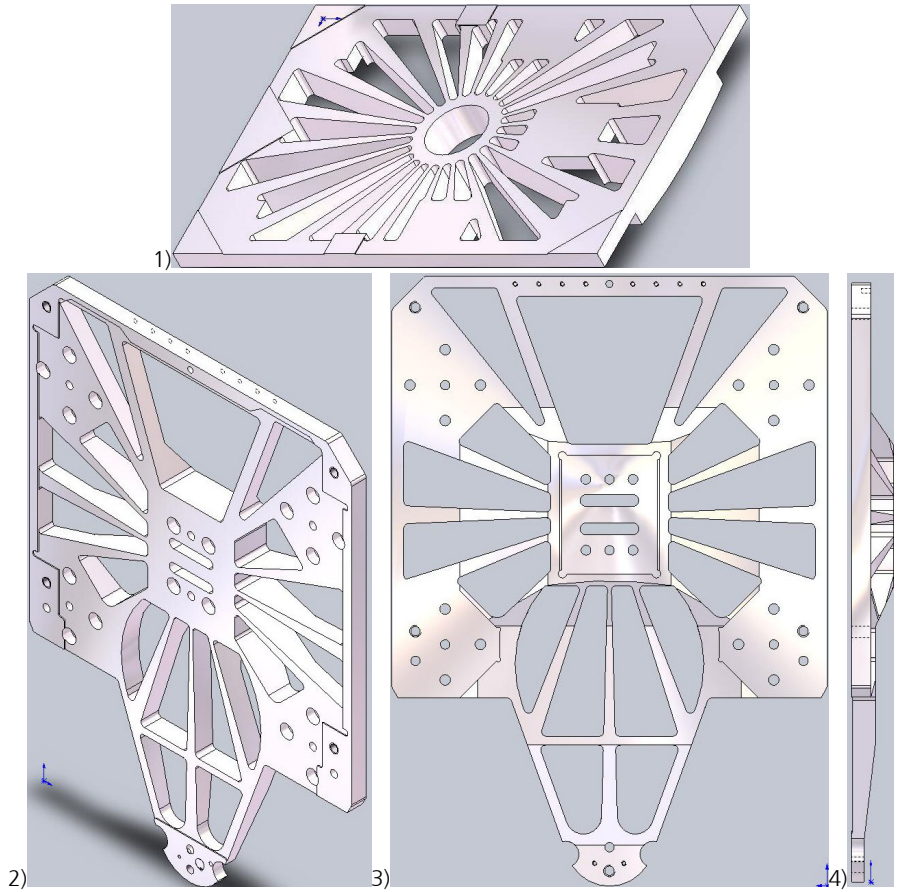


Abbildung 4.42: *Verbindungsplatte zur Hubübertragung der z-Achse zwischen dem einfachen Hebel der z-Hubeinheit und der xy-Einheit in Kombination mit den Standfüßen: 1) ursprüngliche Verbindungsplatte; 2) bis 4) gewichtsoptimierte Verbindungsplatte (L: 517 mm, B: 370 mm, H: 38 mm)*

Bild 1 zeigt eine der ursprünglichen Konstruktionen mit hohem Gewicht und Bild 2 bis 4 die gewichtsoptimierte Verbindungsplatte, welche so gefertigt wurde. Die Verbindungsplatte dient zur Verbindung des einfachen Hebels der z-Hubeinheit mit der xy-Einheit. Sie muss den Weg übertragen, darf nur eine minimale Eigendurchbiegung aufweisen und muss die Bewegung der planen xy-Bewegung zulassen. Insbesondere die Eigendurchbiegung der Verbindungsplatte stellt eine Herausforderung dar, da die Fläche des Kraftangriffspunktes

des einfachen Hebels der z-Hubeinheit im Verhältnis zur Gesamtgröße der Verbindungsplatte sehr klein ist. Die Verbindungsplatte wurde soweit mit Hilfe von FEM-Untersuchungen optimiert, so dass die Eigendurchbiegung auf ein Minimum reduziert wurde und sie den Weg über den Hebel optimal auf die xy-Einheit überträgt. Dies wird insbesondere durch die hohen Stege und die u-förmige (große Radien in beiden Richtungen der Verbindungsplatte) Konstruktion der Verbindungsplatte mit hoher Verstärkung im Bereich der direkten Krafteinleitung der z-Achse bewerkstelligt. Nach den Optimierungsschritten wird eine weitere und abschließende FEM-Analyse zur Absicherung aller Wege und Spannungen vor der mechanischen Fertigung durchgeführt. Abbildung 4.43 zeigt die FEM-Optimierung der x-Achse.

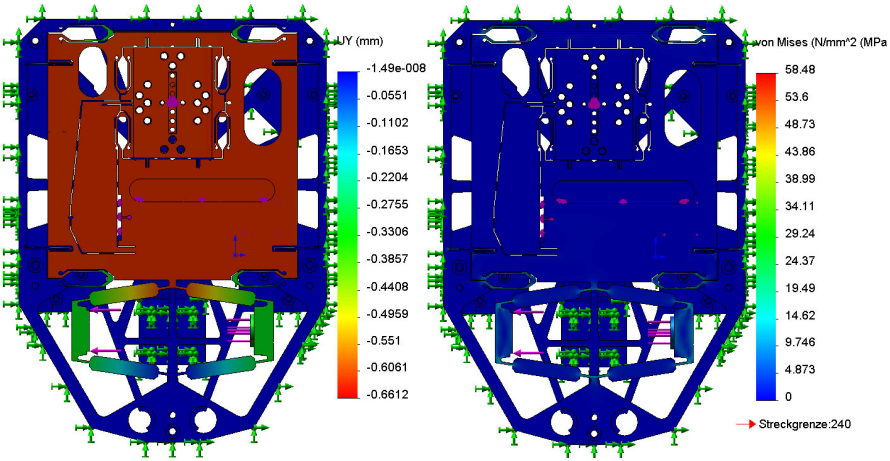


Abbildung 4.43: *Links: FEM-Ergebnis der Verschiebung in x-Richtung mit* $\Delta x_{eff\,(FEM)} = 549{,}27$ *µm; rechts: maximale von-Mises-Vergleichsspannung nach Optimierung von* $\sigma_{von-Mises,x(FEM)} = 58$ *MPa*

Es konnte eine Systemsteifigkeit erreicht werden von:

$$k_{S,x(FEM)} = 39{,}286 \text{ N/µm.}$$

Die Systemsteifigkeit in y-Richtung nach der FEM-Optimierung beträgt

$$k_{S,y(FEM)} = 40{,}333 \text{ N/µm.}$$

Abbildung 4.44 zeigt die dazugehörigen Ergebnisse.

Abbildung 4.45 zeigt die FEM-Optimierung der z-Achse. Mit Hilfe konstruktiver Maßnahmen, insbesondere der Gewichtsreduktion der Verbindungsplatte bzw. der geringfügigen

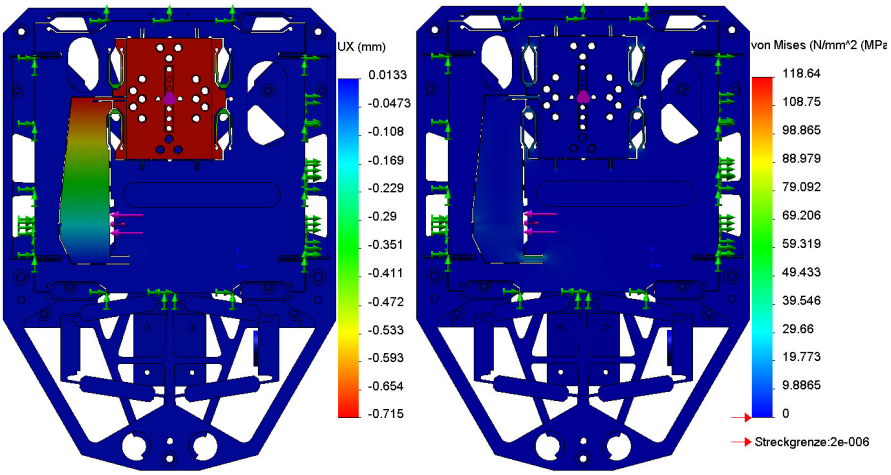


Abbildung 4.44: *Links: FEM-Ergebnis der Verschiebung in y-Richtung mit* $\Delta y_{eff\,(FEM)} = 544{,}37$ *µm; rechts: maximale von-Mises-Vergleichsspannung nach Optimierung von* $\sigma_{von-Mises,y(FEM)} = 119$ *MPa*

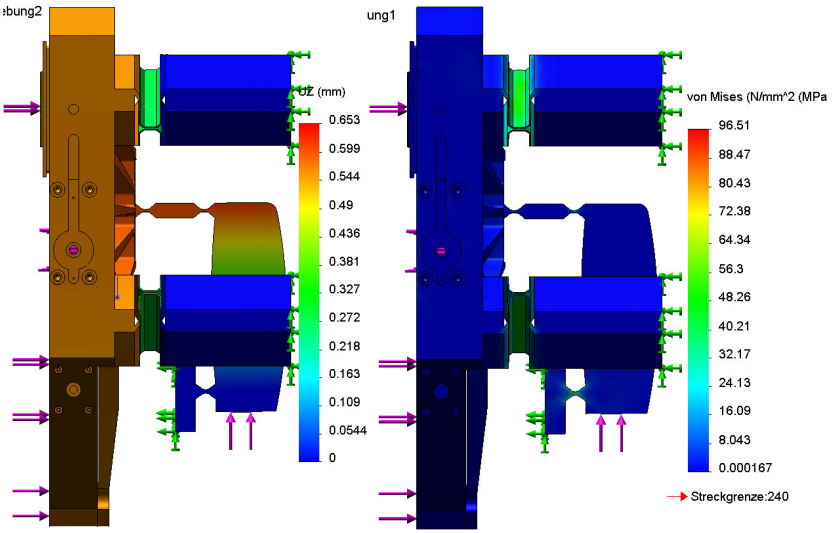


Abbildung 4.45: *Links: FEM-Ergebnis der Verschiebung in z-Richtung mit* $\Delta z_{eff\,(FEM)} = 552{,}04$ *µm; rechts: maximale von-Mises-Vergleichsspannung nach Optimierung von* $\sigma_{von-Mises,z(FEM)} = 97$ *MPa*

Anpassung zur Versteifung der Gelenke, konnte eine höhere Systemsteifigkeit der z-Achse von

$$k_{S,z(FEM)} = 40{,}333 \text{ N/µm}$$

erreicht werden, was sich nachhaltig auf die Dynamik auswirkt.

Die FEM-Ergebnisse der Dynamik nach der Optimierung der 3D-PCM sind mit ihren Eigenfrequenzen in der folgenden Tabelle zusammengefasst. Zu erkennen ist, dass die Eigenfrequenzen der x- und z-Achse nahe zusammenliegen, jedoch ihre Eigenvektoren orthogonal zueinander sind.

	x-Achse	**y-Achse**	**z-Achse**
Eigenfrequenz [Hz]	32,62	45,18	35,85

Abbildung 4.46: *FEM-Ergebnis der Eigenfrequenzen der 3D-PCM in den Hauptrichtungen*

Alle Ergebnisse aus Abschnitt 4.3.2 bis 4.3.5 sind in Abbildung 4.47 zusammengefasst.

4.3.6 Zusammenfassung und Vergleich zum mechanischen Modell

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Vorauslegung, erster simulativer Analysen und der abschließenden FEM-Analyse dargestellt. Die Tabelle in nachfolgender Abbildung zeigt einen Vergleich der bisherigen Ergebnisse.

	x-Richtung	**y-Richtung**	**z-Richtung**
Mechanische Vorauslegung [µm]	465,17	573,44	632,48
FEM-Analyse nach mech. Vorauslegung [µm]	538,04	502,85	567,99
Max. von-Mises Vergleichsspannung nach mech. Vorauslegung [MPa]	58	99	94
FEM-Analyse nach Optimierung [µm]	549,27	544,37	552,04
Max. von-Mises Vergleichsspannung nach Optimierung [MPa]	58	119	97

Abbildung 4.47: *FEM-berechnete Verschiebung (jeweils an der Effektorplatte) in [µm] und dazugehörige von-Mises-Vergleichsspannung [MPa]*

Darin ist zu sehen, dass die FEM-Berechnungen von der mechanischen Vorauslegung leicht abweichen. Anhand dieser Ergebnisse wird die konstruktive Auslegung bzw. Optimierung aller Achsen mit Hilfe der FEM-Auslegung abgeschlossen. Es folgt die Konstruktion weiterer

Teilsysteme, welche für die spätere Funktionalität der 3D-PCM von Bedeutung sind. Im nachfolgenden Kapitel werden die Ergebnisse dieses Abschnitts mit dem realen Systemverhalten der gefertigten 3D-PCM verglichen.

4.4 Konstruktion von Teilsystemen

In diesem Abschnitt wird das Reengineering der 3D-PCM beschrieben, welches die Konstruktion danach betrachtet, ob sie fertigungs- und montagegerecht ist. Insbesondere die Montagefähigkeit aller Bauteile muss gewährleisten, dass nach einer De- und Montage der 3D-PCM die Funktionalität erhalten bleibt, falls Bauteile der 3D-PCM gewechselt werden. Weiterhin ist darauf zu achten, dass alle Aktoren mit ihren gehärteten Druckplatten (X12Cr13) montierbar sind und die Druckplatten mit Aufmaß versehen sind, damit diese zusammen mit den Piezo-Aktoren passgenau eingeschliffen werden können. Weitere Teilsysteme der 3D-PCM sind insbesondere die Grundplatte, welche die 3D-PCM trägt und die Basis für alle Bezugspunkte während der Montage darstellt. Die Steifigkeit der Grundplatte stellt sicher, dass sich alle darauf befindlichen Bauteile zueinander nicht verschieben bzw. durchbiegen. Das Eigengewicht der 3D-PCM muss durch die Grundplatte aufgenommen werden und darf zu keiner Eigendurchbiegung führen, insbesondere beim Transport. Eine weitere wichtige Rolle nimmt die Grundplatte für den Zusammenbau ein, da alle Füße, Halterungen für die z-Achse und der Ständer der Verkippsicherungen auf der Grundplatte vormontiert, dann eingemessen und in dieser Aufstellung miteinander verstiftet werden. Selbiges wiederum wird mit der Verbindungsplatte und der darauf befindlichen xy-Einheit durchgeführt. Ebenso wird der Ständer der Verkippsicherung zusammen mit der xy-Einheit ausgedreht, damit die Achse der Verkippsicherung zwischen Führungssäulen, Führungsbuchsen und der Rollenführung fluchtet. Für die spätere Regelung der 3D-PCM ist die Rückführung nötig, welche hochdynamisch Auskunft über die Spindelposition gibt. Weiterhin sind Teilsysteme in Bezug auf den Transport (siehe Anhang A.1), Schutzeinrichtungen gegen Späneflug und Kühlschmiermittel und gegen erhöhte Krafteinleitung, z.B. beim Crash des Roboters mit der 3D-PCM zu berücksichtigen. Diese werden in den folgenden Abschnitten angesprochen. Die Konstruktion – die allen Randbedingungen genügt – als Gesamtansicht zeigt Abbildung 4.48.

4.4.1 Verkippsicherung

Für den Fall von unvorhergesehenen Kraftsprüngen, welche weit oberhalb der berechneten Prozesskräfte liegen können, beispielsweise durch einen Crash zwischen Werkzeug und Werkstück während der Bearbeitung, wird eine zusätzliche Verkippsicherung in Form von Führungssäulen integriert. Diese sollen im Fall von Abweichungen des Nominalfalls sicherstellen, dass keine Überbeanspruchungen der Mechanik und des Materials auftreten. Die Führungssäulen nehmen dabei insbesondere senkrecht und rotatorisch zur freien Bewegungsrichtung eingeleitete Kräfte und Momente auf. Da die Bewegung durch die Piezo-Aktoren bzw. FKG realisiert wird und die Führungssäulen in Bewegungsrichtung kraftfrei angeordnet sind, wird die eigentliche Bewegung nicht negativ beeinflusst. Beide Führungssäulen zusammen haben eine statische Tragzahl von 1.700 N/cm pro Rollenkranz und Säule. Eine Führungsbuchsenlänge von 43 mm ist somit ausreichend. Die Genauigkeit dieser Verkippsicherung beträgt 2-4 µm. Die Position der Verkippsicherung ist in Abbildung 4.48

zu sehen. Vergrößert zeigt Abbildung 4.49 die im System integrierte und frei gestellte Verkippsicherung.

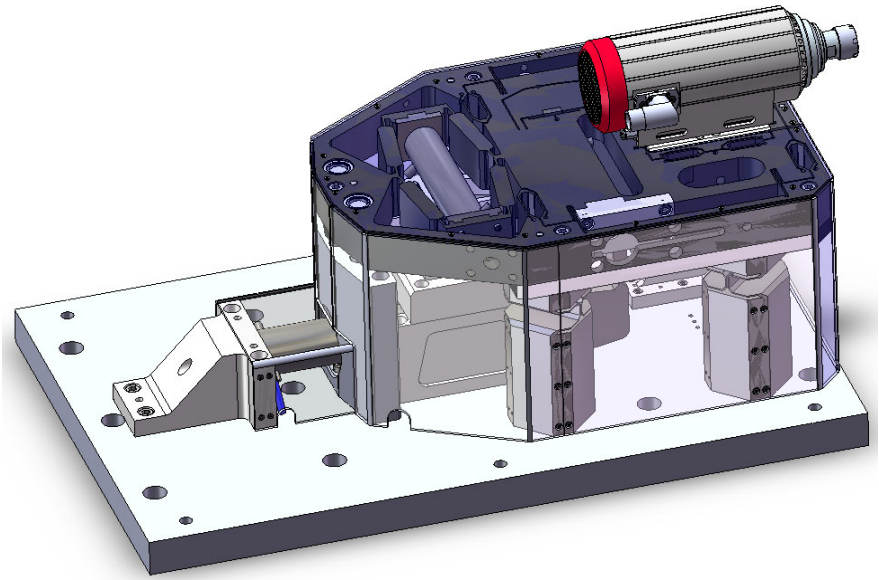


Abbildung 4.48: *Konstruktion der 3D-PCM mit allen Teilsystemen*

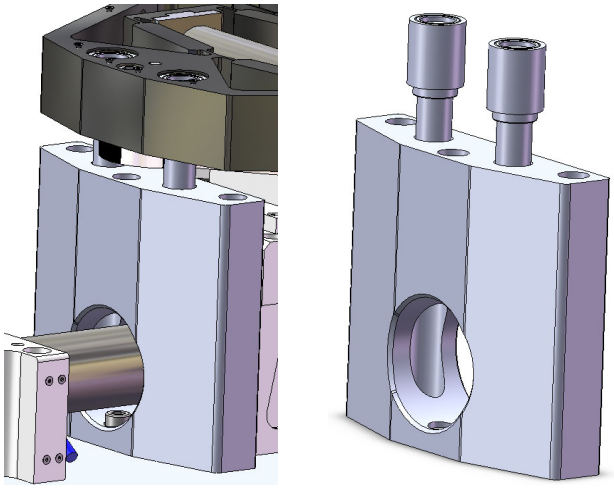


Abbildung 4.49: *Verkippsicherung zur Aufnahme von Querkräften und Absicherung im Falle hoher Kräfte, z.B. beim Crash: links: integriert; rechts: frei gestellt*

4.4.2 Kappa-Sensoren mit Messwürfel

Die für die Regelung benötigte Rückführung der Spindelposition, über die der Fehler des Roboters im Prozess geregelt werden soll, wird in Form eines geschliffenen Messwürfels zentriert unterseitig an die xy-Einheit angebracht, siehe Abbildung 4.50.

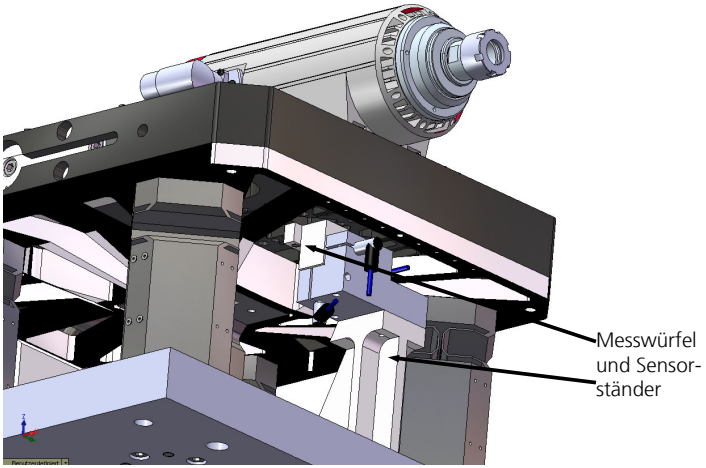


Abbildung 4.50: *Messwürfel mit Sensorständer zur Rückführung der Spindelposition*

Die hierfür eingesetzten kapazitiven Sensoren werden auf einem Sensorständer auf der Grundplatte montiert. Damit die Funktionalität der Sensoren zur Abstandsmessung gegeben ist, wird für den Messwürfel das gehärtete Grundplattenmaterial X12Cr13 verwendet und geschliffen. Während der Montage kann die Parallelität durch Lehren eingestellt werden. Die Sensoren selbst sind über ihren vollständigen Umfang gepresst, damit ihre Position im Prozess stabil bleibt.

4.4.3 Umhausung

Für den Einsatz der 3D-PCM in der Roboterzerspanung muss ein Schutz vor Späneflug und Kühlschmiermittel vorgesehen werden, damit die Funktionalität der kapazitiven Sensoren erhalten bleibt. Diese wird für diesen Versuchsstand mit einer Umhausung aus Plexiglas realisiert, wie in Abbildung 4.48 zu sehen ist. Hierbei ist wichtig, dass die Umhausung die eigentlichen Bewegungen nicht beeinflusst, das Innenleben jedoch bestmöglich schützt. Daher ist die Umhausung mit einem Deckel versehen, der auf den oberen Rahmen der xy-Einheit geschraubt ist. Im Bereich des Effektors sind geteilte kleinere Abdeckungen installiert, welche von vorne aus Richtung der Spindelspitze eingeschoben werden. Seitlich ist der Schutz zweigeteilt. Dadurch kann der Schutz von vorne (Spindelrichtung) und hinten um die 3D-PCM geschoben werden. Verschraubt sind diese mit den festen Unterseiten der Füße. Für die Kabeldurchführung sind nahe der Grundplatte Auskerbungen im hinteren Be-

reich des z-Aktors vorgesehen, welche die Durchführung der Aktor- und Sensorkabel nach außen ermöglichen.

4.4.4 Maschinenbett

Für die Integration aller Teilkomponenten wurde ein Maschinenbett (MB) auf Mineralgussbasis in einer verlorenen Stahlschweißkonstruktion angefertigt. Der Mineralgussbeton besitzt ausgezeichnete Dämpfungseigenschaften. Dieses soll insbesondere die Schwingungsamplituden des Roboters dämpfen und damit positiv auf das dynamische Verhalten während der Roboterbearbeitung wirken. Insbesondere die Betrachtung des Gesamtprozesses auf einem MB mit der Integration der 3D-PCM und der Bearbeitungseinheit schließt den Kraftschluss im Aufbau. Die Abmaße des MB betragen ca. 4400 x 1900 x 550 mm. Dabei ist der erhöhte Maschinentisch mit T-Nuten versehen, damit die 3D-PCM direkt integriert werden kann. Weiterhin sollen zusätzliche Komponenten wie z.B. Werkzeugwechselsysteme, Kühlschmierstoffzuführung oder Referenzierungssysteme auf dem MB genauso universell integrierbar sein wie unterschiedliche Robotertypen. Die Steuerungen des IR (Kabeldurchführung in Längsrichtung unterseitig im MB) und der 3D-PCM können über eine zusätzliche Metallplatte angebracht werden, so dass die vollständige Anlage als eine Maschine verstellbar ist. Für optimale Dämpfungseigenschaften zur Schwingungsentkopplung wurden spezielle Maschinenfüße, so genannte Keilschuhe, die entsprechend zur Dämpfung der Eigenfrequenz des Roboters ausgelegt sind, integriert. Zur Auslegung der Konstruktion wurde das MB inklusive der verlorenen Stahlschweißkonstruktion konstruiert, zusammengesetzt und mit den statischen Lasten des IR, 3D-PCM und den Lasten aus der Bearbeitung hinsichtlich seiner Durchbiegung mit Hilfe von FEM-Untersuchungen optimiert. Es konnte eine minimale Durchbiegung von nur 43 µm erreicht werden. Abbildung 4.51 zeigt den Versuchsaufbau und rechts die Auslegung mit automatisiertem Späneabtransport und einer Umhausung für den industriellen Einsatz mit Steuer- und Schaltschrank im hinteren verkleideten Bereich der Anlage. Experimentelle Untersuchungen zur Verbesserung der Dynamik sind im Anhang abgebildet.

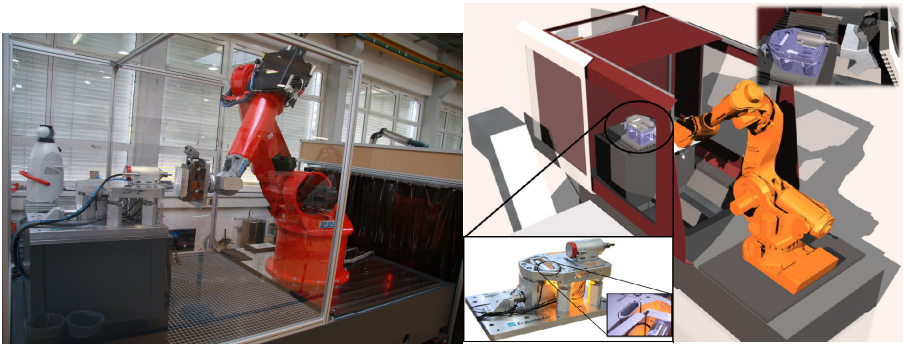


Abbildung 4.51: *Links: MB auf 8 Keilschuhen und rechts: CAD als Ausblick zur vollständigen Integrationsfähigkeit nach [DIN 13128]*

5 Realisierung, Aufbau und Validierung des Maschinenkonzeptes mit 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik

In diesem Kapitel wird die Umsetzung der entwickelten 3D-PCM beschrieben und deren Aufbau und Validierung diskutiert. Die in den vorangegangenen Kapiteln dargestellten Ergebnisse und Auslegungen werden in diesem Kapitel mit realen Messungen verglichen. Ausgehend von der Inbetriebnahme werden die rechnerisch und simulativ ermittelten Ergebnisse mit der gefertigten und in Betrieb genommenen 3D-PCM verglichen und verifiziert. Fräsversuche und die dazu ermittelten Regelungsalgorithmen und -parameter dienen dazu, die Ergebnisse mit allen Achsen und daraus gemessene Zustellungen sowohl bezüglich der Bearbeitungsgenauigkeit als auch bezüglich der Oberflächenqualität zu beurteilen. Abschließend werden die Bearbeitungsergebnisse dargestellt und daraus das Optimierungspotenzial gegenüber einem IR ohne aktiven Fehlerausgleich und gegenüber einer WZM abgeleitet, um eine Einschätzung des Potenzials des in Kapitel 3 und 4 entwickelten Bearbeitungskonzeptes darzustellen.

5.1 Inbetriebnahme der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik

Nach der mechanischen Fertigung wird zur Inbetriebnahme zunächst die Montage aller mechanischen Komponenten, der Einbau der Piezo-Aktoren und kapazitiven Sensoren sowie die Verlegung aller elektrischen und pneumatischen Versorgungen inklusive des Aufbaus des Schaltschrankes durchgeführt.

Während der Konstruktionsphase wurde Wert darauf gelegt, dass die 3D-PCM montage- und fertigungsgerecht ausgelegt und vor allem genauigkeitsgerecht montierbar ist. Die Stiftverbindungen und Aufbauanleitungen sind so ausgelegt, dass bereits während der Fertigung Stiftverbindungen meist nur in einer einzigen Aufstellung aller Bauteile zueinander eingebracht werden. Das bedeutet, dass alle Bauteile zu einem Basis-KS in der Ecke der Grundplattenoberfläche ausgerichtet, eingemessen und anschließend die Stiftverbindungen aufgerieben werden. Anhand der Unterseite der Grundplatte kann dies beispielhaft aufgezeigt werden. Auf ihr werden alle Bauteile zunächst verschraubt, dann ausgerichtet und von der Unterseite die Stiftverbindungen aufgerieben. Da von Montagetoleranzen ausgegangen werden muss, wird im Anschluss daran die gewichtsoptimierte Zwischenplatte und darauf die xy-Einheit auf den vier Füßen verstiftet, bevor die Bohrungen der Führungssäulen zusammen mit der xy-Einheit ausgedreht werden und die z-Hubeinheit an der Zwischenplatte nach Abbau der xy-Einheit eingebracht wird. Dies stellt sicher, dass durch die Montage der z-Hubeinheit keine Vorspannungen – aufgrund von Montagetoleranzen – in den Hebelmechanismus der z-Achse eingebracht werden. Im Anschluss daran wird dann die z-Hubeinheit an ihrem Drehpunkt in der Nähe des Aktor-Angriffspunkts verschraubt und verstiftet. Gleichzeitig ergibt sich durch die Endeffektorplatte auf der xy-Einheit eine hohe Flexibilität. Je nach Einsatz kann diese auf das entsprechende Werkzeug, welches positioniert werden soll, einfach angepasst werden. Damit ist die xy-Einheit universell einsetzbar.

Die Signalverarbeitung und Echtzeitfähigkeit sind ebenso wichtig, wie die Beherrschung der Nichtlinearitäten der Piezo-Aktoren. Weiterhin beinhaltet die Integration den Einbau der kapazitiven Sensoren mit anschließender Erhöhung der Messgenauigkeit durch Linearisierung. Dies wird in den folgenden Abschnitten erläutert.

5.1.1 Signalverarbeitung

Für die vollständige Signalverarbeitung wurde ein Schaltschrank aufgebaut, in dem alle benötigten Komponenten integriert sind. Dazu zählen die elektrischen Steuergeräte aller Piezo-Aktoren, der kapazitiven Sensoren, der Spindel und die dSpace-Geräte. Die dSpace-Geräte beinhalten die Expansion Box, die wiederum aus dem digitalen Signal-Prozessor (DSP; Modell DS 1103) und der dSpace Karte DS814 besteht. Letztere dient zur Kommunikation mit einer am PC integrierten PCI-Steckkarte über ein Glasfaserkabel. Weiterhin ist noch das Connector Panel CPL 1103 Teil der dSpace-Geräte, welches über verschiedene analoge und digitale Ein- und Ausgänge verfügt. Diese Komponenten werden im Folgenden mit dSpace abgekürzt. Zur Vollständigkeit sind im Schaltschrank noch verschiedene elektrische Spannungsversorgungen untergebracht. Softwaretechnisch wird auf Matlab/Simulink zurückgegriffen, dessen Simulink-Modelle mit Hilfe der Toolbox Real-Time-Workshop [Matl-10] echtzeitfähige C-Programme erzeugen, welche auf dem DS 1103 ausgeführt werden können. Alle Signale können in der dSpace-seitigen Software ControlDesk dargestellt und aufgezeichnet werden. Den für die Versuche mit der 3D-PCM aufgebauten Schaltschrank zeigt Abbildung 5.1.

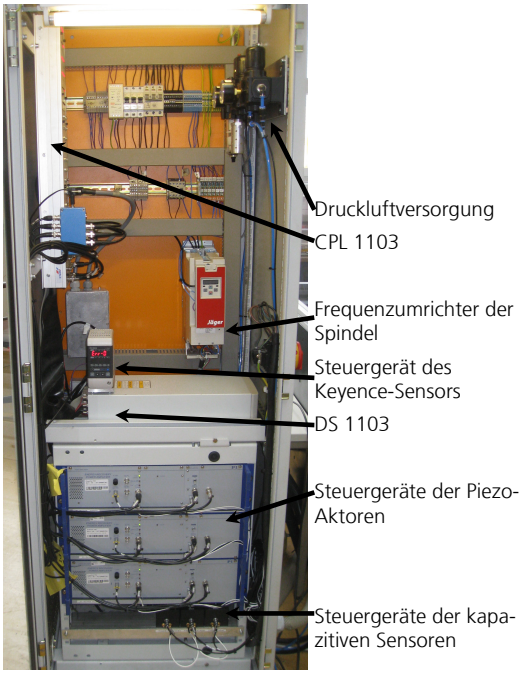


Abbildung 5.1: *Schaltschrank der 3D-PCM*

Abbildung 5.2 zeigt oben die Benutzeroberfläche für die Bedienung der 3D-PCM. Sie stellt alle drei Achsen dar und die unterschiedlichen Einstellsignale, wodurch das Einstellen von

Arbeitspositionen bzw. von anderen Zufalls- und Sinussignalen möglich ist. In der unteren Abbildung ist eine weitere Oberfläche gezeigt, welche der gezielten Regleroptimierung dient und die Einstellungen der Verstärkungsfaktoren der äußeren und inneren Kaskade (siehe Abschnitt 5.4) sowie der Slew-Rate-Limiter (Anstiegsbegrenzer) zulassen.

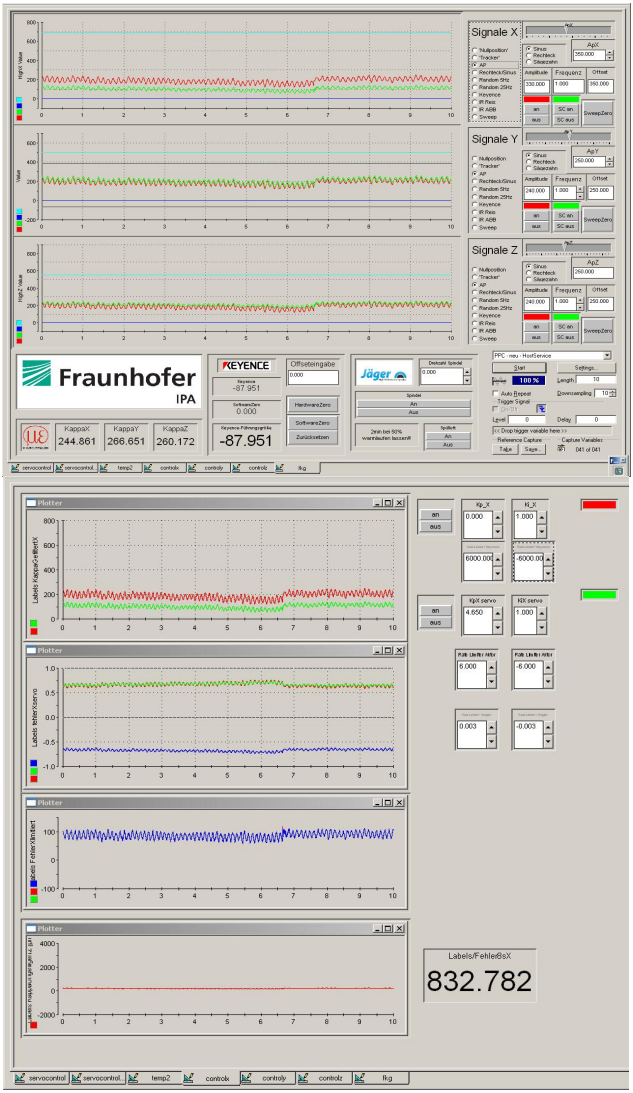


Abbildung 5.2: *Oben: Benutzeroberfläche im ControlDesk (dSpace) für alle drei Achsen; unten: Benutzeroberfläche für die Reglerparametrierung am Beispiel der x-Achse*

5.1.2 Einfluss der Servo-Controller Sub-Module und deren Ausbau

Die Echtzeitfähigkeit seitens der Signalverarbeitung von dSpace wurde bei der vollständigen Signal-Analyse überprüft und kann als gegeben angesehen werden. Warum dies von hoher Bedeutung ist, wird im Folgenden erklärt.

Frequenzanalysen von Fräsversuchen haben gezeigt, dass die fourier-analysierten Signale der Roboterbewegung Schwingungen in einem Bereich zwischen 8 und 12 Hz aufweisen, siehe Kapitel 3. Für die statische Zustellgenauigkeit sind diese zwar weniger bedeutend, jedoch sind sie entscheidend für die Oberflächengüte von gefrästen Bahnen. Einer der Kernpunkte des Kompensationsprinzips besteht darin, dass an der Stelle ausgeglichen werden muss, an der der Fehler entsteht (orts- und zeitbezogen). Erfolgt die Kompensation zeitverzögert, so kann möglicherweise eine gezielte Schwingung – der Unterschied zwischen zeitverzögerter Führungs- und Regelgröße – in die Fräsbauteile eingebracht werden. Diese Problematik der echtzeitfähigen Fehlerkompensation wird in Abbildung 5.3 gezeigt. Der resultierende Fehler, der durch Latenz entstehen würde, wird in das Werkstück eingebracht, falls die 3D-PCM aufgrund der Latenz erst zu spät folgt oder der Fehler mit einer Latenz aus dem dSpace-System auf die Ansteuerelektronik der Piezo-Aktoren geleitet wird.

Da erhebliche hardwareseitige Einflüsse der elektrischen Steuergeräte bezüglich der Latenz vermutet werden, wird zunächst eine Analyse der Piezo-Steuergeräte und aller Simulink-implementierten Filter, Slew-Rate-Limiter (Anstiegsbegrenzer) und Saturation-Glieder (Stellgrößenbegrenzungen) durchgeführt. Für die Messungen wurden die Signale mit einem digitalen Oszilloskop abgegriffen und analysiert. Die zunächst durchgeführte Untersuchung der softwareseitigen Einstellungen durch Filter, Slew-Rate-Limiter und Saturation-Glieder in Simulink zeigt, dass insbesondere Filter aufgrund ihrer Phasenverschiebung Latenzen zur Folge haben und Slew-Rate-Limiter die Anstiegs- und Abfallrampen beschneiden und damit Zeitverzögerungen hervorrufen. Auf sie wird daher im Weiteren verzichtet. Die Hardware-Untersuchung hat aufgezeigt, dass die SCSM bei minimal möglichen Einstellungen aller Parameter, welche über Drehpotentiometer auf der Steckkarte der Servo-Controller justierbar sind, eine Totzeit von etwa 11,5 ms aufweisen. Die Aufzeichnung ist in Abbildung 5.4 dargestellt.

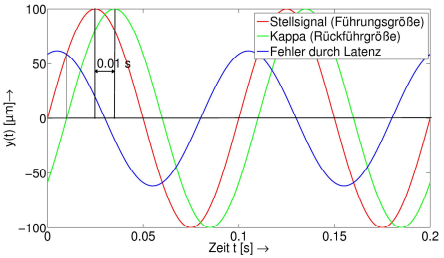


Abbildung 5.3: *Fehlereinfluss durch Latenz zwischen Führungs- und Rückführgröße als Beispiel mit einer 10 Hz-Schwingung und 10 ms Latenz*

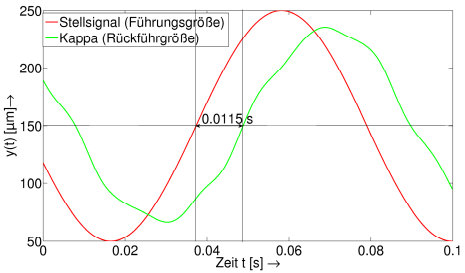


Abbildung 5.4: *Latenz zwischen Führungs- und Rückführgröße mit SCSM bei vorgegebener 12 Hz-Schwingung*

Abbildung 5.5 oben zeigt das analoge SCSM von PI, [PI-08]. Zweck des SCSM ist das Ausregeln von Hysterese und Kriecheffekten im ferroelektrischen Material der Piezo-Aktoren, mit dem Ziel ihre Stellgenauigkeit zu erhöhen. Dies wird hierbei zwar erreicht, allerdings mit einer nicht ausreichenden Geschwindigkeit. Da eine Latenz nicht vereinbar ist mit dem Konzept der Fehlerkompensation, werden die analogen SCSM ausgebaut und eine weitere Messung ohne SCSM durchgeführt, welche links in Abbildung 5.6 dargestellt ist. Diese weist nur eine minimale Latenz von etwa 1 ms auf. Um jedoch die Hysterese- und Kriecheffekte auszuregeln, werden die analogen SCSM im Simulink-Modell als digitale kaskadierte Regler nachgebildet. Hierzu wird das Steuersignal der Piezo-Aktoren in den analogen SCSM überbrückt. Der Einfluss der Hardware-Latenz kann damit beseitigt werden. Im unteren Simulink-Blockschaltbild in Abbildung 5.5 ist die digitale SCSM-Nachbildung am Beispiel des Piezo-Aktors der y-Achse abgebildet.

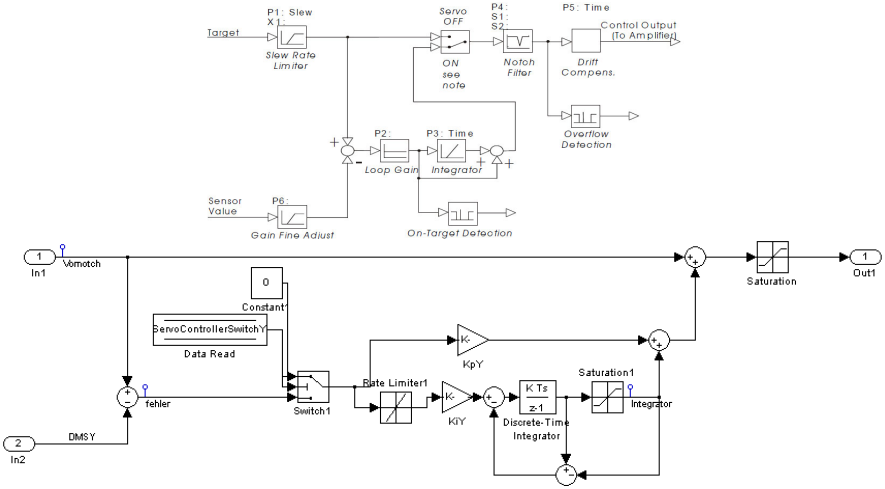


Abbildung 5.5: *oben: Schaltbild des analogen SCSM; unten: nachgebildetes digitales SCSM als kaskadierter innerer Regelkreis am Beispiel der y-Achse*

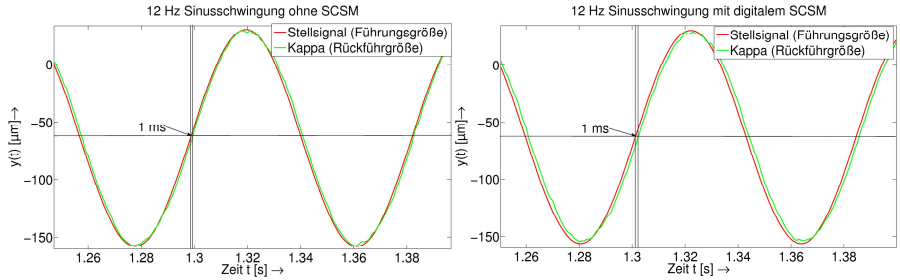


Abbildung 5.6: *Latenz zwischen Führungs- und Rückführgröße bei vorgegebener 12 Hz-Schwingung: links: ohne SCSM; rechts: mit digitalem SCSM*

Wesentliche Unterschiede des digitalen zum analogen SCSM sind die Vorsteuerung und die Umstellung des PI-Reglers. Weiterhin hat die Proportionalverstärkung nun keinen Einfluss mehr auf den Integrator. Das Einfügen der Vorsteuerung bewirkt, dass eine Sollgrößenveränderung eine direkte Änderung der Stellgröße zur Folge hat und auch bei ausgeschaltetem digitalen SCSM aktiv bleibt. Die digitale Nachbildung besitzt außerdem ein Anti-Windup-Glied, welches das Überlaufen des Integrators verhindert, [Lunz-08a]. Als Hauptelemente der Latenz des analogen SCSM konnten der Slew-Rate-Limiter und Notch-Filter (Kerbfilter, auch als Bandsperre bezeichnet, welche einen engen Frequenzbereich ausfiltert) identifiziert werden. Insbesondere die maximal einstellbare Eckfrequenz und die damit verbundene Phasenverschiebung des Notch-Filters waren nur in einer sehr geringen Bandbreite möglich. Diese wurden in der digitalen Nachbildung mit größeren Werten versehen, damit Latenzen minimiert werden können. Die Verbesserung, welche durch die Nachbildung erreicht werden kann, ist rechts in Abbildung 5.6 mit implementiertem digitalen SCSM aus der unteren Abbildung 5.5 zu sehen. Es konnte eine Reduktion der Latenz um 10,5 ms erreicht werden, was einer Verbesserung von über 90% entspricht und gemäß dem Einfluss des Fehlermodells aus Abbildung 5.3 eine erhebliche Reduktion des Restfehlers und somit höhere Oberflächenqualitäten der gefrästen Werkstücke ermöglichen kann.

5.1.3 Integration der Aktoren

Nach dem mechanischen Aufbau der 3D-PCM erfolgt der Einbau der Piezo-Aktoren. Für alle Achsen wird eine genaue Messung zur Ermittlung der Höhe der Druckplatten durchgeführt. Hierzu werden die Piezo-Aktoren ohne die gehärteten Druckplatten eingesetzt. Die erforderliche Höhe der Druckplatten wird mit Hilfe von Endmaßen für den y-Aktor gemessen. Für die Messung der Druckplattenhöhen des x- und z-Aktors wird eine µm-genaue Innenmessschraube eingesetzt. Damit können die Druckplatten auf das entsprechende Maß geschliffen werden. Ein geringes Übermaß der Druckplatten ermöglicht eine geringe Vorspannung und dementsprechende Steifigkeitsänderung der unterschiedlichen Achsen. Damit lässt sich ein Lösen der Piezo-Aktoren von den Druckplatten verhindern. Die Anbindung der Piezo-Aktoren an die Druckplatten erfolgt über ballige Endstücke, welche nur über einen idealen Punktkontakt mit den Druckplatten verbunden sind. Dies schließt Querkräfte auf die Aktoren bei jeder beliebigen Aktorposition aus. Damit bei dieser Punktauflage keine irreversiblen Verformungen aufgrund der hohen Aktorkraft auftreten, kommen gehärtete Druck-

platten aus X12Cr13 zum Einsatz. Beim Einbau des Piezo-Aktors für die y-Achse kann die Vorspannkraft durch den Endanschlag des Aktorhalteflansches und Anziehen der Schrauben hergestellt werden. Die FKG für die x- und z-Achse hingegen werden manuell leicht vorgespannt, damit die Piezo-Aktoren samt Halterung in die dafür vorgesehenen Positionen bei bereits eingeschraubten Druckplatten eingeschoben werden können. Für die z-Achse wird der Aufbau über die Zwischenplatte (siehe Abbildung 4.42) hydraulisch leicht und gleichmäßig angehoben, damit die Druckplatte für den Piezo-Aktor, welcher bereits mit seiner Halterung eingeschraubt ist, eingeschoben werden kann.

5.1.4 Integration der Sensoren mit Linearisierung

Die Integration der Sensoren erfolgt über den Sensorständer und den Messwürfel, welcher unterhalb der Spindel platziert ist, siehe Abbildung 4.50. Dabei sind die kapazitiven Sensoren so platziert, dass ihre Messfläche mittig auf jeweils eine Seite des Messwürfels gerichtet ist. Dies schließt kapazitive Randeinflüsse aus. Zum Ausschluss der gegenseitigen Beeinflussung der Sensoren werden die Controller mit Synchronisationskabeln verbunden, wodurch die Beeinflussung durch eine mögliche schlechte Erdung des Messobjekts ausgeschlossen wird. Die Klemmung der kapazitiven Messsensoren erfolgt über den vollständigen Umfang. Der Abstand der Sensoren bzw. des Sensorhalters zum geschliffenen Messwürfel wird über Messlehren eingestellt. Die Abtastfrequenz wird auf 2 kHz eingestellt, was für eine hochfrequente Positionsrückführung ausreichend ist.

Zur Optimierung der Linearität des Sensors wird ein sehr genauer Laser-Triangulationssensors eingesetzt. Dieser wird so positioniert, dass die Spindel parallel zur angesteuerten Achsrichtung vermessen werden kann. Zur Linearisierung wird die Aktorspannung in 10 V Schritten bis 1000 V erhöht und die dazugehörigen Messwerte des Keyence-Sensors, des kapazitiven Sensors und des DMS-Sensors aufgezeichnet. Der Vergleich zwischen jeweils dem Keyence-Messwert und den Messwerten des DMS- bzw. kapazitiven Sensors liefert die Linearisierung. Die so gewonnenen Messdaten werden im Simulink-Modell in einem Look-up-Table berücksichtigt, wie in Abbildung 5.7 gezeigt, oben für den kapazitiven und unten für den DMS-Sensor. Damit werden die kapazitiven und DMS-Sensoren als linear betrachtet.

Die Optimierung, welche mit Hilfe des Look-up-Table generiert wurde, wird anhand der nächsten Abbildungen gezeigt. Insbesondere zeigen die Abbildungen 5.10 bis 5.12 den Unterschied auf, welches lineare Sensorverhalten ohne und mit Hilfe der Look-up-Table erreicht wird und sich auf die spätere Bearbeitungsgenauigkeit auswirken kann.

Zur automatisierten Linearisierung wird ein entsprechendes Simulink-Modell entwickelt, welches durch einen Puls-Generator eine automatisierte Erhöhung der Spannungsvorgabe realisiert und zum jeweils selben Zeitpunkt nach der Stabilisierung des Messwerts die Messwerte aller Sensoren und die Position aus der Spannungsvorgabe in µm aufzeichnet. Abbildung 5.8 zeigt das hierfür eingesetzte Simulink-Modell und alle Eingänge der Signale, welche wiederum über ControlDesk bedient werden können, siehe Abbildung 5.9.

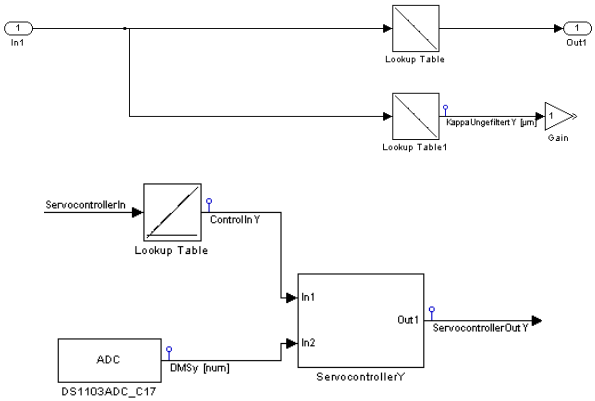


Abbildung 5.7: *oben: Simulink-Modell mit Look-up-Table des kapazitiven Sensors; unten: Look-up-Table des DMS-Sensors*

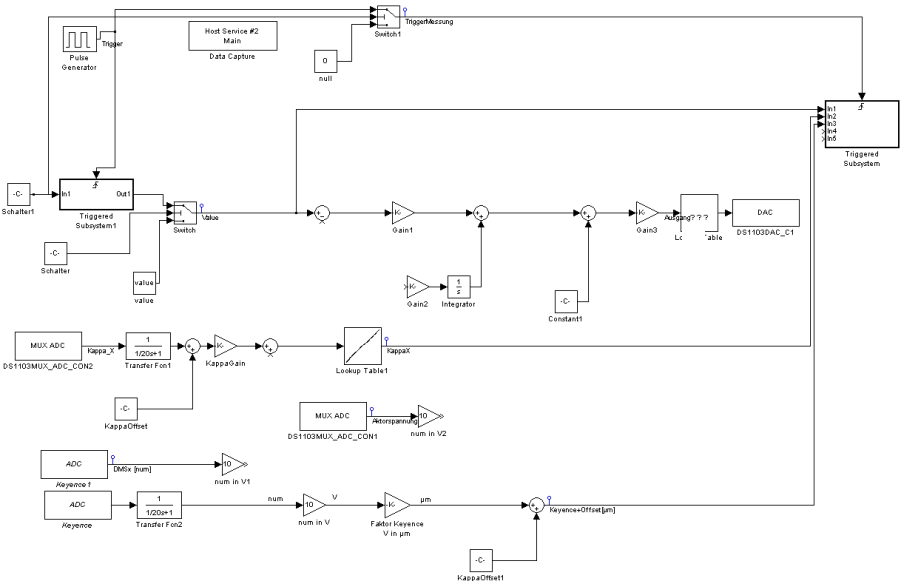


Abbildung 5.8: *Simulink-Modell zur automatisierten Linearisierung der DMS- und Kappa-Sensoren am Beispiel der x-Achse*

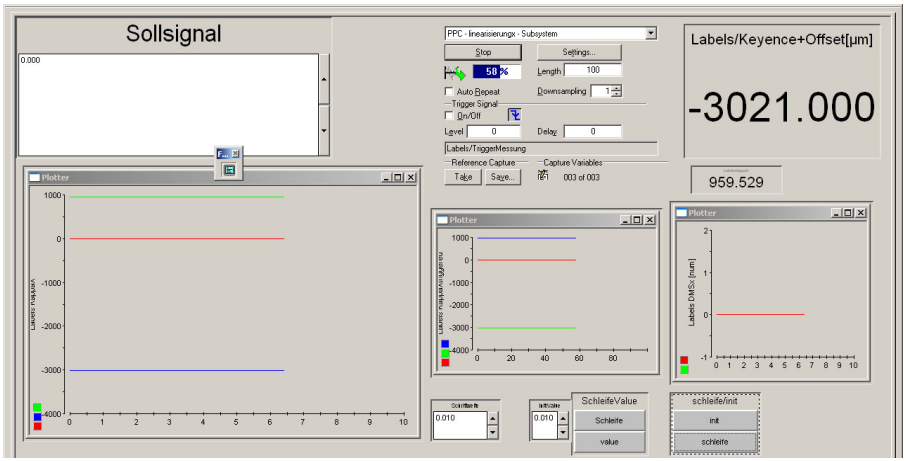


Abbildung 5.9: *Benutzeroberfläche im ControlDesk zur automatisierten Linearisierung der DMS- und Kappa-Sensoren am Beispiel der x-Achse*

Die Abbildungen 5.10 bis 5.12 zeigen die Ergebnisse als Vergleich. Jeweils im linken Diagramm sind die Linearitätsfehler ohne Linearisierung für den kapazitiven und den DMS-Sensor zu sehen. Im rechten Diagramm ist das Verhalten nach der Linearisierung und unter Verwendung der Look-up-Table für alle Achsen aufgezeichnet. Die Ergebnisse zeigen, dass die DMS-Sensoren eine höhere Nichtlinearität aufweisen als die kapazitiven Sensoren. Dies könnte daran liegen, dass der DMS-Sensor lediglich über einzelne Piezo-Stapel aufgebracht ist und davon ausgegangen wird, dass sich alle Piezo-Stapel gleich verhalten. Da der Piezo-Aktor über eine große Anzahl an Piezo-Stapel verfügt, könnte eine etwas höhere Nichtlinearität die Folge sein.

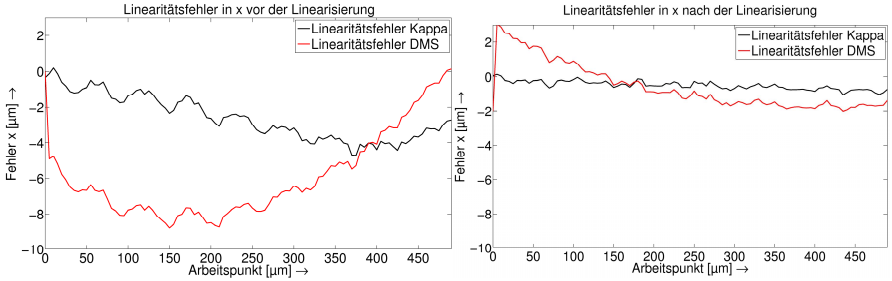


Abbildung 5.10: *Links: Linearitätsfehler der Sensoren in x-Richtung ohne Linearisierung; rechts: Linearitätsfehler der Sensoren in x-Richtung nach erfolgreicher Linearisierung mit Look-up-Table*

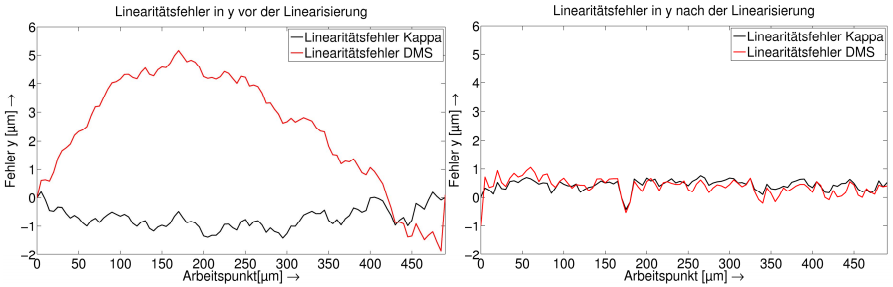


Abbildung 5.11: *Links: Linearitätsfehler der Sensoren in y-Richtung ohne Linearisierung; rechts: Linearitätsfehler der Sensoren in y-Richtung nach erfolgreicher Linearisierung mit Look-up-Table*

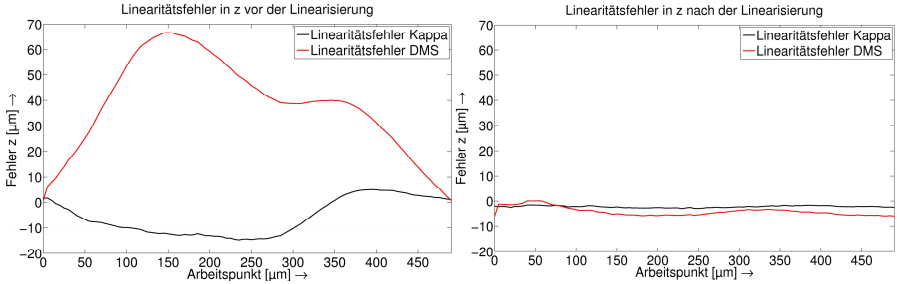


Abbildung 5.12: *Links: Linearitätsfehler der Sensoren in z-Richtung ohne Linearisierung; rechts: Linearitätsfehler der Sensoren in z-Richtung nach erfolgreicher Linearisierung mit Look-up-Table*

Dagegen befinden sich die kapazitiven Sensoren im Bereich der Herstellerangaben zur Nichtlinearität. Insgesamt kann für die DMS-Sensoren eine erhebliche Reduzierung der Nichtlinearität erreicht werden. Für die kapazitiven Sensoren kann die Nichtlinearität um etwa die Hälfte reduziert werden. Eine deutliche Abweichung ist für die Aufzeichnungen der z-Achse zu sehen, siehe Abbildung 5.12. Fertigungsbedingt könnte hier eine leichte nichtlineare Bewegung der z-Achse resultieren, welche nachträglich reduziert werden kann. Die Linearisierung und die Look-up-Table wirken sich somit positiv auf die Vorsteuerung aus, wodurch der verbleibende Regelfehler kleiner wird.

5.2 Statische und dynamische Untersuchungen der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik

Zur Verifikation und Validierung der in Kapitel 4 ausgelegten 3D-PCM werden die statischen und dynamischen Kennwerte der gefertigten und im Versuchsstand installierten 3D-PCM ermittelt. Insbesondere die Höhe der Ausgleichsbewegung dient dem unmittelba-

ren Vergleich zu den Ergebnissen der FEM-Analysen aus Abschnitt 4.3.5 (dynamisch) und 4.3.6 (statisch). Die daraus gewonnenen Erkenntnisse charakterisieren die Eigenschaften hinsichtlich des maximal möglichen Fehlerausgleichs und seiner maximal erreichbaren Dynamik, welche hauptsächlich für die Kompensation der Oberflächenwelligkeit entscheidend ist.

5.2.1 Verifikation der Ausgleichsbewegung mit Orthogonalität

Die Verifikation der maximal möglichen statischen Ausgleichsbewegungen wird mit Hilfe eines Leica Lasertrackers (LT) mit einer Absolutgenauigkeit von ±10 µm, [Leic-09] und mit Hilfe der linearisierten kapazitiven Sensoren durchgeführt. Für die Messung werden die Piezo-Aktoren mit jeweils einem periodischen 0,5 Hz-Sinussignal über einen größeren zeitlichen Bereich angeregt, während die anderen beiden Achsen ohne Beaufschlagung bleiben. Aufgezeichnet wird das LT-Signal, dessen Basis-KS in die Grundplatte der 3D-PCM gelegt wurde, siehe Abbildung 5.13.

Die Auswertung der LT-Messergebnisse und der kapazitiven Messsensoren geben Aufschluss über die Orthogonalität der Achsen. Die Messungen werden jeweils mit inaktiver Regelung und mit eingeschaltetem digitalen SCSM durchgeführt. Somit sind Hysterese- und Kriecheffekte der Piezo-Aktoren ausgeschlossen. Der äußere Regelkreis über die kapazitive Rückführung bleibt für diese Messzwecke ausgeschaltet, da dieser die Orthogonalitätsfehler sofort kompensiert und die Messergebnisse keinerlei Aussagekraft zur Grundgenauigkeit des Systems geliefert hätten. Weiterhin ist der innere Regler für diese Messungen noch nicht auf die Fräsprozesse hin optimiert worden. Der Optimierungsprozess und seine Ergebnisse erfolgt in den folgenden Abschnitten.

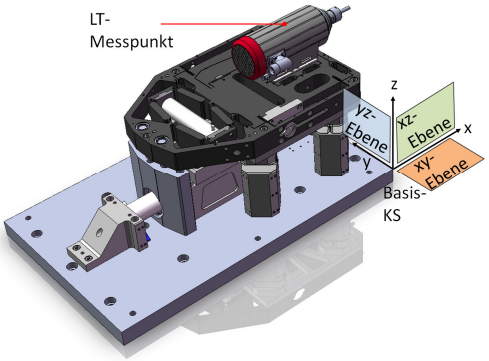


Abbildung 5.13: *Festlegung des Basis-KS zur Vermessung*

Zunächst können mit Hilfe dieser Messungen die Ausgleichsbewegungen aller Achsen verifiziert werden. Die Tabelle in Abbildung 5.14 fasst die Ausgleichsbewegungen aller Achsen zusammen. Hier ist zu sehen, dass es in der Realität zum Teil zu größeren Bewegungen (z.B. die x-Achse) bzw. kleineren Bewegungen wie der y-Achse gegenüber der FE-Auslegung aus

Abschnitt 4.3 geführt hat. Der Grund hierfür liegt zum einen an fertigungstechnischen Toleranzen und zum anderen am Einbau der Piezo-Aktoren unter Vorspannung. Die Auslegung mit einer zusätzlichen Sicherheit von 10% führt dazu, dass die Vorgabe mit Ausgleichsbewegungen von über 500 µm erreicht werden kann. Der Vergleich zur Auslenkung der FEM-Ergebnisse aus Abbildung 4.47 ist ebenso in der Tabelle in Abbildung 5.14 dargestellt. Die Abweichungen der 3D-PCM zur konstruktiven FE-Auslegung bleiben somit bei etwa maximal 25%, wobei die x-Achse ein Ausreißer nach oben ist, und dennoch einen Ausgleichsweg von 500 µm ermöglicht. Die y-Achse hat eine Abweichung von 7% und die z-Achse entspricht der Auslegung der FE-Analysen.

Achse	Reale Auslenkung [µm]	Auslenkung FEM nach Optimierung [µm]	Abweichung [%]
x	690,00	549,27	+25,62
y	505,00	544,37	-7,23
z	550,00	552,04	-0,37

Abbildung 5.14: *Reale Auslenkung der 3D-PCM im Versuchsstand*

Abbildung 5.15 und 5.16 zeigen jeweils die Ergebnisse der Orthogonalität für die x-Achse. Die erste LT-Messung zeigt, dass die Orthogonalität im Rahmen der Messgenauigkeit des LT bleibt. Der zu beobachtende Trend ist vernachlässigbar. Hier ist zu erwähnen, dass die Montage bezüglich des Basis-KS zwar bestmöglich realisiert wurde, Fertigungstoleranzen in den Bauteilen und Fehler beim Einmessen des Basis-KS der Achsen bzw. Ebenen unvermeidbar sind und zu kleinen Abweichungen führen können. Analog zu der x-Achse sind die Messergebnisse für die y- und z-Achse in den folgenden Abbildungen dargestellt. Die Fehler der kapazitiven Messwerte ohne Regler (ohne digitalen SCSM) in Abbildung 5.16, 5.18 und 5.20 zeigen die Linearitätsfehler der kapazitiven Sensoren, welche im vorhergehenden Abschnitt linearisiert wurden. Die Verbesserungen, welche sich hierdurch eingestellt haben, sind in den gleichen Abbildungen mit Regler zu sehen, mit einem verbleibenden Fehler bis 3 µm, siehe auch Abbildung 5.21.

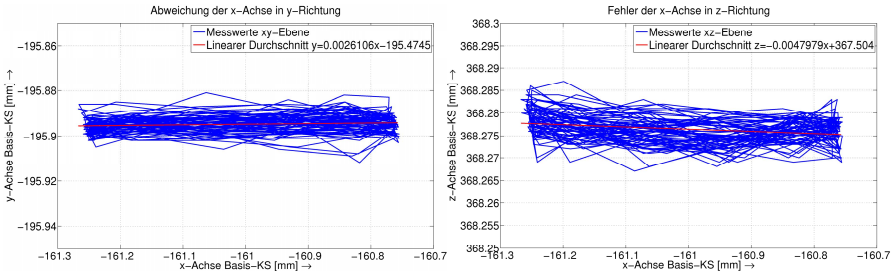


Abbildung 5.15: *LT-Messung der x-Achse: links: xy-Ebene; rechts: xz-Ebene*

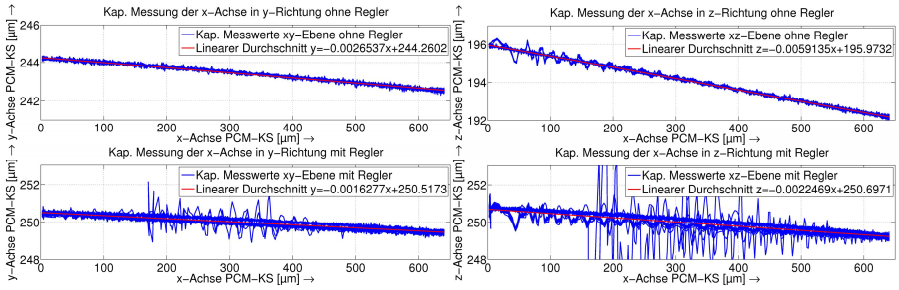


Abbildung 5.16: *Messung der x-Achse mit den kapazitiven Sensoren (oben ohne Regler und unten mit Regler): links: xy-Ebene; rechts: xz-Ebene*

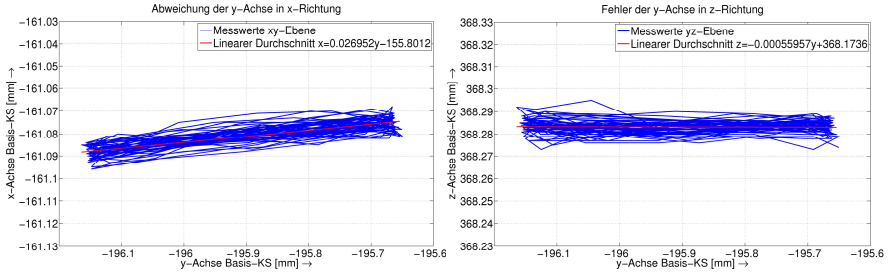


Abbildung 5.17: *LT-Messung der y-Achse: links: xy-Ebene; rechts: yz-Ebene*

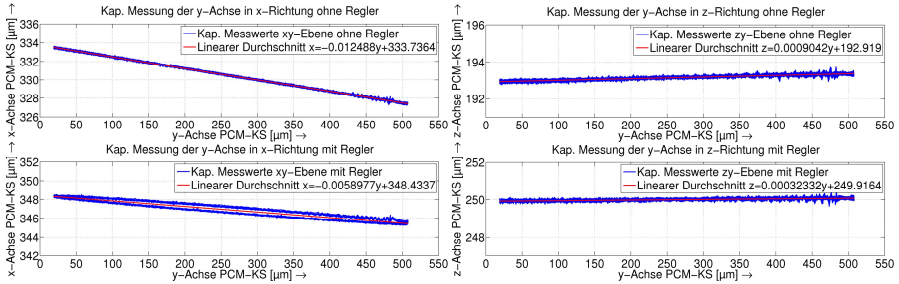


Abbildung 5.18: *Messung der y-Achse mit den kapazitiven Sensoren (oben ohne Regler und unten mit Regler): links: xy-Ebene; rechts: zy-Ebene*

Die Ergebnisse der kapazitiven Sensoren zeigen somit, dass die Montage der Sensoren und der Achsen zueinander fast keine Orthogonalitätsfehler zur Folge haben. Da dies jedoch die Messung im System ist, werden hierzu die LT-Messungen im Basis-KS verglichen. Wie bereits erwähnt, ist die Bewegung der x-Achse zu den anderen Achsen annähernd orthogonal, siehe Abbildung 5.15. Die y-Achse zeigt in Abbildung 5.17 links einen messbaren Fehler, ebenso wie die z-Achse in Abbildung 5.19 links zur x-Achse. Es ist anzunehmen, dass

diese Fehler daraus resultieren, dass die Bewegung der Piezo-Aktoren über einfache Hebel übersetzt werden, die sich idealerweise auf einer Kreisbahn bewegen und nicht vollständig durch zusätzliche Verdrehsicherungen, siehe Abbildung 4.32, kompensiert werden können. Für die y-Achse ist dieser Fehler auch in der kapazitiven Messung in Abbildung 5.18 links ohne Regler zu erkennen. Der Fehler der z-Achse in der kapazitiven Messung ist dagegen nicht so groß, was damit zusammenhängt, dass der LT-Messpunkt, siehe Abbildung 5.13 aufgrund des relativ hohen Abstands gegenüber dem kapazitiven Sensors, gemäß Strahlensatz deutlich vergrößert ist. Dieser Fehler kann zum einen durch den digitalen SCSM kompensiert werden, siehe Abbildung 5.20, was auch zu einem geringeren Fehler in der LT-Messung führt, siehe Abbildung 5.19 rechts und zum anderen beim Fräsen durch die äußere Kaskade mit der Rückführung des kapazitiven Messwerts kompensiert werden.

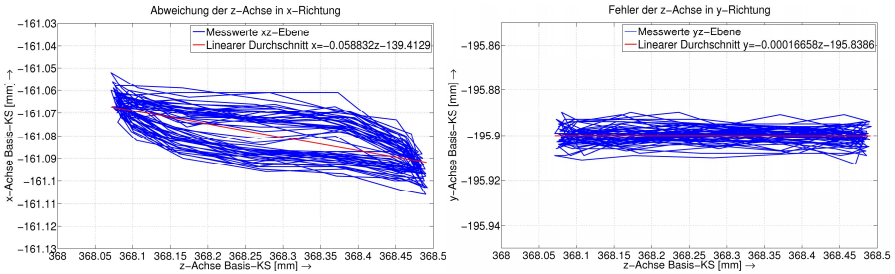


Abbildung 5.19: *LT-Messung der z-Achse: links: xz-Ebene; rechts: yz-Ebene*

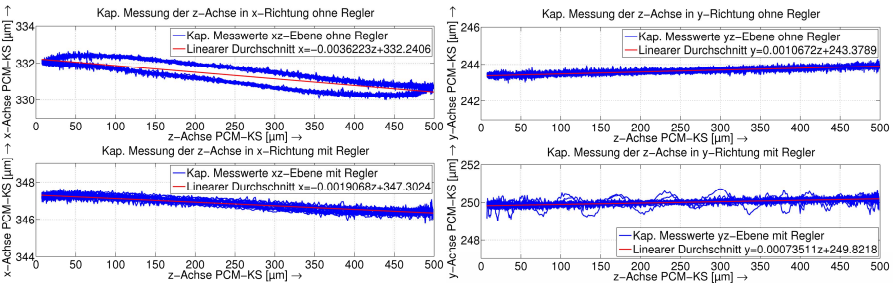


Abbildung 5.20: *Messung der z-Achse mit den kapazitiven Sensoren (oben ohne Regler und unten mit Regler): links: xz-Ebene; rechts: yz-Ebene*

Eine Zusammenfassung der Orthogonalitätsmessung ist in der Tabelle in Abbildung 5.21 dargestellt. Sie zeigt die Fehler der LT-Messung und der kapazitiven Sensoren ohne Regler und welche Verbesserungen mit digitaler SCSM-Nachbildung erreicht werden. Der maximale Fehler im Basis-KS liegt bei 3,37 ° für die z-Achse, bei 1,54 ° für die y-Achse und 0,27 ° für die x-Achse. In späteren Versuchen stehen die Achsen in Interaktion, was bedeutet, dass bei eingeschalteten Reglern die Orthogonalitätsfehler nicht mehr auftauchen, da die jeweiligen kapazitiven Messwerte achsweise zurückgeführt werden.

Achse	x-Achse		y-Achse		z-Achse	
LT-Messung	**[µm]**	**[°]**	**[µm]**	**[°]**	**[µm]**	**[°]**
xy-Ebene	1,8	0,15	13,4	1,54		
xz-Ebene	3,3	0,27			32,4	3,37
yz-Ebene			2,8	0,32	0,9	0,10
Kapazitive Messung ohne Regler	**[µm]**	**[°]**	**[µm]**	**[°]**	**[µm]**	**[°]**
xy-Ebene	1,8	0,15	6,3	0,72		
xz-Ebene	4,1	0,34			2,0	0,21
yz-Ebene			4,6	0,52	0,6	0,06
Kapazitive Messung mit Regler	**[µm]**	**[°]**	**[µm]**	**[°]**	**[µm]**	**[°]**
xy-Ebene	1,1	0,09	3,0	0,34		
xz-Ebene	1,6	0,13			1,0	0,11
yz-Ebene			0,2	0,02	0,4	0,04

Abbildung 5.21: *Zusammenfassung der Orthogonalitätsmessung*

5.2.2 Analyse der Eigenfrequenzen der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik

Nachdem die statischen Ausgleichsbewegungen und Grundgenauigkeit der 3D-PCM verifiziert sind, gilt es nun die Bandbreite der 3D-PCM und damit die dynamische Auslegung zu bestätigen. Hierzu wird die Reaktion der 3D-PCM und jeder Achse bei Beaufschlagung mit einem Sinussweep mit konstanter Amplitude von 10 µm und steigender Frequenz mit Hilfe der kapazitiven Sensoren aufgezeichnet. Die aufgezeichneten Messsignale werden mit Hilfe einer FFT in den Frequenzbereich transformiert, um den Amplitudengang zu berechnen. Damit lassen sich bei der Anregung jeder Achse die Antwort aller drei Achsen und damit die Beeinflussung untereinander feststellen. Die Messungen wurden für jede Achse im offenen und geschlossenen Regelkreis jeweils mit analogen und digitalen SCSM durchgeführt. Im Falle des analogen SCSM waren der Notch-Filter und die Drift-Kompensation aktiv, bei der digitalen SCSM-Nachbildung lediglich die Vorsteuerung. Die Untersuchung des offenen Regelkreises ermöglicht eine Bewertung, welche Einflüsse das analoge bzw. das digitale SCSM auf die Leistungsfähigkeit der 3D-PCM hat.

Abbildung 5.22 zeigt die Amplitudengänge als Vergleich mit analogen und digitalen SCSM für alle drei Achsen. Zu erkennen ist, dass keiner der Amplitudengänge bei niedrigen Frequenzen eine Verstärkung von $|A|=1$ aufweist, welche nur im Bereich der Resonanzfre-

quenzen erreicht wird. Abbildung 5.23 zeigt die gleichen Amplitudengänge für den geschlossenen Regelkreis. Im Gegensatz zum offenen Regelkreis weisen alle Regler bei tiefen Frequenzen eine Verstärkung von |A|=1 auf. Zu erkennen ist, dass das analoge SCSM die 3D-PCM derart träge macht, dass keine Frequenzen mehr durch die Ansteuerung der Piezo-Aktoren angeregt werden. Die Eckfrequenzen der x- und z-Achse liegen mit analogen SCSM in Bereichen von 4 Hz bzw. 6 Hz, lediglich die y-Achse liegt bei knapp 20 Hz, wenn man das $1/\sqrt{2}$ -Kriterium für den Amplitudenabfall anwendet. Damit wäre mit analogen SCSM und der x- und z-Achse keine Kompensation der typischen Roboterfrequenzen, siehe Kapitel 3 möglich. Der Vergleich zwischen dem analogen und dem digitalen SCSM zeigt, dass die analogen SCSM die Leistungsfähigkeit der 3D-PCM sehr früh beschränken und somit nicht nur aufgrund der Latenz ausgebaut werden.

Nach dem Ausbau der analogen SCSM fallen die jeweiligen Bandbreiten der Achsen der 3D-PCM mit der digitalen SCSM-Nachbildung wesentlich höher aus und liegen bis hin zum Bereich der Eigenfrequenzen der einzelnen Achsen. Somit begrenzen beim digitalen SCSM letztendlich nur die mechanischen Eigenfrequenzen die 3D-PCM, welche in Abbildung 5.24 im offenen Regelkreis und in Abbildung 5.25 im geschlossenen Regelkreis dargestellt sind. Die ersten Eigenfrequenzen der jeweiligen Achsen, welche nicht eindeutig zuordenbar sind, liegen für die x-Achse bei 34 Hz, für die y-Achse bei 43 Hz und für die z-Achse ebenso bei 34 Hz.

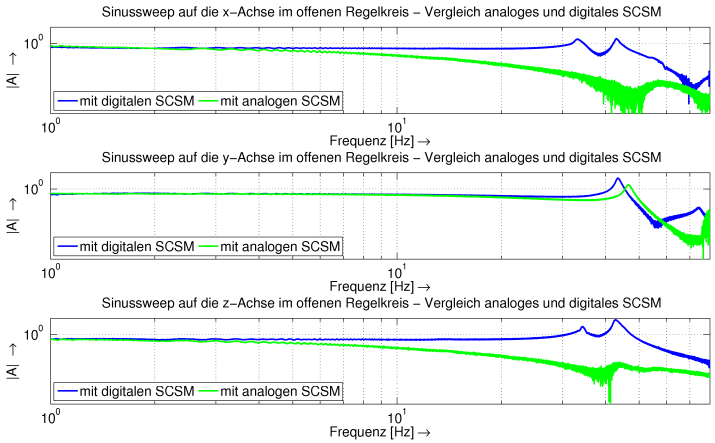


Abbildung 5.22: *Amplitudengänge mit analogen und digitalen SCSM im offen Regelkreis*

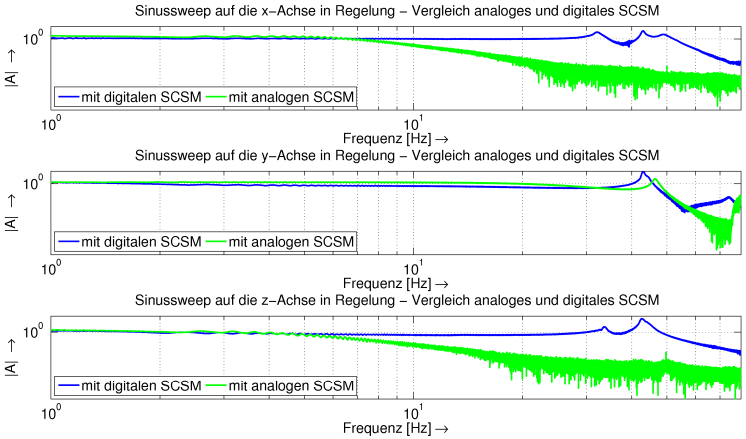


Abbildung 5.23: *Amplitudengänge mit analogen und digitalen SCSM im geschlossenen Regelkreis*

Weitere nicht eindeutig zuordenbare Eigenfrequenzen der Achsen treten für die x-Achse bei 43 Hz, für die y-Achse bei 74 Hz und für die z-Achse bei 43 Hz und 86 Hz auf. Eine gegenseitige Anregung der Achsen ist daher nicht auszuschließen. Die Ergebnisse zeigen, dass das digitale SCSM die Bandbreiten der Achsen nicht beeinflusst. Weiterhin ist zu sehen, dass die Eigenfrequenzen nahe an den Eigenfrequenzen aus der FEM-Analyse liegen, siehe Tabelle in Abbildung 4.46.

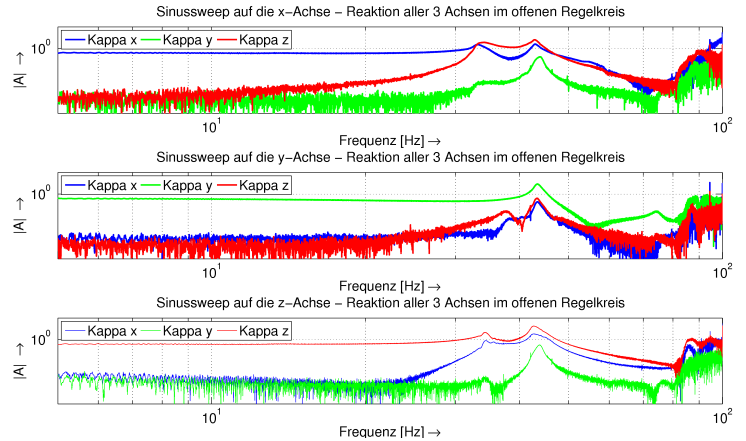


Abbildung 5.24: *Amplitudengänge der 3D-PCM nach Sinussweep-Anregung im offenen Regelkreis und ohne SCSM*

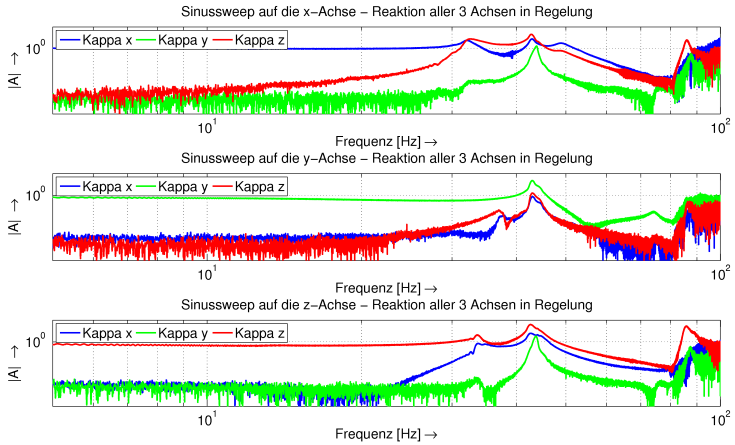


Abbildung 5.25: *Amplitudengänge der 3D-PCM nach Sinussweep-Anregung im geschlossenen Regelkreis mit digitalem SCSM*

5.3 Dynamische Analyse der Roboterbewegung im Fräsprozess

Die in diesem Abschnitt folgenden dynamischen Untersuchungen zeigen auf, welche charakteristischen Frequenzen während des Fräsprozesses auftreten und somit durch die 3D-PCM ausgeregelt werden müssen. Der Vergleich zu Abschnitt 3.1.5 zeigt Analogien bzw. mögliche Unterschiede auf. Diese Untersuchung wird im Versuchsaufbau mit der 3D-PCM analysiert. Verbesserungen, welche sich durch den Aufbau des Versuchsstands mit der Integration eines Maschinenbetts, vergleiche Abschnitt 4.4.4, ergeben, sind im Anhang A.2 dargestellt.

Die während der Bearbeitung maßgeblich auftretenden Schwingungen des Roboters führen zu ungewollten Rattereigenschaften während des Fräsprozesses mit dem IR und damit zu einer schlechten Oberflächenqualität. Ziel dieses Abschnitts ist es, die Bandbreite der auftretenden Schwingungen während der Bearbeitung mit dem Reis-Roboter RV40 zu analysieren. Diese Ergebnisse dienen zum einen zum Vergleich der Ergebnisse mit dem ABB-Roboter aus Kapitel 3 und sollen zum anderen aufzeigen, welche Frequenzen maßgeblich kompensiert werden müssen. Hierzu werden die Fräsversuche mit den gleichen Fräsparametern und Zerspanungseinstellungen durchgeführt, wie sie später für die abschließenden Fräsversuche zur Bauteilqualitätsmessung zur Beurteilung der statischen und dynamischen Bearbeitungsgenauigkeit mit 3D-PCM eingestellt werden. Die Fräsparameter sind in der Tabelle in Abbildung 5.26 eingestellt. Als Werkzeug wird jeweils ein 6-schneidiger Schaftfräser mit Durchmesser 12 mm zum Umfangsfräsen eingesetzt. Alle Versuche werden mit der rundlaufpräzisen Alfred Jäger Spindel und dem Reis-Roboter RV40 auf dem MB durchgeführt, siehe Abbildung 5.27. Dieser Roboter wird für die Versuche gewählt, da er gegenüber dem ABB-Roboter für den Fehlerausgleich eine größere Herausforderung darstellt und IR in der Regel im industriellen Einsatz nicht überdimensioniert eingesetzt werden. Für jede

Achsrichtung wird das Fräsen im Gleichlauf (GL) und Gegenlauf (GGL) untersucht. Die Schwingungen des Reis-Roboters RV40 werden mit einem LT aufgezeichnet (Reflektor auf IR) und anschließend die Frequenzanteile der während des Fräsens auftretenden Schwingungen analysiert.

Prozess	Zustellung $a_e \times a_p$ [mm]	Vorschubgeschwindigkeit v_f [mm/s]	Drehzahl n [min^{-1}]
Gleichlauffräsen (GL)	10 x 1	5	30.000
	10 x 0,5	5	30.000
	5 x 0,5	5	30.000
Gegenlauffräsen (GGL)	10 x 1	15	20.000
	10 x 0,5	15	20.000
	5 x 0,5	15	20.000

Abbildung 5.26: *Fräsparameter bzw. Zerspanungseinstellungen für die Fräsversuche*

Da die verschiedenen Versuche ähnliche Ergebnisse zeigen, werden beispielhaft die Ergebnisse des GL-Fräsversuchs mit Abtrag 10 x 1 mm und einer Vorschubgeschwindigkeit in z-Richtung von 10 mm/s gezeigt.

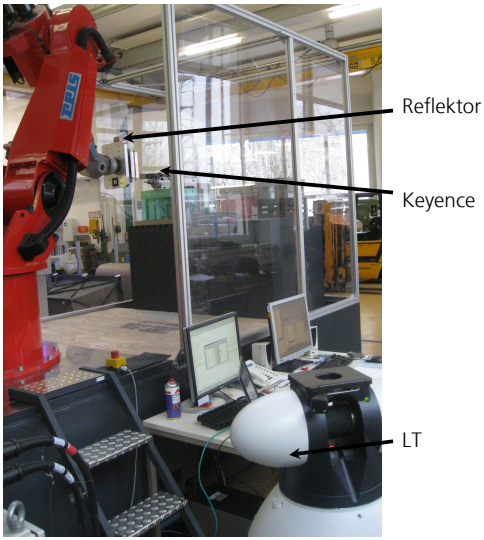


Abbildung 5.27: *Versuchsstand für die LT-Messung beim Fräsen in z-Richtung*

Abbildung 5.28 zeigt die LT-Messung in alle drei Raumrichtungen des Basis-KS des IR. Die frequenzanalysierten Signale sind rechts in der Abbildung zu sehen. Dort sind die Eigenfrequenzen des IR um 8,5 Hz in x-Richtung bzw. 8 Hz in y-Richtung zu erkennen. Eine LT-Messung des Reis-Roboters RV40 an der gleichen Stelle ohne Fräsprozess – also als Leerfahrt – ergab nahezu identische Ergebnisse (siehe auch den Vergleich in Abbildung 5.29). Als Auszug davon zeigt Abbildung 5.29 die Wege und Geschwindigkeiten in z-Richtung. Die Leerfahrt ist im linken Diagramm und die Fräsfahrt aus Abbildung 5.28 im rechten Diagramm dargestellt.

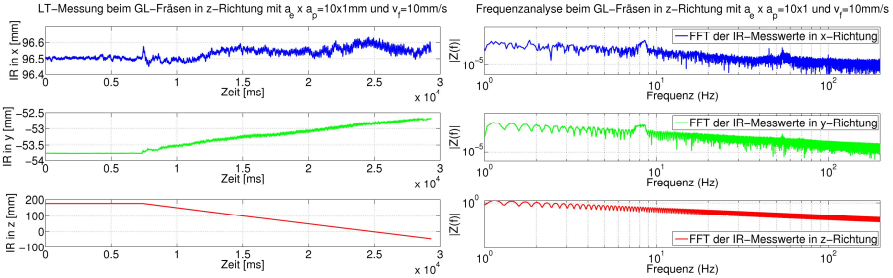


Abbildung 5.28: *Bewegungsverhalten des Reis-Roboters RV40 beim GL-Fräsen in z-Richtung: Links: LT-Messwerte für x-, y- und z-Richtung; rechts: FFT der Signale von links*

Zu erkennen ist, dass die Bewegung des Roboters in Vorschubrichtung nicht gleichmäßig ist, was mitunter an einem Ruckeln zu erkennen ist. Diese sind für 10 mm/s noch annähernd gleich, ob Leerfahrt oder im Fräsprozess. Bereits ab 15 mm/s divergieren diese, was sich insbesondere in der höheren Bandbreite der Schwingung der Geschwindigkeit widerspiegelt und während der Fräsfahrt als deutliches Ruckeln wahrzunehmen ist. Für diese und die späteren Versuche wurde daher die Geschwindigkeit zwischen 5 und 15 mm/s als

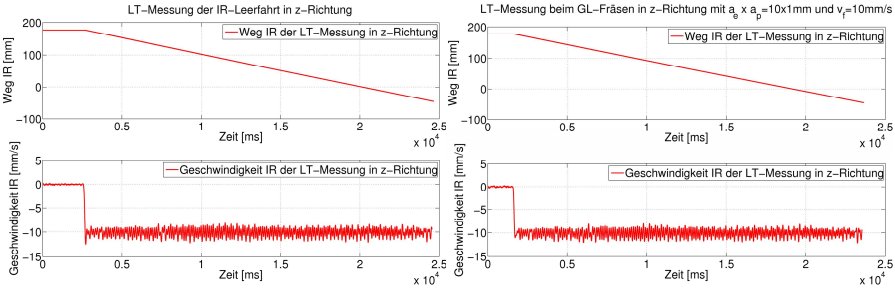


Abbildung 5.29: *Bewegungsverhalten des Reis-Roboters RV40 in Vorschubrichtung: links: Leerfahrt in z-Richtung; rechts: GL-Fräsen in z-Richtung*

Maximum gewählt. Gegenüber den Ergebnissen aus Kapitel 3 ist zu erkennen, dass der vom Handhabungsgewicht schwächere Reis-Roboter gegenüber dem Schwerlastroboter

von ABB früher seine Grenzen erreicht. Der Reis-Roboter RV40 besitzt leicht geringere Eigenfrequenzen und damit ein ähnliches dynamisches Verhalten wie der ABB-IR. Hingegen zeigt der ABB-IR bei hohen Geschwindigkeiten keine Probleme, um eine gleichmäßige Fahrt in Vorschubrichtung zu ermöglichen. Ein Ruckeln war dort nicht erkennbar. Für die späteren Versuche zeigt diese Untersuchung, dass der Reis-Roboter RV40 eine deutlich höhere Herausforderung für den Echtzeitfehlerausgleich mit der 3D-PCM im Fräsprozess aufweist, prinzipiell bezüglich des dynamischen Verhaltens aber gleich anspruchsvoll ist. Für alle weiteren Versuche wird daher der Reis-Roboter RV40 eingesetzt.

5.4 Regelungstechnik

Mit Hilfe der Regelung wird der Restfehler des Roboters während des Fräsens kompensiert. Bereits Abbildung 5.5 hat die digitale Nachbildung des SCSM als inneren Regler der Kaskadenregelung gezeigt. Die Kaskadenregelung ist allerdings kein Regleralgorithmus, sondern eine Struktur, in der verschiedene Regelungskonzepte zum Einsatz kommen können. Hierbei werden zwei oder mehrere Regelkreise überlagert. Nach [DIN 19226] wird bei der Regelung fortlaufend die Regelgröße mit der Führungsgröße verglichen, wodurch sich diese an die Führungsgröße angleicht. Kennzeichnend dafür ist der geschlossene Wirkkreislauf.

Der äußere Regelkreis der Kaskadenregelung wird wiederum als PI-Regler integriert und ist in Abbildung 5.30 am Beispiel der y-Achse dargestellt. Prinzipiell ist die Reglerarchitektur aller Achsen identisch. Der kapazitive Sensor dient als Rückführung. Eine Besonderheit in der Architektur dieses Reglers ist, wie bei der digitalen SCSM-Nachbildung, die Vorsteuerung durch die Führungsgröße, welche auch bei ausgeschaltetem Regler aktiv bleibt. Weiterhin wurde analog zur inneren Kaskade ein Anti-Windup-Glied implementiert, welches das „Volllaufen“ des Integrators durch Absperren des I-Gliedes verhindern soll. Verschiedene Schalter ermöglichen die einfache Zu- und Abschaltung der Regelung. Die Verstärkungsvariablen der Proportional- und Integralanteile sowie Variablen für die Anstiegsbegrenzer, so genannte Slew-Rate-Limiter, können im ControlDesk beliebig verändert werden und ermöglichen verschiedene Einstellmöglichkeiten. Über ein Reglertuning am realen System können die Regelungsparameter bzw. -struktur für die späteren Versuche bestmöglich angepasst werden.

Die innere Kaskade, welche bereits in der unteren Abbildung 5.5 gezeigt ist, ist in Abbildung 5.30 als „Black-Box“ mit der Bezeichnung „Servocontroller y“ und den Werten des DMS-Sensors als Rückführgröße zu sehen. Die Reglerstruktur besteht für jede Achse aus zwei kaskadierten PI-Reglern. Diese erste Auswahl für die Regelung zusammen mit der Vorsteuerung wird für die nachfolgenden Fräsversuche als Basis-Regelung eingesetzt, damit in einem ersten Schritt eine Bewertung der Bauteilqualität und damit Leistungsfähigkeit der 3D-PCM vorgenommen werden kann. Zur Optimierung der Fräsergebnisse wird, wie rechts in der Abbildung 5.2 gezeigt, für jede Achse eine separate Benutzeroberfläche zur optimalen Einstellung der Regler entwickelt.

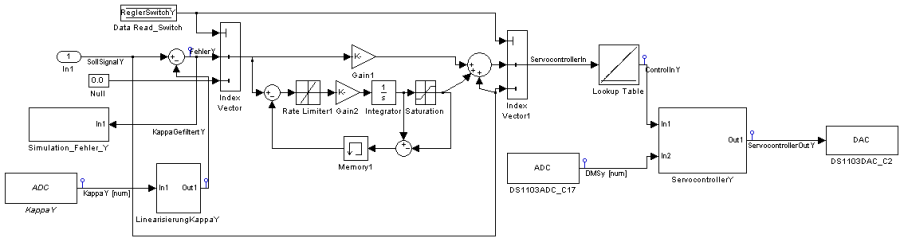


Abbildung 5.30: *Äußere Kaskade mit digitalem PI-Regler und Kappa als Rückführgröße, am Beispiel der y-Achse*

5.5 Untersuchung der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik im Roboterfräsprozess

Im direkten Einsatz der 3D-PCM beim Fräsen von metallischen Werkstoffen und der Auswertung von gefrästen Bauteilen lässt sich direkt ableiten, welche Leistungsfähigkeit das Gesamtkonzept mit Hilfe des aktiven Fehlerausgleichs ermöglicht. Hierzu zeigt dieser Abschnitt den Versuchsaufbau und die damit durchgeführten Fräsversuche für das GL- und GGL-Fräsen.

5.5.1 Versuchskonfiguration und -durchführung

Für die Versuche wurde der in Abbildung 5.31 aufgebaute Versuchsstand eigens dafür entwickelt. Er besteht hauptsächlich aus den Komponenten MB, Reis-Roboter RV40 und der 3D-PCM. Für die Fräsversuche wird der 1D-Lasertriangulationssensor eingesetzt, der die Fehler des Roboters achsweise aufzeichnet. Die Versuche werden jeweils für das Umfangsfräsen in GL und GGL in allen drei Raumrichtungen, gemäß den Schneidparametern in Abbildung 5.26 untersucht, wobei der Fehlerausgleich für die y- und z-Achse in Umfangsrichtung und für die x-Achse in axialer Richtung (Stirnfräsen) erfolgt.

Für die Bewertung der Leistungsfähigkeit der 3D-PCM werden jeweils Versuche mit aktiver 3D-PCM, unter Verwendung der Regelungsstruktur aus Abbildung 5.30, und inaktiver 3D-PCM verglichen. Bei inaktiver 3D-PCM sind die Piezo-Aktoren auf einen definierten Arbeitspunkt geregelt, der während der Fräsprozesse stabil bleibt, so dass nur die Fehlereinflüsse des Roboters in die Messergebnisse einfließen.

5.5.2 Ergebnisse und Leistungsfähigkeit der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik durch Messung der Fräsversuche mit einem Koordinatenmessgerät

Abbildung 5.32 zeigt die Fräsaufgabe auf einem etwa 200 mm langen Fräsblock. Hierzu wurden stufenförmige Bahnen mit einer Länge von je 60 mm gemäß der Reihenfolge der Fräsparameter aus Abbildung 5.26 in einen Block aus $AlMg_{3,5}$ gefräst. Damit eine präzise Zustellung mit dem Roboter erfolgen konnte, wurde dem Keyence-Sensor die jeweilige ra-

diale Zustellung als Offset addiert, so dass lediglich Abweichungsfehler von der gewollten Zustellung ausgeglichen werden, siehe [ScPu-10], [PuMe-10a] bis [PuMe-10d], [Puzik-10] und [VDI-10].

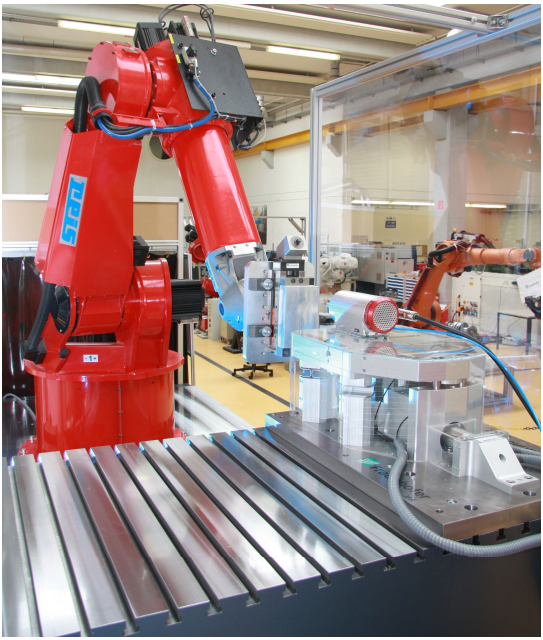


Abbildung 5.31: *Versuchsstand für die Fräsversuche: Reis RV40 auf dem MB mit 3D-PCM*

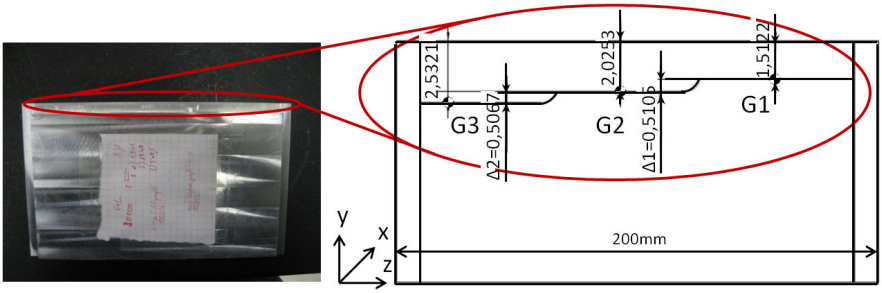


Abbildung 5.32: *Fräsaufgabe mit drei Bahnen. Bahn 1: 10 x 1 mm, Bahn 2: 10 x 0,5 mm und Bahn 3: 5 x 0,5 mm*

Die Messungen der gefrästen Bahnen erfolgt auf einem KMG – VideoCheck HA 400 von [Werth-09]. Hierzu werden zum einen die Zustellgenauigkeiten zwischen den Treppenstu-

fen, die als statische Zustellgenauigkeit bezeichnet wird, und zum anderen die Oberflächenwelligkeit der einzelnen Bahnen, welche die Bezeichnung dynamische Genauigkeit erhält – nach [EN ISO 4287] auch als Profiltiefe P_t, der Differenz zwischen Maxima und Minima bezeichnet – gemessen. Die Ergebnisse der statischen Zustellgenauigkeiten der x-Achse im GL und GGL sind in Abbildung 5.33 dargestellt. Sie zeigen den Vergleich, was im Fräsprozess ohne aktive Ausgleichsbewegung und mit geregelter Kompensation durch die x-Achse der 3D-PCM möglich ist. Im geregelten Zustand werden statische Zustellfehler kleiner 15,2 µm erreicht, gegenüber Zustellfehlern bis 52,5 µm im ungeregelten Betrieb. Abbildung 5.34 zeigt die Oberflächenwelligkeit (Profiltiefe P_t).

Prozess	G3 – G2 [µm]	G2 – G1 [µm]
ungeregelt	49,2	52,5
geregelt	15,2	6,9

Abbildung 5.33: *Statische Zustellgenauigkeit beim Fräsen mit Fehlerausgleich der x-Achse*

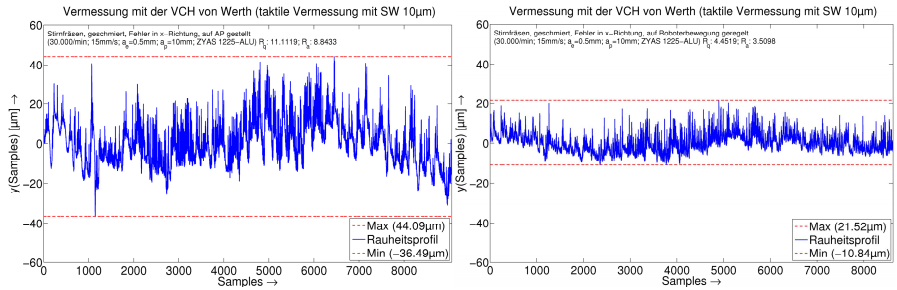


Abbildung 5.34: *Messergebnisse der Oberflächenwelligkeit beim Stirnfräsen in x-Richtung, am Beispiel der Bahn 2. Links: ohne Fehlerkompensation; rechts: mit Fehlerkompensation*

Beispielhaft zeigen die Diagramme dieser Abbildung einzelne Bahnen von 60 mm Länge beim Stirnfräsen, links ohne und rechts mit Fehlerausgleich der x-Achse. Der Vergleich zeigt, dass für diesen Versuch der Fehler (Profiltiefe P_t) von 80,6 µm auf 32,4 µm reduziert werden kann. Die Ergebnisse der y-Achse sind für die statischen Zustellgenauigkeiten von Bahn zu Bahn in Abbildung 5.35 dargestellt. Sie werden jeweils verglichen mit den Zustellungen, welche sich ohne aktive Fehlerkompensation ergeben. Die Ergebnisse zeigen, dass die statischen Zustellfehler in diesem Versuch von bis zu 60,0 µm auf kleiner 10,5 µm reduziert werden können. Der dynamische Restfehler ist wiederum beispielhaft für eine Bahn im GGL-Prozess als Vergleich ohne und mit aktiver Fehlerkompensation in Abbildung 5.36 dargestellt. Dabei kann in diesem Versuch der Fehler von 43,7 µm auf 20,3 µm reduziert werden. Eine Zusammenfassung der maximal erreichten Oberflächenwelligkeiten ohne und mit Fehlerkompensation aller Fräsbahnen für GL und GGL ist in Abbildung 5.39 dargestellt.

Prozess	G3 – G2 [µm]	G2 – G1 [µm]
GL ungeregelt	50,7	60,0
GL geregelt	6,9	4,9
GGL ungeregelt	47,8	20,0
GGL geregelt	6,6	10,5

Abbildung 5.35: *Statische Zustellgenauigkeit beim Fräsen mit Fehlerausgleich der y-Achse*

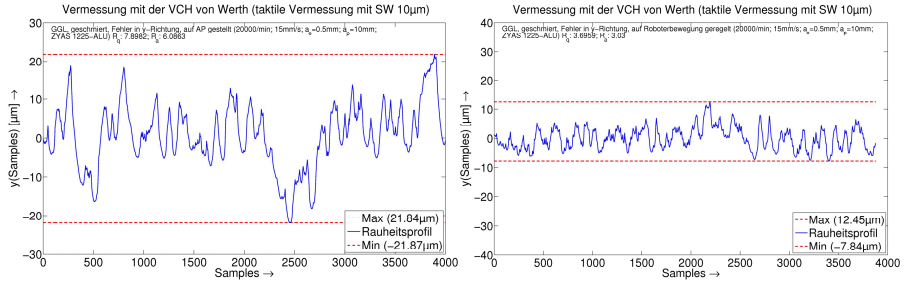


Abbildung 5.36: *Messergebnisse der Oberflächenwelligkeit beim Fräsen in y-Richtung, am Beispiel von GGL-Fräsen der Bahn 2. Links: ohne Fehlerkompensation; rechts: mit Fehlerkompensation*

Die Ergebnisse der z-Achse sind für die statische Zustellgenauigkeit in Abbildung 5.37 exemplarisch anhand des GGL-Fräsen der ersten Bahn dargestellt. Mit der geregelten z-Achse kann der Zustellfehler von bis zu 152,7 µm auf kleiner 33,5 µm reduziert werden.

Beispielhaft ist in Abbildung 5.38 der dynamische Restfehler anhand der ersten Bahn beim GGL-Fräsen gezeigt. Dieser konnte von 126,1 µm auf 40,9 µm reduziert werden. Die maximal erreichten Ergebnisse aller Bahnen sind in der Tabelle in Abbildung 5.39 zu finden.

Prozess	G3 – G2 [µm]	G2 – G1 [µm]
GL ungeregelt	38,6	48,7
GL geregelt	24,0	11,5
GGL ungeregelt	152,1	139,7
GGL geregelt	33,5	7,3

Abbildung 5.37: *Statische Zustellgenauigkeit beim Fräsen mit Fehlerausgleich der z-Achse*

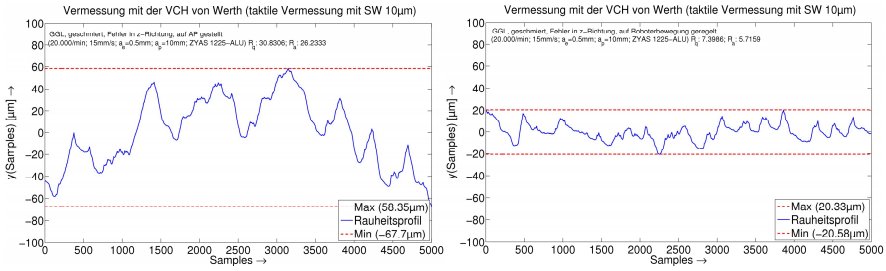


Abbildung 5.38: *Messergebnisse der Oberflächenwelligkeit beim Fräsen in z-Richtung, am Beispiel von GGL-Fräsen der Bahn 1. Links: ohne Fehlerkompensation; rechts: mit Fehlerkompensation*

5.5.3 Fazit

Die Ergebnisse aller drei Ausgleichsachsen zeigen, dass die statische Zustellgenauigkeit beim geregelten Fräsprozess gegenüber dem ungeregelten Prozess deutlich gesteigert werden kann. Der maximal verbliebene Zustellfehler ist kleiner 33,5 µm, gegenüber Zustellfehlern bis 152,1 µm ohne Ausgleichsaktorik, siehe Ergebnisse in den Abbildungen 5.33, 5.35 und 5.37.

Die dynamische Genauigkeit, also der Restfehler in der Oberflächenwelligkeit kann ebenso deutlich verbessert werden. Die Gegenüberstellungen der Ergebnisse in den Abbildungen 5.34, 5.36 und 5.38 zeigen eine starke Verbesserung der Oberflächenwelligkeiten mit aktiver 3D-PCM, deren Fehler für diese Versuche um bis zu 67,5% reduziert werden kann. Die folgende Tabelle in Abbildung 5.39 zeigt den Vergleich der dynamischen Genauigkeit für alle durchgeführten Fräsprozesse. Diese Zusammenfassung beinhaltet die Messmerkmale aller gefrästen Stufen. Hierzu ist die Profiltiefe und der berechnete Mittenrauhwerte R_q, also der quadratische mittlere Rauheitswert, entlang des gefrästen Profils von 60 mm Länge nach [EN ISO 4287] dargestellt. Die in der Tabelle dargestellten Werte sind dabei die maximal aufgetretenen und prozessspezifischen Oberflächenfehler im Vergleich der Bahnen 1 bis 3 während des Fräsprozesses mit den eingesetzten Ausgleichsachsen.

Der Vergleich der gerade betrachteten Bearbeitung mit IR zur Bearbeitung mit WZM ist anhand der Oberflächenwelligkeit einer gemessenen Bahn in Abbildung 5.40 deutlich. Die Profiltiefe für das Bearbeiten mit WZM liegt bei dieser stichprobenartigen Messfahrt bei $P_t = 3{,}06$ µm und der Mittenrauhwert bei $R_q = 0{,}45$ µm. Die bisherigen Fräsergebnisse mit IR und aktiver 3D-PCM zeigen eine deutliche Verbesserung gegenüber den Ergebnissen mit inaktiver 3D-PCM, jedoch zeigen die hier dargestellten Ergebnisse der WZM, dass gegenüber der WZM für das Fräsen mit IR noch weiteres Optimierungspotenzial vorhanden ist, beispielsweise durch optimierte Regelungsalgorithmen für die 3D-PCM, welche Gegenstand weiterer Arbeiten sein werden.

	Prozess und Messmerkmal P_t [µm]		Prozess und Messmerkmal R_q [µm]	
x-Achse	**Stirnfräsen ungeregelt**	**Stirnfräsen geregelt**	**Stirnfräsen ungeregelt**	**Stirnfräsen geregelt**
	69,19	31,97	11,06	3,94
y-Achse	**GL ungeregelt**	**GL geregelt**	**GL ungeregelt**	**GL geregelt**
	64,33	24,47	9,66	4,37
	GGL ungeregelt	**GGL geregelt**	**GGL ungeregelt**	**GGL geregelt**
	55,48	20,29	9,48	3,70
z-Achse	**GL ungeregelt**	**GL geregelt**	**GL ungeregelt**	**GL geregelt**
	52,03	32,94	9,21	6,31
	GGL ungeregelt	**GGL geregelt**	**GGL ungeregelt**	**GGL geregelt**
	126,05	40,91	30,83	7,40

Abbildung 5.39: *Zusammenfassung der erreichten dynamischen Genauigkeiten, als Profiltiefe P_t und Mittenrauhwert R_q für alle drei Achsen und durchgeführten Fräsversuche im Stirnfräsen, GGL- und GL-Fräsen für alle drei Bahnen*

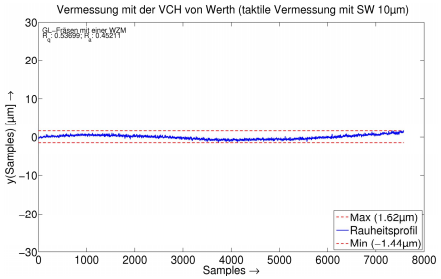


Abbildung 5.40: *Messergebnisse der Oberflächenwelligkeit beim Fräsen mit einer WZM*

Im Stand der Technik von WZM wurde erkennbar, dass GL-Fräsen für die Oberflächenqualität dem GGL-Fräsen vorzuziehen ist, was darin begründet ist, dass die Steifigkeiten der Vorschubachsen von WZM so steif sind, dass der sprunghafte Anstieg der Kraft nicht spürbar ist und das sanfte Ausgleiten der Schneiden (geringer werdende Spanvolumina) für eine bessere Oberflächenqualität sorgt. Die in der vorliegenden Arbeit gesammelten Erfahrungen lassen zusammenfassend für diese Versuche die These aufstellen, dass beim IR-Fräsen der GGL dem GL vorzuziehen ist. Die in diesem und im vorangegangenen Abschnitt dargestellten Ergebnisse sind für GL und GGL zwar ähnlich, die in Abbildung 5.26 gefundenen Fräsparameter zeigen jedoch, dass beim GGL-Fräsen höhere Zerspanvolumina erreicht wer-

den können. Eine generelle Aussage für alle IR zum GL und GGL kann anhand dieser Ergebnisse nicht gemacht werden.

Der Ansatz, der in dieser Arbeit verfolgt wird, nämlich auftretende Fehler des Roboters während dem Fräsen durch eine zusätzliche und hochdynamische 3D-PCM auszugleichen, zeigt, dass es möglich ist, auftretende Fehler des Roboters beachtlich zu reduzieren. Der Ansatz trägt somit zur Genauigkeitssteigerung bei der spanenden Bearbeitung mit IR bei. Die Ergebnisse mit allen drei Achsen belegen, dass die statischen Zustellfehler beinahe vollständig kompensiert und auch die dynamischen Oberflächenfehler durch die Implementierung einer kaskadierten Regelung bereits erheblich reduziert werden können. Der Einsatz in Kombination mit einem unter Berücksichtigung der Randbedingungen entwickelten 3D-Messsystem muss noch erfolgen und sollte die in dieser Arbeit vorliegenden Ergebnisse problemlos bestätigen können. Somit kann die 3D-PCM beim Fräsen mit IR einen beachtlichen Beitrag zur Genauigkeitssteigerung liefern.

6 Zusammenfassung und Ausblick

6.1 Zusammenfassung

Die Sicherung des Produktionsstandorts Deutschland hängt maßgeblich davon ab, welcher Automatisierungsgrad in den Fertigungen erreicht werden kann. IR und neue Fertigungs- und Montagetechnologien tragen dabei wesentlich zur Automatisierung und damit der Standortsicherung bei. Dies sieht man daran, dass IR durch die stetige Weiterentwicklung zunehmend komplexere Aufgaben ermöglichen.

In dieser Arbeit wurde anhand des Beispiels der spanenden Bearbeitung mit IR die Genauigkeitssteigerung durch die Kompensation des Roboterfehlers aufgezeigt. Hauptgründe für das vorgestellte Konzept – der Nutzung von IR-Systemen sowohl zum Handling als auch zur Bearbeitung – liegen zum einen in der Flexibilität und zum anderen im geringen Anlageninvest gegenüber WZM, welche zur Automatisierung meist zusätzliche IR einsetzen. Den positiven Vorteilen der IR stehen jedoch einige Herausforderungen gegenüber. Zum einen sind IR für solche dynamischen Aufgaben nicht konzipiert. IR sind historisch bedingt für Handhabungsaufgaben ausgelegt worden. Die mangelnde Steifigkeit führt daher zu höheren Ungenauigkeiten von IR während dynamischen Zerspanungsaufgaben. Zum anderen reichen bisherige Genauigkeiten von IR meist nur für einfache Putz- oder Entgrataufgaben. Ihre Lösungen sind meist problemspezifische Speziallösungen unter enormem Einsatz von Sensorik, welche keine allgemeingültige Lösung eines hochgenauen IR zulassen.

Ziel dieser Arbeit ist es, den Prozess der zerspanenden Bearbeitung mit IR näher zu betrachten und deren Bearbeitungsgenauigkeit zu steigern. Durch die kontinuierliche Erfassung des Positionsfehlers des IR im Zerspanungsprozess und das Ausregeln dieses Fehlers durch eine zusätzliche 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik wird die Fehlerkompensation während des Bearbeitungsprozesses ermöglicht.

Zur Lösung wurde in dieser Arbeit eine systematische Reihenfolge zur Entwicklung einer 3D-Piezosausgleichsaktorik eingehalten. Zunächst wurden in der Analyse die Ausgangssituation und der Stand der Technik von IR untersucht und bestehende Ansätze zur Fehlerbehebung sowohl statischer Positionieraufgaben als auch dynamischer Bearbeitungen aufgezeigt. Daraus leitete sich die Motivation und Zielsetzung dieser Arbeit ab, den Mangel im Stand der Technik, nämlich Bahnfehler von IR, kontinuierlich während dynamischer IR-Prozesse auszuregeln. Die Schwerpunkte dieser Arbeit wurden daher wie folgt gelegt. Zunächst wurden mit Hilfe von Untersuchungen zur Statik und Dynamik und der Prozessanalyse von Fräsversuchen mit Vertikalknickarmrobotern die Anforderungen an ein Robotersystem und an die Fehlerkompensation von IR aufgestellt. Daraus wurden Bearbeitungskonzepte entwickelt und anhand einer Bewertung das Bearbeitungskonzept favorisiert, bei welchem der IR das Bauteilhandling übernimmt und der kontinuierlich gemessene Bahnfehler des IR durch eine schnelle dreidimensionale Ausgleichsaktorik auf Basis von Piezo-Aktoren kompensiert wird.

Mit Hilfe der systematischen Entwicklungsmethodik nach dem V-Modell wurde die sichere Auslegung und Entwicklung dieser adaptronischen Kompensationsmechanik auf Basis von Piezo-Aktoren und deren Stellwegvergrößerung durch Getriebeübersetzungen aus so ge-

nannten Festkörpergelenken ermöglicht. Die Ermittlung von Randbedingungen während Fräsprozessen und die Verifikation im Versuch mit Hilfe einer zunächst entwickelten eindimensionalen Ausgleichskinematik, haben zur iterativen Auslegung der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik geführt. Diese wurde mit Hilfe mechanischer Ersatzmodelle und der iterativen CAD/FEM-Auslegung entwickelt. Nach dem Aufbau und der Implementierung des Gesamtsystems haben Fräsversuche in $AlMg_{3,5}$ mit einem IR und allen drei Ausgleichsachen der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik die technische Machbarkeit hinsichtlich bisher möglicher Zustellgenauigkeiten und Oberflächenprofile gezeigt. Die erreichten Ergebnisse mit geregelter 3D-Ausgleichsaktorik wurden den Fräsergebnissen ohne Ausgleichsaktorik und denen einer WZM gegenübergestellt.

Die in diesen Versuchen erreichte Bearbeitungsqualität konnte mit Hilfe der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik in allen Ausgleichsrichtungen gesteigert werden. Hierbei konnten die statischen Zustellgenauigkeiten beim Fräsen von Treppenstufen von Fehlern bis 152 µm auf Fehler kleiner 33,5 µm reduziert werden. Die Messung der Oberflächenprofile hat ebenso eine deutliche Reduzierung des Profilfehlers von 126 µm auf 41 µm aufgezeigt.

Die in dieser Arbeit entwickelte 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik leistet somit einen wichtigen Beitrag zur Fehlerreduktion beim Fräsen mit IR und trägt zur Genauigkeitssteigerung der spanenden Bearbeitung mit IR bei. Sowohl die statischen Zustellfehler als auch die dynamischen Oberflächenfehler konnten deutlich reduziert werden. Die statischen Zustellfehler sind sogar bereits vergleichbar mit den statischen Zustellgenauigkeiten von WZM. Die erreichbaren Oberflächenprofile beim Fräsen mit WZM von etwa 3 µm zeigen jedoch auf, dass noch erhebliches Potenzial in der Optimierung der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik liegt, was beispielsweise durch die Optimierung der Regelungsalgorithmen erfolgen kann und Fokus weiterer Arbeiten wird.

6.2 Ausblick

Der Ausblick auf Arbeiten, die darauf aufbauen, kann in folgende Kategorien unterteilt werden:

1) Optimierungen am Roboter
2) Weiterentwicklung des Gesamtsystems
3) Konstruktive Optimierung der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik
4) Weiterentwicklung der Regelungsalgorithmen

Die Genauigkeitssteigerung kann ebenso durch die weitere Optimierung des Roboters erfolgen. Eine sinnvolle Aufteilung der Fehler in niederfrequente und hochfrequente Fehler kann dazu genutzt werden, dass die niederfrequenten Fehler durch den IR selbst ausgeregelt werden können, während die hochfrequenten Fehler durch die 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik kompensiert werden. Hierzu ist die Implementierung einer CNC-Steuerung hilfreich, damit die Kompensationssignale latenzfrei, mit einer hohen Zykluszeit und über eine schnelle Schnittstelle übertragen werden können. Weiterhin könnte der Einsatz von abtriebsseitigen Sensoren an den Roboterachsen hilfreich sein, um zum einen La-

gerspiele und Achsfehler zu kompensieren und zum anderen die Auflösung der minimalen Schrittweite zu erhöhen. Mit Hilfe der CNC-Steuerung könnte dies direkt über die Servoregler der einzelnen Achsantriebe erfolgen.

Ein weiterer wesentlicher Punkt in der Entwicklung des Gesamtsystems ist die Entwicklung eines 3D-Messsystems, welches genau und hochfrequent die Roboterbewegungen messen kann. Die Robustheit gegenüber dem Prozess ist von entscheidender Bedeutung. Momentan verfügbare Messsysteme sind hinsichtlich der Messfrequenz bzw. der Ausleseschnittstelle zu langsam und zudem von ihren Investitionskosten zu hoch. Die Entwicklung eines geeigneten kamerabasierten Messsystems zur Erfassung von Laserquellen soll in weiteren Arbeiten zu einem den Anforderungen entsprechenden Messsystem entwickelt werden.

Weitere Optimierungsmaßnahmen sind für die Konstruktion der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik möglich. Hier sind zum einen Maßnahmen zu sehen, welche den technischen Betrieb betreffen, zum anderen materialspezifische Berücksichtigungen zu treffen. Im Betrieb der Piezo-Aktoren sollte zukünftig der Schutz der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik noch besser berücksichtigt werden, damit der Dauerbetrieb gewährleistet bleibt. Beispielhaft könnte der Schutz vor der Hochspannung der Piezo-Aktoren besser berücksichtigt werden oder der Einsatz und Sitz der kapazitiven Sensoren optimiert werden, damit deren Empfindlichkeit gegen Kollisionen ausgeschlossen wird. Der Aspekt der Kollision führt des Weiteren auf materialspezifische Berücksichtigungen. Hier sollten konstruktiv die Stellwege hinsichtlich der maximalen Materialspannung (Streckgrenze) durch mechanische Endanschläge begrenzt werden, damit jederzeit sichergestellt werden kann, dass die Bewegungen im linearelastischen Bereich des Materials stattfinden. Vorteil dieser konstruktiven Begrenzungen ist die größere kapazitive Ausschöpfung des verwendeten Materials, was gleichzeitig eine Reduzierung des Gewichts und damit einen positiven Effekt auf die Dynamik der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik bezweckt. Weiterhin könnten Führungen der Achsen zum Schutz vor unerwünschten Kollisionen und prozessspezifischen Drehmomenten beitragen.

Einen großen Einfluss auf die Qualität der gefrästen Oberflächen haben die verwendeten Regelungsalgorithmen der 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik zur Kompensation des Bahnfehlers. Die in dieser Arbeit eingesetzten kaskadierten PI-Regler haben bereits eine Verbesserung gegenüber dem Fräsen ohne Ausgleichsaktorik gezeigt. Jedoch war auch erkennbar, welches Potenzial gegenüber der erzeugten Oberflächenqualität von WZM noch möglich ist. Zur weiteren Steigerung der Bearbeitungsqualität könnten zum einen andere Regelungsalgorithmen und zum anderen weitere Messsignale beitragen. Diese Maßnahmen könnten daher in den Bereich der Optimierung der Regelung gehen. Regelungsverfahren, wie die modellbasierte Regelung oder die Regelung durch Zustandsrückführung, so genannte LQ-Regler könnten eine weitere Steigerung der Genauigkeit ermöglichen. Die Regelung anhand von Steifigkeits- und Dynamikmodellen des Roboters zu berücksichtigen, um in Abhängigkeit der Position und Konfiguration des Roboters zu kompensieren, wäre ein weiterer Ansatz. Aber auch der Einsatz weiterer Messsensorik, wie Beschleunigungssensoren, könnten dazu beitragen, dass die Regelung schon früher auf Störeinflüsse des IR reagieren kann. Auch der Einsatz von Kraftsensoren könnte zu einer Verbesserung beitragen, um den Einfluss der Prozesskräfte zu kompensieren und dadurch das Störübertragungsverhalten zu verbessern.

Ein weiterer Aspekt liegt in der Anwendung von Ausgleichskinematiken in Abhängigkeit der Anforderung. Die in dieser Arbeit entwickelte 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik kann je nach Prozesseinsatz ausgelegt werden und je nach Anforderung kann die Anzahl der Ausgleichsachsen reduziert oder erhöht werden. Dies kann sich positiv auf die Investitionskosten auswirken. Ist beispielsweise nur ein eindimensionaler Fehlerausgleich, wie bei der Entgratung einer Kante nötig, würde eine einzige Ausgleichsachse ausreichen, welche senkrecht zur Ausgleichsrichtung gestellt werden könnte. Das Einbringen von Durchgangsbohrungen oder -aussparungen würde einen zweidimensionalen Fehlerausgleich benötigen, um den Positionsfehler zu kompensieren.

Letztendlich sind neben der Anwendung in der spanenden Bearbeitung noch weitere Anwendungsfelder für die 3D-Piezo-Ausgleichsaktorik möglich, um die Kompensation von Positionsfehlern oder Positionskorrekturen zu ermöglichen. So könnte diese Mechanik als 3D-Stelltisch für verschiedene Aufgaben eingesetzt werden und dabei auch Massen tragen, welche mit auf dem Markt verfügbaren Piezo-Stelltischen bisher nicht möglich sind.

7 Summary

The level of automation which can be achieved in future manufacturing processes will be decisive to assure Germany as a location for industry. Industrial robots and new manufacturing and assembly technologies will contribute significantly to the automation and thereby secure the economic future. This can be seen by the fact that industrial robots continuously are used for more and more complex tasks.

This doctoral thesis demonstrates the compensation of the robot errors during machining processes and therefore shows the enhancement of the machining accuracies using industrial robots. The main reasons, using the industrial robots both for handling and machining are due to the flexibility robots can be used and due to the low investment compared to standard machine tools, which normally are used for machining processes. Furthermore, standard machine tools are using additional robots in order to solve the problem of automation of manufacturing. But the positive benefits of industrial robots are faced by a number of challenges. First, industrial robots are not designed for such dynamic tasks as machining. Historically, they have been designed for handling applications. Thus, the lack of stiffness leads to higher inaccuracies during machining and cutting tasks. Secondly, accuracies of industrial robots of today are generally sufficient for simple cleaning and deburring applications. Solutions with higher demands of accuracy are usually problem specific solved under intense use of sensors, which do not allow a general solution of a highly accurate industrial robot application.

The aim of this thesis is to have a close view on machining operations with industrial robots and thus to increase the machining accuracies when using industrial robots. This thesis represents a solution by continuously measuring the position errors of the robot during machining operations in order to reach higher machining accuracies. With an additional 3D piezo compensation mechanism those errors will be compensated during the machining operations by using a closed-loop control. Thus the robot handles the work-pieces and the spindle is placed on the 3D piezo compensation mechanism.

To solve this above named approach, this thesis adheres a systematic proceeding in order to develop a 3D piezo compensation mechanism. The analysis of the state of the art shows the behavior of industrial robots due to accuracy and stiffness problems. Furthermore, this analysis presents existing approaches of the current state of the art in order to compensate those inaccuracies during statical positioning tasks and dynamical machining operations. From this, the motivation of this thesis has been derived in order to eliminate the lack in the state of the art. Robots inaccuracies and path errors during machining operations need to be compensated during dynamical operations with robots by using a closed-loop control. The focus of this work is therefore defined as the following. First of all the requirements due to a machining robot system and due to the error compensation of robots have been established. This was done by studying the static and dynamic behavior of robots together with the process analysis during milling tests, which were conducted with a robot system. From this knowledge several machining concepts have been developed and evaluated through an assessment process. The favored and chosen approach was a robot which processes the work piece together with an additional 3D piezo compensation mechanism for the compensation of the measured positioning errors of the robot. The 3D piezo com-

pensation mechanism has a high dynamic three dimensional actuation principle which is based on piezo-electric actuators.

Using a systematic development methodology based on the V-model, the design and development of these adaptronic compensation mechanism based on piezo-electric actuators was allowed. This V-Model also supports the development of the enlargement of the piezo-electric actuators and the displacements when designing the gear ratios with so-called elastic solid-state joints (flexure). First of all, a one-dimensional compensation mechanism has been developed and used in first milling tests with a robot in order to verify the concept and to establish boundaries which need to be adhered for the design process of the 3D piezo compensation mechanism. These results have led to the iterative design process of the 3D piezo compensation mechanism which was developed with the aid of equivalent mechanical models and an iterative CAD/FEA design. As soon as the design processes have been finished the complete construction has been built and implemented together with the actuators and sensors. After the implementation, tests of milling $AlMg_{3,5}$ have been conducted. These have shown the performance and the technical feasibility according to the precision of all three axis of the 3D piezo compensation mechanism. The precision was evaluated due to the infeed accuracies of the machined steps, so-called statical accuracy and due to the surface profiles (evenness), so-called dynamical accuracy. The results obtained with the 3D piezo compensation mechanism and active close-loop control were compared to the same milling operations and non-active close-loop control. Furthermore, both results have been contrasted with the milling results reached on a machine tool.

In those experiments the machining accuracies were improved in all three directions when using the 3D piezo compensation mechanism with an active close-loop control. They have been measured on a coordinate measurement machine. The achieved statical accuracies could be reduced from machining errors up to 152 µm to machining errors smaller than 33,5 µm, when milling steps. The measurement of surface profiles has also shown a significant reduction of the profile error. It could be reduced from errors up to 126 µm to errors smaller than 41 µm.

The development of the 3D piezo compensation mechanism thus makes an important contribution to first reduce errors and secondly contributes to the increase of accuracy when machining with robots. Both the statical and dynamical errors could be reduced significantly. The statical machining accuracies are already comparable with those of machine tools. The surface profiles which can be achieved with machine tools are up to 3 µm for those experiments. However, this demonstrates that there is still a considerable potential to optimize the 3D piezo compensation mechanism. This can be done for example by optimizing the control algorithms and will be focus of further work.

8 Literaturverzeichnis

8.1 Bücher, Zeitschriften, Konferenzen und Berichte

[AbWe-07] Abele, E.; Weigold, M.; Rothenbücher, W.: Modelling and Identification of an Industrial Robot for Machining Applications. In: Annals of CIRP, Vol. 56, No. 1 (2007), pp. 387-390.

[Beye-04] Beyer, L.: Genauigkeitssteigerung von Industrierobotern. Aachen: Shaker Verlag, 2005. Hamburg, Helmut-Schmid-Universität, Forschungsberichte aus dem Laboratorium Fertigungstechnik, Dissertation, 2004.

[Bong-03] Bongardt, T.: Methode zur Kompensation betriebsabhängiger Einflüsse auf die Absolutgenauigkeit von Industrierobotern. München: Utz Verlag, 2004 (Forschungsberichte IWB, Bd. 184). München, Technische Universität München, Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften, Dissertation, 2003.

[Crai-05] Craig, J. J.: Introduction to Robotics – Mechanics and Control. 3rd edition, Pearson Education Press, 2005.

[Daus-01] Dauster, K.: Prozessangepasste lernende Roboterregelung für Montageprozesse. Düsseldorf: VDI Verlag, 2002 (Fortschritt-Berichte VDI Reihe 8 Nr. 925). München, Technische Universität München, Dissertation, 2001.

[DeHa-55] Denavit, J.; Hartenberg, R. S.: A Kinematic Notation for Lower-Pair Mechanisms Based on Matrice. In: ASME Journal of Applied Mechanics, Vol. 22 (1955), pp. 215-221.

[DeGö-05] Denkena, B.; Götz, T.: Rotierende Spannvorrichtung mit Aktorik zur Feinpositionierung. In: Wt Werkstatttechnik online 95 (2005), Nr. 5, S. 309-313.

[DeLu-09] Degner, W.; Lutze, H.; Smejkal, E.: Spanende Formung, Theorie – Berechnung – Richtwerte. 16., aktualisierte Auflage. München: Carl Hanser Verlag, 2009.

[DeWi-07] Denkena, B.; Will, J. C.: Schwingungsregelung einer adaptronischen Frässpindel mit Piezoaktoren. In: Wt Werkstatttechnik online 97 (2007), Nr. 11/12, S. 895-900.

[EbHo-04] Ebel, B.; Hofer, M. B.; Al-Sibai, J.: Automotive Management – Strategie und Marketing in der Automobilwirtschaft. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 2004.

[EhBo-02] Ehrenstrasser, M.; Bongardt, T.: Genauigkeitssteigerung durch Kompensationsmethoden bei Werkzeugmaschinen und Industrierobotern. In: Mechatronische Produktionssysteme, iwb-Seminarberichte Bd. 60. München: Utz Verlag, 2002.

[Goss-96] Gossel, O.: Steigerung der Genauigkeit von Industrierobotern basierend auf einer durchgängigen Genauigkeitsanalyse. Hamburg-Harburg: Technische Universität AWA Verlag, 1996 (AWA-Fortschrittsberichte Bd. 8). Hamburg-Harburg, Technische Universität, Dissertation, 1996.

[Göll-02] Göllnitz, H.: Hochgenaue Industrieroboter – Möglichkeiten und Trends zur Verbesserung der Genauigkeit. In: Mechatronische Produktionssysteme, iwb-Seminarberichte Bd. 60. München: Utz Verlag, 2002.

[Götz-06] Götz, T.: Hydraulisch übersetzter Piezostapelaktor zur Vorspannungsregelung einer wälzgelagerten Werkzeugspindel. Garbsen: PZH Verlag, 2006 (Berichte aus dem IFW, Bd. 10). Hannover, Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen, Dissertation, 2006.

[Gräs-99] Gräser, R.-G.: Ein Verfahren zur Kompensation temperaturinduzierter Verformungen an Industrierobotern. München: Utz Verlag, 1999 (Forschungsberichte IWB, Bd. 125). München, Technische Universität München, Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften, Dissertation, 1999.

[GrFe-07] Grote, K. H.; Feldhusen, J.: Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau. 22., neu bearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin: Springer Verlag, 2007.

[GuLi-96] Guanghua, X.; Liangsheng, Q.: Some Analytical Problems of High Performance Flexure Hinge and Micro-motion Stage Design. In: ICIT'96, Proceedings of the IEEE International Conference on Industrial Technology. Shanghai, China (1996), pp. 771-775.

[Hege-07] Hegewald, T.: Modellierung des nichtlinearen Verhaltens piezokeramischer Aktoren. Erlangen-Nürnberg, Technische Universität Erlangen-Nürnberg, Dissertation, 2007.

[Heis-97] Heisel, U.; Richter, F.; Wurst, K.-H.: Thermal Behaviour of Industrial Robots and Possibilities for Error Compensation. In: Annals of CIRP, Vol. 46, No. 1 (1997), pp. 283-286.

[Henk-01] Henke, A.: Modellbildung, Simulation und Optimierung piezoelektrischer Stellsysteme. Paderborn: HNI-Verlagsschriftenreihe, 2001 (Bd. 96). Paderborn, Universität Paderborn, Dissertation, 2001.

[Hess-93] Hesse, S.: Handhabungsmaschinen. Würzburg: Vogel Buchverlag, 1993.

[Hess-00] Hesselbach, J.; Helm, M. B.: Adaptronics in Machine Tools. In: Production Engineering, Vol. 7, No. 1 (2000), pp. 83-86.

[HoNo-97] Horie, M.; Nozaki, T.; Ikegami, K.; Kobayashi, F.: Design System of Superelastic Hinges and its Application to Micromanipulators. In: JSME International Journal, Vol. 40, No. 2 (1997), pp. 323-328.

[Howe-01] Howell, L. L.: Compliant Mechanisms. New York: John Wiley & Sons, 2001.

[Jano-99] Janocha, H.: Adaptronics. Berlin: Springer Verlag, 1999.

[Jano-04] Janocha, H.: Actuators: Basics and Applications. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 2004.

[Jend-95] Jendritza, D. J.: Piezoaktoren für den Großsignalbetrieb. Saarbrücken, Universität des Saarlandes, Dissertation, 1995.

[Jend-09] Jendritza, D. J.: Technischer Einsatz neuer Aktoren: Grundlagen, Werkstoffe, Designregeln und Anwendungsbeispiele. 3., vollständige neu bearbeitete Auflage. Renningen: Expert Verlag, 2008.

[JeSc-94] Jendritza, D. J.; Schröder, J.: Design von modernen Festkörperaktoren für den mm-Bereich. In: Konstruktion, Vol. 46, No. 11 (1994), pp. 376-380.

[Jung-04] Jungnickel, U.: Miniaturisierte Positioniersysteme mit mehreren Freiheitsgraden auf der Basis monolithischer Strukturen. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktion, Dissertation, 2004.

[Krew-07] Krewet, C.: Schleifen und Polieren von Freiformflächen. In: Tagungsband Abschlussveranstaltung: Spanende Bearbeitung mit Industrieroboter. Darmstadt: Meisenbach Verlag, 2007.

[KoRa-08] Koether, R.; Rau, W.: Fertigungstechnik für Wirtschaftingenieure. München: Carl Hanser Verlag, 2008.

[Kuhn-07] Kuhnen, K.: Steuerung eines parallelen Positioniersystems mit Piezoaktoren. In: At – Automatisierungstechnik, Vol. 55, No. 9 (2007), pp. 477-487.

[Land-09] Landhäusser, D.: Anlagenkonzepte und praktische Erfahrungen zum mechanischen Entgraten von komplexen Bauteilen mit Robotern. In: 5. Workshop Bearbeiten mit Industrierobotern: Technologien – Anwendungen – Hardware/Software (Fraunhofer IPA Workshop F 187). Stuttgart, 9. November 2009, S. 95-107.

[Lang-03] Lange, F.: Adaptiv vorausplanende Steuerung für schnelle sensorbasierte Roboterbewegungen. Karlsruhe, Universität Karlsruhe, Dissertation, 2003.

[Laux-97] Laux, T.: Piezo-Aktuatoren mit großem Stellweg in aktiven Lagerungen. Düsseldorf: VDI Verlag, 1997 (Fortschritt-Berichte VDI Reihe 8 Nr. 634). Hannover, Universität Hannover, Dissertation, 1997.

[Lunz-08a] Lunze, J.: Regelungstechnik 2, Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung. 5., erweiterte und überarbeitete Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2008.

[LuWe-05] Lutz, H.; Wendt, W.: Taschenbuch der Regelungstechnik. 6. Auflage. Frankfurt a. M.: Verlag Harri Deutsch, 2005.

[Lobo-03] Lobontiu, N.: Compliant Mechanisms: Design of Flexure Hinges. Boca Raton, London, New York, Washington, D.C.: CRC Press, 2002.

[MoTr-05] Moon, Y.: Trease, B. P.; Kota, S.: Design of Large-Displacement Compliant Joints. In: ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 127 (2005), pp. 788-798.

[Munz-06] Munzinger, C.: Adaptronische Strebe zur Steifigkeitssteigerung von Werkzeugmaschinen. Aachen: Shaker Verlag, 2007 (Forschungsberichte aus dem wbk Bd. 135). Karlsruhe, Institut für Produktionstechnik, Dissertation, 2006.

[Nyqu-02] Nyquist, H.: Certain Topics in Telegraph Transmission Theory. In: Proceedings of the IEEE, Vol. 90, No. 2 (2002), pp. 280-305.

[PaWe-65] Paros, J. M.; Weisbord, L.: How to design flexure hinges. In: Machine Design, Vol. 37 (1965), pp.151-156.

[PuDr-09a] Puzik, A.; Drust, M.: Industrieroboter - Der Roboter von morgen arbeitet präzise wie ein Schweizer Uhrwerk. In: Robotics & Automation Report, Nr. 1 (2009).

[PuDr-09b] Puzik, A.; Drust, M.: Genauigkeit von Industrierobotern lässt sich gezielt verbessern. In: MM – Das Industriemagazin, Nr. 8 (2009) S. 66-67.

[PuMe-10a] Puzik, A.; Meyer, C.; Verl, A.: Robot Machining with additional 3-D-Piezo-Actuation-Mechanism for Error Compensation. In: Neumann, Kristin (Ed.); Schraft, Rolf Dieter (Chairman); Berns, Karsten (Chairman); International Federation of Robotics; Joint International Conference of ISR/ROBOTIK2010, Munich, 7-9 June 2010. Berlin, Offenbach: VDE Verlag, pp. 415-421, 2010.

[PuMe-10b] Puzik, A.; Meyer, C.; Verl, A.: Industrial Robots for Machining Processes in Combination with a 3D-Piezo-Compensation-

Mechanism. In: Tetri, Roberto (Chairman); Westkämper, Engelbert (International Program Committee); u.a.: CIRP Intelligent Computation in Manufacturing Engineering – CIRP ICME'10 / CD-ROM: Innovative and Cognitive Technology and Systems. 7th CIRP International Conference, 23-25 June 2010, Capri, Italy, 6 p.

[PuMe-10c] Puzik, A.; Meyer, C.; Verl, A.: Results of Robot Machining with additional 3D-Piezo-Actuation-Mechanism for Error Compensation. In: Teti, Roberto (Chairman); Westkämper, Engelbert (International Program Committee); u.a.: CIRP Intelligent Computation in Manufacturing Engineering – CIRP ICME'10 / CD-ROM: Innovative and Cognitive Technology and Systems. 7th CIRP International Conference, 23-25 June 2010, Capri, Italy, 6 p.

[PuMe-10d] Puzik, A.; Meyer, C.; Verl, A.: 3-D-Piezo-Compensation-Mechanism for Error Compensation enables high-accurate Robot Machining Processes. In: VDI/VDE-Gesellschaft Mess- und Automatisierungstechnik (GMA): Automation 2010. 15. und 16. Juni 2010, Baden-Baden. Düsseldorf: VDI Verlag, 12 S. (CD-ROM), Abstract S. 289-292 (VDI-Berichte Bd. 2092), 2010.

[Puzik-06] Puzik, A.: Beam Optimization after Telescope. Studienarbeit, Institut für Werkzeugmaschinen at TRUMPF Inc., USA, 2006.

[Puzik-09a] Puzik, A.; Meyer, C.; Pott, A.; Verl, A.: Industrial Robots for Machining Processes in Combination with an Additional Actuation Mechanism for Error Compensation. In: 7th International Conference on Manufacturing Research 2009 (ICMR 09), Warwick, UK, 8-10 September 2009, 6 p.

[Puzik-09b] Puzik, A.: Präzisionsbearbeitung mit Industrierobotern? Mit 3-D-Piezo-Ausgleichsaktorik zur µm-genauen spanenden Bearbeitung. In: 5. Workshop Bearbeiten mit Industrierobotern: Technologien – Anwendungen – Hardware / Software (Fraunhofer IPA Workshop F 187). Stuttgart, 9. November 2009, S. 21-32.

[Puzik-10] Puzik, A.: Industrieroboter der Zukunft fräsen hochgenau: Technologie macht Roboter fit für hochgenaue Bearbeitungsaufgaben. In: MAV, Nr. 3 (2010), S. 48-49.

[Rich-97] Richter, F.: Erfassung und Ausgleich thermisch bedingter Verformungen an Industrierobotern. Tübingen: MVK Medienverlag Köhler, 1998 (Berichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen, Konstruk-tion und Fertigung Bd. 12). Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Werkzeugmaschinen, Dissertation, 1997.

[Robe-06] Robertsson, A.; Brogardh, T. et al.: Implementation of Industrial Robot Force Control – Case study: High Power Stub Grinding and

Deburring. In: Proceedings of IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems. Bejing, China, 2006, pp. 2743-2748.

[Roos-98] Roos, E.: Anwendungsorientierte Mess- und Berechnungsverfahren zur Kalibrierung offline programmierter Roboterapplikationen. Düsseldorf: VDI Verlag, 1998 (Fortschritt-Berichte VDI Reihe 8 Nr. 709). Hamburg, Universität der Bundeswehr, Dissertation, 1998.

[Rosh-05] Roshdi, A. A.: Robuste Regelung zur aktiven Schwingungsdämpfung elastischer Rotoren mit Piezo-Stapelaktoren. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2005.

[Rott-09] Rottet, P.: Prozessprogrammierung und Bedienung von Bearbeitungsrobotern. In: 5. Workshop Bearbeiten mit Industrierobotern: Technologien – Anwendungen – Hardware / Software (Fraunhofer IPA Workshop F 187). Stuttgart, 9. November 2009, S. 86-94.

[Rudo-08] Rudolf, C.: Piezoelektrische Self-sensing-Aktoren zur Korrektur statischer Verlagerungen. Karlsruhe: Universitätsverlag Karlsruhe, 2008 (Schriftenreihe des Instituts für Technische Mechanik Bd. 10). Karlsruhe, Universität Karlsruhe, Dissertation, 2008.

[RyGw-97] Ryu, J. W.; Gweon, D.; Moon, K. S.: Optimal design of a flexure hinge based XYTheta wafer stage. In: Precision Engineering, Vol. 21, No. 1 (1997), pp. 18-28.

[ScEb-04] Schiehlen, W.; Eberhard, P.: Technische Dynamik: Modelle für Regelung und Simulation: 2., neubearbeitete und ergänzende Auflage. Stuttgart, Leipzig, Wiesbaden: Teubner, 2004.

[Schä-07] Schäfer, T.: Verfahren zur hämmernden Blechumformung mit Industrieroboter. Heimsheim: Jost-Jetter-Verlag, 2007 (IPA-IAO-Forschung und Praxis Nr. 452). Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, 2007.

[Schn-09] Schneyder von, S.: Bearbeiten (Entgraten) mit Industrieroboter. In: 5. Workshop Bearbeiten mit Industrierobotern: Technologien – Anwendungen – Hardware / Software (Fraunhofer IPA Workshop F 187). Stuttgart, 9. November 2009, S. 108-123.

[Schr-93] Schröer, K.: Identifikation von Kalibrationsparametern kinematischer Ketten. München, Wien: Carl Hanser Verlag, 1993. Berlin, Technische Universität, Dissertation, 1993.

[ScPu-10] Schulze, B., Puzik, A. und Reiff, E.-C.: Die Werkzeugmaschine der Zukunft? In: Konstruktion 62, Nr. 6 (2010) S. 53, 63.

[ShWh-87] Shamma, J. S., Whitney, D. E.: A Method for Inverse Robot Calibration. In: ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 109 (1987), pp. 43-46.

[Smit-00] Smith, S. T.: Flexures: Elements of elastic mechanisms. London, New York: Taylor & Francis, 2000.

[SmBa-97] Smith, S. T.; Badami, V. G.; Dale, J. S.; Xu, Y.: Elliptical flexure hinges. In: Review of Scientific Instruments, Vol. 68, No. 3 (1997), pp. 1474-1483.

[SmCh-92] Smith, S. T.; Chetwynd, D. G.: Foundations of Ultraprecision Mechanism Design. Philadelphia: Gordon and Breach Science Publishers, 1992.

[Steh-97] Stehle, T.: Berechnung thermischer Verformung und Verlagerung an Werkzeugmaschinen und Möglichkeiten zur Kompensation. Tübingen: MVK Medienverlag Köhler, 1998 (Berichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen, Konstruktion und Fertigung Bd. 13). Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Werkzeugmaschinen, Dissertation, 1997.

[Step-07] Stepanek, P.: Flexibel automatisierte Montage von leicht verformbaren großvolumigen Bauteilen. Aachen: Shaker Verlag, 2007 (AWA-Fortschrittsberichte Bd. 16). Hamburg-Harburg, Technische Universität, Dissertation, 2007.

[Stöp-05] Stöppler, G.: Active compensation of structural oscillations on high dynamic gantry machines. Aachen: Shaker Verlag, 2005. Liverpool, John Moores University Liverpool, Dissertation, 2005.

[Tsey-02] Tsheytlin, Y. M.: Notch flexure hinges: An effective theory. In: Review of Scientific Instruments, Vol. 73, No. 9 (2002), pp. 3363-3368.

[VDI-10] VDI-nachrichten: Industrieroboter fräst schon bald mit Ultrapräzision. http://www.vdi-nachrichten.com/vdi-nachrichten/aktuelle_ausgabe/article.asp?cat=2&id=48430&source=archiv, (25.06.2010).

[VDMA-05] VDMA: Intelligenter Produzieren – Automatisiert die Zukunft gewinnen. Ausgabe 2005/5, Frankfurt a. M.: VDMA Verlag, 2005.

[VDW-10] Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e.V. (VDW): Die Deutsche Werkzeugmaschinenindustrie im Jahr 2009. Frankfurt a. M.: VDW Verlag, 2010.

[VeCh-86] Veitschegger, W. K.; Chi-Haur, W.: Robot Accuracy Analysis based on Kinematics. In: IEEE Journal of Robotics and Automation, Vol. 2, No. 3 (1986), pp. 171-179.

[Völl-07] Völlner, G.: Roboterrührreibschweißen mit Industrierobotern. In: Tagungsband Abschlussveranstaltung „Spanende Bearbeitung mit Industrierobotern“. Darmstadt, Meisenbach Verlag, 2007.

[Webe-07] Weber, W.: Industrieroboter – Methoden der Steuerung und Regelung. 2. Auflage. München: Carl Hanser Verlag, 2007.

[WeBr-05-1] Weck, M.; Brecher, C.: Werkzeugmaschinen – Maschinenarten und Anwendungsbereiche. 6., neu bearbeitete Auflage. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 2005.

[WeBr-06-5] Weck, M.; Brecher, C.: Werkzeugmaschinen Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilität. 7., neu bearbeitete Auflage. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 2006.

[WeSt-06] Weigold, M.; Stein, S.: Die Lücke schließen – Trendbericht: Spanende Bearbeitung mit Industrierobotern. In: Werkstatt und Betrieb, Vol. 139, No. 5 (2006), S. 34-42.

[Weig-08] Weigold, M.: Kompensation der Werkzeugabdrängung bei der spanenden Bearbeitung mit Industrierobotern. Aachen: Shaker Verlag, 2008 (Schriftenreihe des PTW). Darmstadt, Technische Universität, Dissertation, 2008.

[WeWa-04] Westkämper, E.; Warnecke, H.-J.: Einführung in die Fertigungstechnik. 6., neu bearbeitete und ergänzte Auflage. Stuttgart, Leipzig, Wiesbaden: Teubner, 2004.

[WeWa-06] Westkämper, E.; Warnecke, H.-J.: Einführung in die Fertigungstechnik. 7., aktualisierte und ergänzte Auflage. Stuttgart, Leipzig, Wiesbaden: Teubner, 2006.

[Wies-01] Wiest, U.: Kinematische Kalibrierung von Industrierobotern. Aachen: Shaker Verlag, 2001. Karlsruhe, Universität Karlsruhe, Dissertation, 2001.

[Witt-06] Wittstock, V.: Piezobasierte Aktor-Sensor-Einheiten zur uniaxialen Schwingungskompensation. Zwickau: Verlag Wissenschaftliche Scripten, 2007 (Berichte aus dem IWU Bd. 41). Chemnitz, Technische Universität, Dissertation, 2006.

[WöBr-05] Wörn, H.; Brinkschulte, U.: Echtzeitsysteme – Grundlagen, Funktionsweisen, Anwendungen. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 2005.

[Woll-01] Wollnack, J.: Videometrische Verfahren zur Genauigkeitssteigerung von Industrierobotern. Aachen: Shaker Verlag, 2001. Hamburg-Harburg, Technische Universität, Habilitationsschrift, 2000.

[Wörn-06] Wörn, H.: Entwicklungstendenzen in der Industrierobotik. In: VDI/VDE-GMA Fachausschuss – Steuerung und Regelung von Robotern, Ladenburg, 2006.

[WoRo-09] World Robotics Industrial Robots 2009. IFR International Federation of Robotics; c/o VDMA Robotics + Automation, Germany, 2009/2010.

[WuZh-02] Wu, Y.; Zhou, Z.: Design calculations for flexure hinges. In: Review of Scientific Instruments, Vol. 79, No. 8 (2002), pp. 3101-3106.

[ZhPa-05] Zhang, H.; Pan, Z.: Machining with Flexible Manipulator: Toward Improving Robotic Machining Performance. In: IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, 2005, pp. 1127-1132.

[ZäVö-05] Zäh, M. F.; Völlner, G. et al.: Roboterrührreibschweißen – Optimierung der 3D-Bearbeitung beim Rührreibschweißen durch den Einsatz eines Schwerlastroboters. In: Wt Werkstatttechnik online 95 (2005), Nr. 9, S. 684-689.

8.2 Normen und Richtlinien

[DIN 13128] DIN EN 13128: Sicherheit von Werkzeugmaschinen – Fräsmaschinen (einschließlich Bohr-Fräsmaschinen). Deutsche Fassung EN 13128:2001 + A2:2009. Berlin: DIN Institut für Normung e.V., 2009.

[DIN 1319-2] DIN 1319-2:2005-10: Grundlagen der Messtechnik – Teil 2: Begriffe für Messmittel. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2005.

[DIN 19226] DIN 19226 – Regelungstechnik und Steuerungstechnik. Techn. Dokumentation. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 1994.

[DIN 8593] DIN 8593-0 – Fertigungsverfahren Fügen Teil 0: Allgemeines, Einordung, Unterteilung, Begriffe. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2003.

[DIN-ISO 9283] DIN-ISO 9283: Industrieroboter – Leistungsgrößen und zugehörige Prüfmethoden. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 1999.

[EN ISO 4287] DIN EN ISO 4287: Geometrische Produktspezifikation – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren – Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2009.

[JCGM-08] Joint Committee for Guides in Metrology: International vocabulary of metrology – Basic and general concepts and associated terms (VIM), Definition 2.39. http://www.bipm.org/utils/common/documents/jcgm/JCGM_200_2008.pdf, (19.10.2008).

[VDI-2206] VDI (Hrsg.): VDI-Richtlinie 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Syteme. Düsseldorf: VDI Verlag, 2003.

[VDI-2221] VDI (Hrsg.): VDI-Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technische Systeme. Düsseldorf: VDI Verlag, 1993.

[VDI-2861] VDI (Hrsg.): VDI 2861 1989: Kenngrößen für Industrieroboter. Blatt 1 bis 3. Düsseldorf: VDI Verlag, 1988.

[VDI-3830-1] VDI (Hrsg.): VDI-Richtlinie 3830-1 (Entwurf): Werkstoff- und Bauteildämpfung Einteilung und Übersicht. Düsseldorf: VDI Verlag, 2002.

[VDMA-07] VDMA Fachverbandstatistik (Hrsg.): Roboter in Deutschland: Marktdaten und Einsatz von Robotern 2006. Frankfurt a. M.: VDMA Robotik + Automation, 2007.

8.3 Schutzrechte

[Puzik11] Offenlegungsschrift DE 10 2009 035 877 A1: Ausgleichsaktorik. Fraunhofer-Gesellschaft zur Förderung der angewandten Forschung e.V., 17.02.2011.

8.4 Verbände, Firmen und Produkte

[ABB-09] Fa. ABB. http://www.abb.de/product/seitp327/3f80eaa1827f4a25c12570c9003ff25a.aspx, (17.02.2009).

[Alim-08] Fa. Alimex Metallhandelsgesellschaft mbH. http://www.alimex.de, (05.06.2008).

[AlJä-09] Fa. Alfred Jäger GmbH. http://www.alfredjaeger.de/de/produkte/Chopper-Serie/Chopper3300HS5, (04.05.2009).

[AluL-10] Fa. Aluminium Laufen AG. http://www.alu-laufen.ch, (24.03.2010).

[API-09] Fa. API Automated Precision Inc.. http://www.apisensor.de/tracker3.html, (09.02.2009).

[ATI-05] ATI Industrial Automation. Catalog 2005. Theta SI-2500-400. http://www.romheld.com.au/pdf/ATI5.pdf, (07.02.2008).

[Beck-09] Beckhoff New Automation Technology. http://www.beckhoff.de, (11.12.09).

[BrKj-08] Brüel & Kjaer Vibro. http://www.bkvibro.de, (04.02.2008).

[Cosm-08] COSMOS Lehr-Edition. Studienjahr 2004-2005, SP3.1, Copyright 1995-2007, Dassault Systems, (8.10.2008).

[dSpa-08] dSPACE GmbH. http://www.dspace.de/ww/de/gmb/home/products/hw/singbord.cfm?nv=lb, Paderborn, (14.01.2008).

[Fisc-09] Fischer Precise Gruppe. http://www.fischerprecise.ch/2063/2065/2088.asp (12.10.2009).

[Gara-09] Hoffmann Group GARANT: Zerspanungshandbuch. http://www.hoffmann-group.com/download/de/zhb_kat39/web_pdf/zerspanungshandbuch_k39_de.pdf, (05.10.2009).

[Keye-08] Keyence Corporation. Japan. D LK-G-IM-3-0106. http://www.keyence.com, (28.01.2008).

[Kist-08] Kistler Gruppe. http://www.kistler.com, (2.02.2008).

[Kress-08] KRESS-elektrik GmbH & Co. KG. http://shop.kress-elektrik.de/browse.php?sid=206101171036585& pos=p449c0, (26.05.2008).

[Leic-09] Leica Geosystems GmbH, München. Leica Absolute Tracker. http://www.leica-geosystems.com/de/Leica-Absolute-Tracker_69047.htm, (31.10.2009).

[Matl-10] The MathWorks, Inc., Natic, USA. http://www.mathworks.de, (14.03.2010).

[MiEp-09] Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG. http://www.micro-epsilon.com. Betriebsanleitung capaNCDT6100, (19.01.2009).

[PI-09] Fa. Piezo Instrumente (PI) GmbH & Co. Waldbronn: Tutorium: Piezoaktorik und Nanopositionierung. Techn. Dokumentation. www.pi.ws, (6.05.2008).

[PiJe-07] Fa. Piezosysteme jena GmbH. Jena: Theorie: Piezofibel. Dokumentation. www.piezojena.com, (15.07.2007).

[Reis-08] Fa. Reis GmbH & Co. KG Maschinenfabrik. http://www.reisrobotics.com, (13.05.2010).

[Poly-04] Polytec GmbH. http://www.polytec.de, (08.09.2008).

[Soli-08] SolidWorks 2007 Lehr-Edition. Studienjahr 2007-2008, SP5.0, Copyright 1995-2007, Dassault Systems, (8.10.2008).

[Werth-09] Fa. Werth. http://www.werth.de, (28.05.2010).

A Anhang

A.1 Hebevorrichtung

Eine weitere Funktionalität ist die Transportfähigkeit der 3D-PCM. Damit die Gelenke während des Transports keine Beschädigungen erfahren, wurden separate Sicherungen für die vier Füße sowie jeweils zwei Sicherungen für jede Achse der xy-Einheit gefertigt, welche passgenau zwischen die Hauptgelenke gesteckt werden können. Der Transport der 3D-PCM wird über eine Transporttraverse gewährleistet, damit Seile bzw. Ketten während des Krantransports die 3D-PCM nicht berühren. Die Realisierung als Schweißkonstruktion ist in Abbildung A.1 zu sehen.

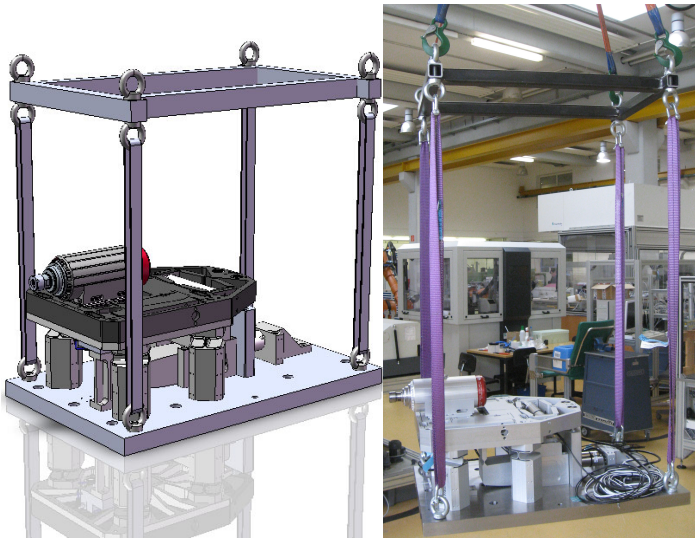


Abbildung A.1: *Transporttraverse und Sicherungen für alle drei Achsen; links: CAD; rechts in Anwendung*

A.2 Vergleich der Roboterdynamik auf einem Maschinenbett

Um die Roboterdynamik während der Bearbeitung zu verbessern, wird für die späteren Versuche ein Maschinenbett (MB) aus Mineralguss in einer verlorenen Stahl-Schweißkonstruktion vorgesehen. Untersuchungen zur Dynamik des Roboters in unterschiedlichen Posen des Reis-Roboters RV40 auf dem MB und auf dem Hallenboden montiert (ohne MB) sollen die Unterschiede und Verbesserungen zeigen, welche sich für die spätere Bearbeitung ergeben. Die Untersuchungen des Roboters ohne MB und mit MB an den vier definierten Posen werden auch mit den Grunduntersuchungen am ABB-IR aus Ab-

schnitt 3.1.4 verglichen. Die Tabelle in Abbildung A.2 zeigt die vier Posen des Roboters, in welchen die Messungen durchgeführt wurden. Die Messungen wurden mit Hilfe des LT in den Raumrichtungen des Basis-KS gemessen. Für die Anregung wurde ein Impulshammer von [BrKj-08] eingesetzt. Die mit dem LT gemessenen Antworten sind jeweils normiert, damit vergleichbar und in Abbildung A.3 bis Abbildung A.6 für alle vier Posen mit den Antworten in den jeweiligen Achsrichtungen zu sehen. Die Ergebnisse zeigen im Vergleich zu den dynamischen Untersuchungen des ABB-IR ein ähnliches dynamisches Verhalten. Die Eigenfrequenzen liegen je nach Pose in einem Bereich zwischen 7 und 11 Hz. Gegenüber den Fräsversuchen mit dem ABB aus Abschnitt 3.1.4 zeigen diese Untersuchungen auch, dass der Reisroboter aufgrund der höheren Amplituden schwingungsanfälliger ist, was dem geringen Handhabungsgewicht zuzusprechen ist. Weitere Eigenfrequenzen liegen in einem Bereich um 20 Hz. Der Einsatz des MB zeigt, dass mit dessen Hilfe eine erhebliche Reduktion der Amplitudenvergrößerung erreicht werden kann. Somit wirkt sich die Integration des MB positiv auf das dynamische Verhalten des IR und den dynamischen Prozess des Fräsens aus.

Beide Untersuchungen der Roboterbewegung und des dynamischen Verhaltens aus Abschnitt 5.3 zeigen auf, dass die Aufgaben mit einem handhabungsschwachen Roboter herausforderungsvoll sind. Die Untersuchungen der Bandbreite der 3D-PCM und der Dynamik des Roboters verdeutlichen jedoch, dass die niederfrequenten Eigenschwingungen des IR mit der 3D-PCM kompensiert werden können.

Position	x [mm]	y [mm]	z [mm]
Pose 1	580	140	700
Pose 2	180	-200	700
Pose 3	300	140	1100
Pose 4	1200	140	1100

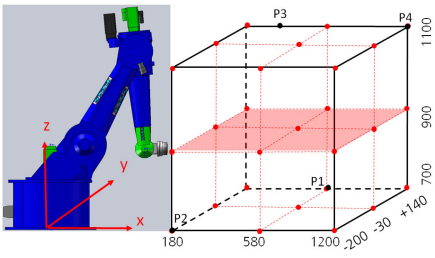


Abbildung A.2: *Darstellung der vier Posen im Roboter-Arbeitsraum*

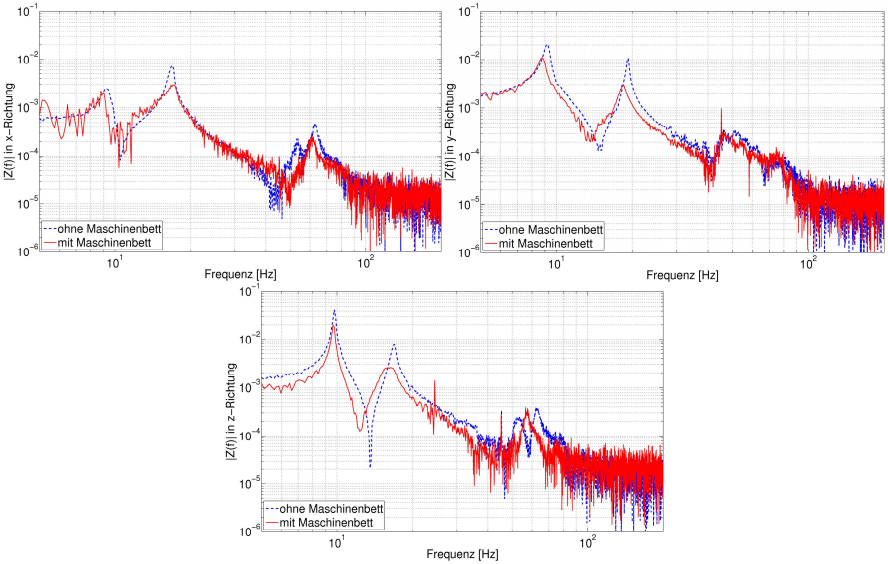


Abbildung A.3: *Frequenzanalyse mit und ohne MB in Pose 1 in den Hauptrichtungen*

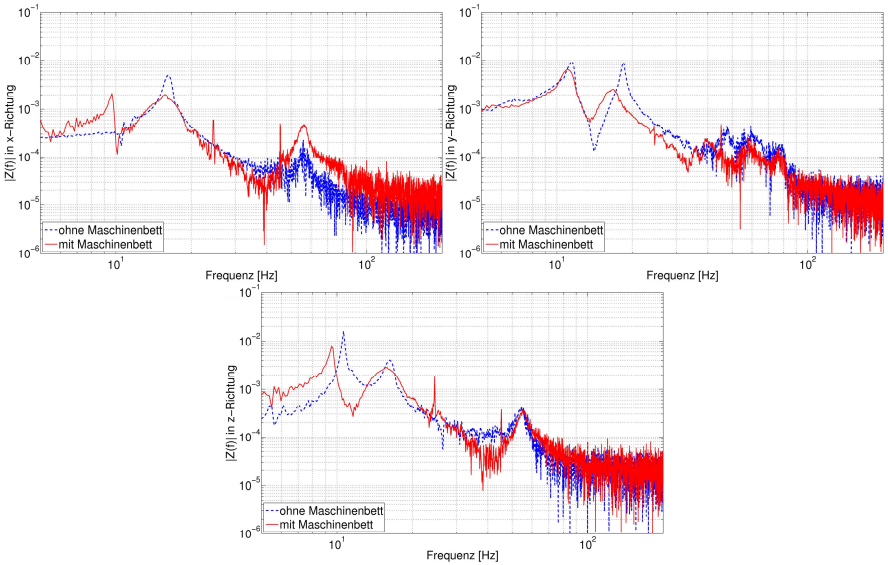


Abbildung A.4: *Frequenzanalyse mit und ohne MB in Pose 2 in den drei Hauptrichtungen*

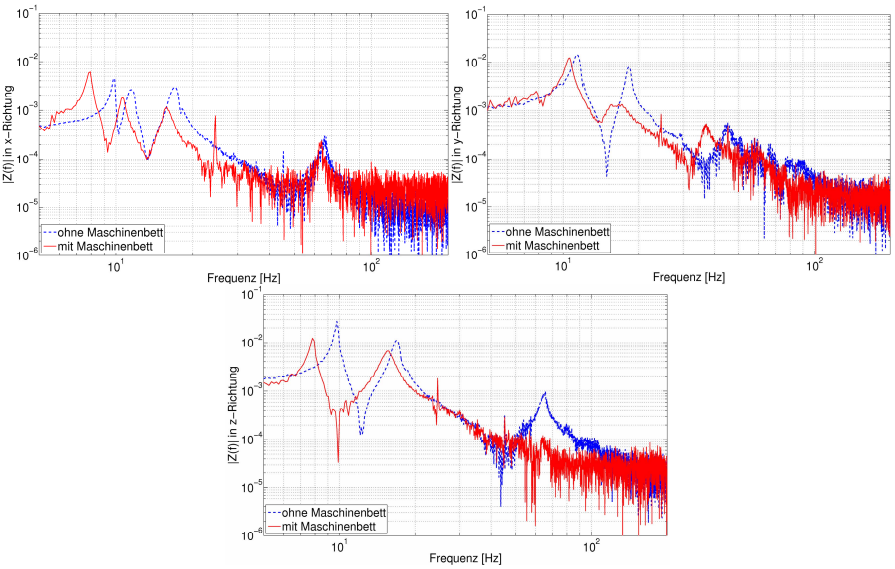


Abbildung A.5: *Frequenzanalyse mit und ohne MB in Pose 3 in den drei Hauptrichtungen*

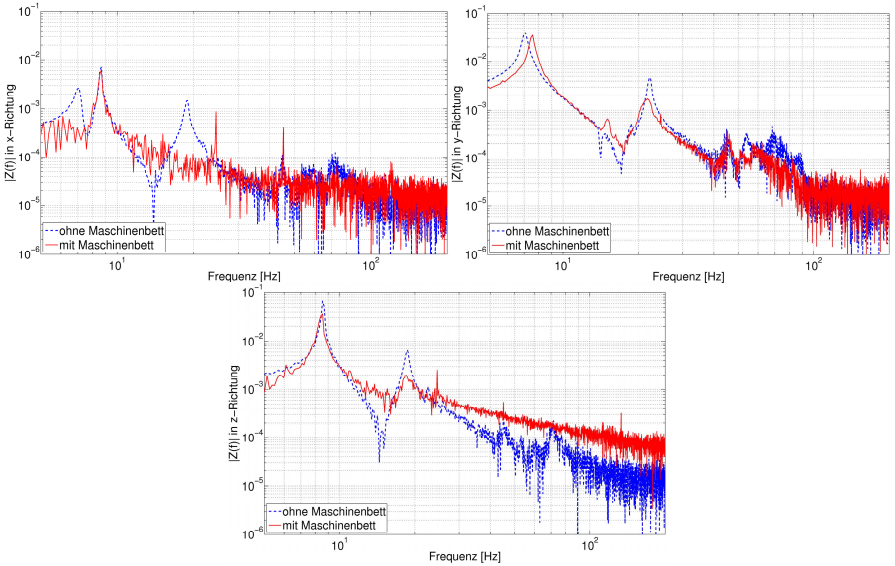


Abbildung A.6: *Frequenzanalyse mit und ohne MB in Pose 4 in den Hauptrichtungen*