

Andreas Lange

**Interaktion zwischen Prozess,
Werkzeug, Spindel und Maschine bei
der spanenden Mikrobearbeitung**

Simulationsgestützte Untersuchung des
Mikrofräsens und Mikroschleifens

Produktionstechnische Berichte aus dem FBK

Band 2 | 2023

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Jan C. Aurich

Bibliografische Information Der Deutschen Bibliothek

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

Bibliographic information published by Die Deutsche Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliografie; detailed bibliographic data is available in the Internet at <http://dnb.ddb.de>.

Produktionstechnische Berichte aus dem FBK

Wissenschaftliche Schriftenreihe des
Lehrstuhls für Fertigungstechnik und Betriebsorganisation
der Rheinland-Pfälzischen Technischen Universität Kaiserslautern-Landau

Herausgeber: Lehrstuhl für Fertigungstechnik und Betriebsorganisation
Prof. Dr.-Ing. Jan C. Aurich
Postfach 3049
Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau
67653 Kaiserslautern

Verlag: Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau

Druck: Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau
Dezernat 5 Technik
Abteilung 5.6 Foto-Repro-Druck

D-386

© Lehrstuhl für Fertigungstechnik und Betriebsorganisation, 2023
Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau
Erwin-Schrödinger-Straße
67663 Kaiserslautern

Alle Rechte vorbehalten, auch das des auszugsweisen Nachdrucks, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe (Photographie, Mikroskopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und das der Übersetzung.

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany.

ISBN 978-3-95974-205-4
ISSN 0937-9061

**Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine bei der
spanenden Mikrobearbeitung
Simulationsgestützte Untersuchung des Mikrofräsens und Mikroschleifens**

Vom Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik
der Rheinland-Pfälzischen Technischen Universität Kaiserslautern-Landau
zur Verleihung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
genehmigte
Dissertation

von
Herrn
Dipl.-Ing. Andreas Lange
aus Budapest

Tag der mündlichen Prüfung: 21. Juli 2023

Promotionskommission:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Eberhard Kerscher
1. Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Jan C. Aurich
2. Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Konrad Wegener

Kaiserslautern, 2023

D-386

Kurzfassung

Die Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine kann die erreichbare Bearbeitungsgenauigkeit spanender Bearbeitungsverfahren beeinflussen. Bei der spanenden Mikrobearbeitung sind die Größen- und Kraftverhältnisse zwischen Span, Werkzeug und Werkzeugmaschine im Vergleich zur spanenden Bearbeitung mit Werkzeuggrößen über einem Millimeter jedoch grundlegend unterschiedlich. Aufgrund dessen können dort gewonnene Erkenntnisse nicht ohne Weiteres für die spanende Mikrobearbeitung adaptiert werden. So gilt es für die spanende Mikrobearbeitung gesondert zu identifizieren, welche Effekte und Faktoren die erreichbare Bearbeitungsgenauigkeit beeinflussen. Die veränderten Größenverhältnisse, Eingriffsverhältnisse und eingesetzten Maschinenkomponenten erschweren jedoch eine experimentelle Untersuchung. Eine simulationsgestützte Analyse des Prozesses und der Maschinenkomponenten kann deshalb maßgeblich dazu beitragen, die Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine bei der spanenden Mikrobearbeitung zu verstehen.

Diese Arbeit präsentiert simulationsgestützte Methoden zur Analyse der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine bei der spanenden Mikrobearbeitung. Darauf aufbauend werden die Interaktion zwischen Spindelwelle und Elektromotor sowie die Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine für das Mikrofräsen und Mikroschleifen untersucht. Zwischen der Spindelwelle und dem Elektromotor kann keine Interaktion identifiziert werden. Stattdessen liegt ein nicht vernachlässigbarer unidirektionaler Einfluss des Elektromotors auf die Spindelwelle vor. Ebenso konnte eine unidirektionale Beeinflussung des Werkzeugs durch die Werkzeugspindel ermittelt werden. Zwischen dem Prozess und dem Werkzeug kommt es zu einer Interaktion. Jedoch beschränkt sich diese Interaktion auf das Werkzeug, das heißt, die Spindelwelle wird nicht vom Werkzeug beeinflusst. Insgesamt zeigt sich, dass bei der spanenden Mikrobearbeitung nicht nur die Auftrennung der Werkzeugmaschine und des Spindel-Werkzeug-Systems zweckmäßig ist, sondern dass auch das Werkzeug und die Werkzeugspindel als separate Aspekte betrachtet werden müssen.

Abstract

Interactions between the process, tool, machine tool spindle, and machine can affect the process result of machining processes. In micro machining, the size and force ratio between chip, tool, and machine tool are fundamentally different compared to machining with tool diameters larger than one millimetre. Thus, it is necessary to identify which effects and factors influence the process result in micro machining. However, due to the aforementioned size effects, experimental investigations prove difficult. Therefore, a simulation-based analysis of the process and the machine components can significantly contribute to a deeper understanding of the interaction between the process, tool, machine tool spindle, and machine in micro machining.

This thesis presents simulation-based methods for analyzing the interaction between the process, tool, machine tool spindle, and machine in micro machining. The interactions between the spindle shaft and electric motor, and micro milling and grinding with micro pencil grinding tools, are investigated. Results show a unidirectional influence of the electric motor on the spindle shaft and of the tool spindle on the tool. An interaction is only observed between the process and tool, meaning that the tool does not influence the spindle shaft. In summary, it can be seen that not only is it appropriate to separate the machine tool and the spindle-tool-system in micro machining, but that the spindle and the tool itself must also be considered as separate aspects.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	III
Symbolverzeichnis	V
1 Einleitung	1
2 Stand von Wissenschaft und Technik.....	2
2.1 Spanende Mikrobearbeitung.....	2
2.1.1 Mikrofräsen	4
2.1.2 Mikroschleifen	7
2.2 Werkzeugmaschinen für die spanende Mikrobearbeitung	9
2.3 Werkzeugspindeln für die spanende Mikrobearbeitung	10
2.3.1 Spindellagerung.....	11
2.3.2 Spindelantriebe.....	16
2.3.3 Thermisches Verhalten.....	20
2.3.4 Werkzeugschnittstelle	21
2.3.5 Werkzeuge.....	22
2.4 Simulationsgestützte Analysemethoden in der spanenden Fertigungstechnik	24
2.4.1 Finite-Elemente-Methode.....	25
2.4.2 Finite-Volumen-Methode.....	27
2.5 Prozess-Maschine-Interaktion	28
2.5.1 Statische Interaktion	29
2.5.2 Dynamische Interaktion	29
2.6 Simulation der Prozess-Maschine-Interaktion bei der spanenden Mikrobearbeitung	31
2.6.1 Modellierung und Simulation der Werkzeugmaschine, Werkzeugspindel und Werkzeuge.....	32
2.6.2 Modellierung und Simulation des Zerspanprozesses	33
2.6.3 Gekoppelte Modellierung von Prozess, Werkzeug und Spindel.....	36
2.7 Zusammenfassende Bewertung	37
3 Forschungsbedarf und Zielsetzung.....	39
3.1 Motivation	39
3.2 Zielsetzung	39
3.3 Vorgehensweise und Aufbau der Arbeit	40
4 Versuchstechnik und Versuchsdurchführung.....	42
4.1 Desktop-Werkzeugmaschine	42
4.2 Rundlaufabweichung der Werkzeugspindel.....	43
4.3 Werkzeuge.....	43
4.4 Messung der Prozesskräfte	44
5 Dynamische Modellierung der Spindel und der Werkzeuge.....	45
5.1 Lagerung.....	45
5.1.1 Luftlager	45
5.1.2 Magnetlager	47
5.2 Antrieb	57
5.2.1 Turbinenantrieb	57
5.2.2 Elektromotor.....	59
5.3 Spindelwelle	64
5.4 Werkzeuge.....	67
6 Modellierung des Prozesses	70
6.1 Mikrofräsen	70
6.1.1 Ideale Zerspankraft.....	70
6.1.2 Ideale Kinematik	72
6.2 Mikroschleifen.....	73
6.2.1 Idealisierte Prozesskräfte.....	73

6.2.2	Ideale Kinematik	82
7	Modellkopplung	84
7.1	Kopplung von Rotor und Werkzeug	85
7.2	Mikrofräsen	86
7.2.1	Zerspankräfte unter Berücksichtigung von Interaktionen	87
7.2.2	Kinematik unter Berücksichtigung von Interaktionen	87
7.3	Mikroschleifen	88
8	Verifikation, Validierung und Untersuchung der Interaktion zwischen Spindelwelle und Elektromotor	89
8.1	Magnetlager	89
8.2	Rundlaufabweichung und Zerspankraft	91
8.2.1	Zerspankraft beim Mikrofräsen	92
8.2.2	Einfluss der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte auf die Rundlaufabweichung der Werkzeugspindel	95
8.2.3	Rundlaufabweichung der Werkzeugspindel	98
9	Untersuchung der Interaktionen zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel	101
9.1	Mikrofräsen	101
9.1.1	Kinematik der Werkzeugspindel und des Werkzeugs	102
9.1.2	Einfluss des Spanungsquerschnitts	105
9.1.3	Prozesskinematik	108
9.2	Mikroschleifen	111
9.2.1	Kinematik der Werkzeugspindel und des Werkzeugs	112
9.2.2	Schwingungsbedingte Oberflächenmodulation	118
9.3	Möglichkeiten zur Steigerung der Bearbeitungsgenauigkeit	125
9.3.1	Verwendung eines alternativen Antriebs	125
9.3.2	Einsatz eines Magnetlagers	126
10	Fazit zur Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine	131
11	Zusammenfassung und Ausblick	133
12	Quellenverzeichnis	137
13	Anhang	147

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Wort
bzgl.	bezüglich
bzw.	beziehungsweise
ca.	circa
CAD	computer-aided design
cBN	kubisches Bornitrid
CFD	computational fluid dynamics
CVD	chemical vapour deposition
d. h.	das heißt
DIN	Deutsches Institut für Normung
EDM	electrical discharge machining
EN	Europäische Norm
engl.	englisch
ESSM	Einlassströmungssimulationsmodell
FBK	Lehrstuhl für Fertigungstechnik und Betriebsorganisation
FEA	Finite-Elemente-Analyse
FEM	Finite-Elemente-Methode
FVM	Finite-Volumen-Methode
Gl.	Gleichung
HSK	Hohlschaftkegel
HSS	high speed steel
HV	Vickershärte
IEEE	Institute of Electrical and Electronics Engineers
ISO	International Organization for Standardization
Laser	light amplification by stimulated emission of radiation
LIGA	Lithographie, Galvanik und Abformung
MikroMSPI	Mikro-Maschine-Spindel-Prozess-Interaktion
MIMO	multiple input multiple output
NGC	Nano-Grinding-Center
ODE	ordinary differential equation
PABS	Precision Air Bearing Simulator
PID	P: Proportional, I: Integral, D: Differential
PMI	Prozess-Maschine-Interaktion
PWI	Prozess-Werkzeug-Interaktion
RBPF	rotor bar pass frequency
REM	Rasterelektronenmikroskop
RONt	roundness total
SI	International System of Units
SISO	single input single output
SK	Steilkegel
SSE	summed square of residuals
SSR	residual sum of squares
SST	total sum of squares
TCP	Tool-Center-Point

UP	Ultrapräzision
z. B.	zum Beispiel

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

Symbol	Bedeutung	SI-Einheit
[B]	Rotationsdämpfungsmatrix	N·s/m
[C]	Strukturdämpfungsmatrix	N·s/m
[C _{AB}]	Dämpfungsmatrix des Luftlagers	N·s/m
[G]	Gyroskopmatrix	N·m
[K]	Struktursteifigkeitsmatrix	N/m
[K ₁₁]	Matrix eines physikalischen Phänomens	variabel
[K ₁₂]	Kopplungsmatrix eines physikalischen Phänomens	variabel
[K ₂₁]	Kopplungsmatrix eines physikalischen Phänomens	variabel
[K ₂₂]	Matrix eines physikalischen Phänomens	variabel
[K ^{AA}]	magnetische Reluktanzmatrix	H ⁻¹
[K _{AB}]	Steifigkeitsmatrix des Luftlagers	N/m
[K ^{AV}]	magnetoelektrische Kopplungsmatrix	variabel
[K _M ^{uA}]	Maxwellsche Spannungs-Kopplungsmatrix	variabel
[K _M ^{uu}]	Maxwellsche Spannungs-Versteifungsmatrix	variabel
[K ^{VV}]	elektrische Leitfähigkeitsmatrix	S/m
[M]	Strukturmassenmatrix	kg
{A}	magnetisches Vektorpotential bzw. Kantenfluss	T·m
{B}	magnetischer Flussdichtevektor	T
{D}	elektrischer Flussdichtevektor	(A·s)/m ²
{E}	Vektor der elektrischen Feldstärke	V/m
{e}	Vektor des elektromagnetischen Kraftabfalls	N
{F ₁ }	Lastvektoren eines physikalischen Phänomens	variabel
{F ₂ }	Lastvektoren eines physikalischen Phänomens	variabel
{F _U }	Vektor der Unwuchtkraft	N
{F ^{ac} }	Beschleunigungskraftvektor (d. h. Schwerkraft)	N
{F nd }	Knotenkraftvektor	N
{F ^{pr} }	Druckkraftvektor	N
{F th }	Kraftvektor der thermischen Belastung	N
{H}	magnetische Feldstärke	A/m
{J}	Vektor der Gesamtstromdichte	A/m ²
{J _e }	Vektor der induzierten Wirbelstromdichte	A/m ²
{J _s }	Vektor der angelegten Quellstromdichte	A/m ²
{J _{vs} }	Vektor der Geschwindigkeitsstromdichte	A/m ²
{u}	Verschiebungsvektor	m
{X ₁ }	Vektor der Freiheitsgrade einer Teilmatrix	variabel
{X ₂ }	Vektor der Freiheitsgrade einer Teilmatrix	variabel
{ΔV}	Vektor des Spannungsabfalls in einer stromdurchflossenen Spule	V
ΔF _i	Kraftgefälle	N
Δf	Differenzfrequenz	Hz
Δ̄f	Mittlere Differenzfrequenz	Hz

A	Spanungsquerschnitt	m^2
A_l	Polfläche	m^2
A_{LL}	Projektionsfläche des Luftlagers (Multiplikation des Außendurchmessers d_a und der Länge l des Luftlagers)	m^2
A'	projizierter Spanungsquerschnitt	m^2
Å	Ångström	10^{-10} m
a	Koeffizient einer Funktion	-
a	Amplitude des Sinussummenmodells	variabel
a	Axialschlag durch unausgeglichene magnetische Zugkräfte	m
a	Abstand in Vorschubrichtung zwischen zwei S-Kurven	m
a	Hebelarm	m
\bar{a}	gemittelter Abstand in Vorschubrichtung zwischen zwei S-Kurven	m
a_e	Eingriffsbreite	m
a_p	Schnitttiefe	m
B	Magnetische Flussdichte	T
B_x	Magnetische Flussdichte in x-Richtung	T
b	Spanungsbreite	m
b	Koeffizient einer Funktion	-
b	Frequenz des Sinussummenmodells	variabel
b	Hebelarm	m
b_l	modifizierte Spanungsbreite	m
C_f	Reibungskoeffizient	-
C_r	Maß für die Rauheit der Oberfläche des Läufers	-
c	Dämpfung	$N \cdot s/m$
c	koaxialer Lagerspalt	m
c	Phasenversatz des Sinussummenmodells	variabel
c_{xx}	direkte Dämpfung in x-Richtung	$N \cdot s/m$
c_{xy}	Kopplungsdämpfung in x-Richtung	$N \cdot s/m$
c_{yx}	direkte Dämpfung in y-Richtung	$N \cdot s/m$
c_{yy}	Kopplungsdämpfung in y-Richtung	$N \cdot s/m$
D	Läuferdrehpunkt	-
d	Durchmesser	m
d_a	Außendurchmesser des Luftlagers	m
E	Gesamtenergie	J
F	Kraft	N
F_c	Zerspankraft	N
$F_{c,l}$	Zerspankraft unter Berücksichtigung von Interaktionen	N
F_{gem}	gemessene Kräfte	N
F_{ges}	Gesamtkräfte	N
F_l	Kräfte durch Interaktionen	N
F_{mag}	(unausgeglichene) magnetische Zugkraft	N
$F_{mag,r}$	radial auf den Läufer wirkende magnetische Zugkraft	N
$F_{mag,t}$	tangential auf den Läufer wirkende magnetische Zugkraft	N
$F_{mag,x}$	elektromagnetische Zugkraft in x-Richtung	N

$F_{\text{mag},y}$	elektromagnetische Zugkraft in y-Richtung	N
$F_{\text{mag},z}$	elektromagnetische Zugkraft in z-Richtung	N
F_{mag^+}	positive magnetische Zugkraft	N
F_{mag^-}	negative magnetische Zugkraft	N
F_p	Prozesskräfte	N
F_{z^+}	Kraft in positiver z-Richtung	N
F_{z^-}	Kraft in negativer z-Richtung	N
f	Statorspeisefrequenz	Hz
f_e	Erregerfrequenz	Hz
\bar{f}_e	Mittlere Erregerfrequenz	Hz
f_r	Rotationsfrequenz	s^{-1}
f_s	Synchrodrehfrequenz des Stators	s^{-1}
f_z	Vorschub pro Zahn	m
g	Gravitationskonstante	m/s^2
h	Spannungsdicke	m
h	Luftfilmhöhe	m
h_1	modifizierte Spannungsdicke	m
h_{min}	Mindestspannungsdicke	m
h_0	Referenzwert, um die Spannungsdicke in eine dimensionslose Größe umzuwandeln	mm
I	Index für Koordinaten und Größen unter Berücksichtigung von Interaktionen	-
I'_r	Läuferstrom (bezogen auf die Statorseite und den Statorstrom)	A
I_s	Statorstrom	A
i	Strom	A
i	Zählvariable	-
i_r	Regelstrom	A
i_0	Vormagnetisierungsstrom	A
J_d	Trägheitsmoment um die x-Achse	$kg \cdot m^2$
J_p	Trägheitsmoment um die z-Achse	$kg \cdot m^2$
j	imaginäre Einheit	-
K_{st}	Korrekturfaktor für die Spanstauchung	-
K_V	Korrekturfaktor für die Schnittgeschwindigkeit	-
K_{ver}	Korrekturfaktor für den Verschleiß	-
k	Steifigkeit	N/m
k_c	spezifische Schnittkraft	N/mm^2
$k_{cX,Y}$	spezifische Schnittkraft für eine Spannungsbreite $b = X$ und Spannungsdicke $h = Y$	N/mm^2
k_{eff}	effektive Wärmeleitfähigkeit	$W/(m \cdot K)$
k_{xx}	direkte Steifigkeit in x-Richtung	N/m
k_{xy}	Kopplungssteifigkeit in x-Richtung	N/m
k_{yx}	direkte Steifigkeit in y-Richtung	N/m
k_{yy}	Kopplungssteifigkeit in y-Richtung	N/m
l	Länge	m
M	Antriebsdrehmoment	$N \cdot m$

M	Index für maschinenbezogene Koordinaten und Größen	-
m	Masse	kg
m	exaktes Modulationsverhältnis	-
m _c	material- und prozessabhängige Konstante	-
m _N	ganzzahliges Modulationsverhältnis	-
m _{in}	Massenstrom	kg/s
N	Nordpol	-
n	Anzahl an Spulenwindungen	-
n	Anzahl diskreter Variablen	-
n	Anzahl der verwendeten Sinusterme	-
n	Anzahl ausgewerteter Datenpunkte	-
n	Anzahl ganzzahliger Vielfacher der Drehfrequenz	-
n _r	Läuferdrehzahl des Elektromotors	min ⁻¹
n _s	Synchrondrehzahl des Elektromotors	min ⁻¹
P	Index für prozessbezogene Koordinaten und Größen	-
P _{ax}	Reibungsverlustleistung eines Axiallagers durch Luftwiderstand	W
P _{em}	mechanische Ausgangsleistung	W
P _{gap}	Luftspaltleistung	W
P _{LW}	Luftwiderstandsverlustleistung	W
P _r	Kupferverlustleistung des Läufers	W
P _{rad}	Reibungsverlustleistung eines Radiallagers durch Luftwiderstand	W
p	Druck	Pa
p	Anzahl an Polen	-
p _a	Umgebungsdruck	Pa
p _{stat}	statischer Druck	Pa
R ²	R-Quadrat-Wert	-
R _a	Mittenrauwert	m
Re	Reynoldszahl	-
R' _r	Läuferwiderstand	Ω
R _s	Statorwiderstand	Ω
R _{s, Luft}	spezifische Gaskonstante von Luft	J/(kg·K)
r	Radius	m
r'	Laufvariable des Werkzeugradius	m
r _a	Außenradius des Luftlagers	m
r _i	Innenradius des Luftlagers	m
r _{K,i}	Radialkoordinate eines modellierten Korns	m
r _ß	Schneidkantenradius	m
s	Schlupf	Ω
s	Magnetlagerspalt	m
s	personenbezogener Ablesefehler	m
s _m	mittlerer personenbezogener Ablesefehler	m
S	Läuferschwerpunkt	-
S	Südpol	-

SSE	Summe der quadrierten Residuen (engl.: summed square of residuals)	variabel
SSR	Verhältnis der Residuenquadratsumme (engl.: residual sum of squares)	variabel
SST	Gesamtsumme der Quadrate (engl.: total sum of squares)	variabel
T	Temperatur	K
T _{abs}	Absoluttemperatur	K
t	Zeit	s
U	Umfangsgeschwindigkeit des Läufers	m/s
V _s	Statorphasenspannung	V
\vec{v}	Geschwindigkeitsvektor	m/s
v _r	Vorschubgeschwindigkeit	m/s
v _s	Schleifscheibenumfangsgeschwindigkeit	m/s
v _c	Schnittgeschwindigkeit	m/s
W	Tragkraft	N
W	Index für die zusätzliche Bewegung des Werkzeugs	-
W _x	Tragkraft in x-Richtung	N
W _y	Tragkraft in y-Richtung	N
W _z	Tragkraft in z-Richtung	N
w _i	Gewichtungsfaktor zur Reduzierung der Fehlerabschätzung	-
X _m	Magnetisierungsblindwiderstand	Ω
X' _r	Läuferblindwiderstand	Ω
X _s	Statorblindwiderstand	Ω
x	Koordinate	m
x _l	x-Koordinate unter Berücksichtigung von Interaktionen	m
x _M	maschinenbezogene x-Koordinate	m
x _p	prozessbezogene x-Koordinate	m
x _W	zusätzliche Bewegung des Werkzeugs in x-Richtung	m
y	Koordinate	m
y = f(x)	allgemeine Funktion	variabel
\bar{y}	Mittelwert einer Stichprobe	variabel
y _l	y-Koordinate unter Berücksichtigung von Interaktionen	m
y _i	ermittelter Wert	variabel
\hat{y}_i	durch die Regressionsgerade geschätzter Wert	variabel
y _M	maschinenbezogene y-Koordinate	m
y _p	prozessbezogene y-Koordinate	m
y _W	zusätzliche Bewegung des Werkzeugs in y-Richtung	m
Z _m	äquivalente Eingangsimpedanz	Ω
z	Anzahl an Zähnen	-
z	Koordinate	m
z _l	z-Koordinate unter Berücksichtigung von Interaktionen	m
z _M	maschinenbezogene z-Koordinate	m
z _p	prozessbezogene z-Koordinate	m
z _W	zusätzliche Bewegung des Werkzeugs in z-Richtung	m

Griechische Buchstaben

Symbol	Bedeutung	SI-Einheit
α	Kippbewegung um x-Achse	°
α	Winkel	°
$\dot{\alpha}$	erste zeitliche Ableitung der Kippbewegung um x-Achse	rad/s
$\ddot{\alpha}$	zweite zeitliche Ableitung der Kippbewegung um x-Achse	rad/s ²
β	Kippbewegung um y-Achse	°
$\dot{\beta}$	erste zeitliche Ableitung der Kippbewegung um y-Achse	rad/s
$\ddot{\beta}$	zweite zeitliche Ableitung der Kippbewegung um y-Achse	rad/s ²
γ_0	Nennspanwinkel	°
γ_{eff}	effektiver Spannungswinkel	°
δ	Luftspalt zwischen Läufer und Stator	m
δ	Funktionswert, der entweder den Wert Null oder Eins annehmen kann	-
Δ	Delta	variabel
ε	Exzentrizität	m
ε_0	elektrische Feldkonstante	(A·s)/(V·m)
θ	Winkel zwischen einem Pol und der nächsten Achse	°
μ	dynamische Viskosität	Pa·s
μ	magnetische Permeabilität	H/m
μ_0	magnetische Feldkonstante	N/m ²
ρ	Dichte	kg/m ³
ρ	elektrische Ladungsdichte	(A·s)/m ³
σ	elektrische Leitfähigkeit	S/m
σ	Standardabweichung	variabel
$\bar{\tau}$	Tensor der Schubspannung	N/m ²
$\bar{\tau}_{\text{eff}}$	Tensor der effektiven Schubspannung	N/m ²
φ	Drehwinkel um die z-Achse	°
$\dot{\varphi}$	Winkelgeschwindigkeit	rad/s
$\ddot{\varphi}$	Winkelbeschleunigung	rad/s ²
ϕ	Differenzkreisfrequenz	rad
ϕ	Lastwinkel	°
χ_r	Einstellwinkel der Umfangsschneide	°
χ'_r	Einstellwinkel der Stirmschneide	°
$\{\Psi_i^{\text{nd}}\}$	Knotenflussvektor	Wb
$\{\Psi^{\text{s}}\}$	Stromquellenvektor	A
$\{\Psi^{\text{pm}}\}$	Vektor der Koerzitivkraft (Permanentmagnet)	A/m
Ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s
$\dot{\Omega}$	Winkelbeschleunigung	rad/s ²
Ω_r	Winkelgeschwindigkeit des Läufers des Elektromotors	rad/s
Ω_s	Synchronwinkelgeschwindigkeit des Elektromotors	rad/s
∇	Nabla-Operator	-
$\nabla \times$	Rotation (Differentialoperator)	-
$\nabla \cdot$	Divergenz (Differentialoperator)	-

1 Einleitung

Im Zuge der stetigen Technologisierung der Gesellschaft werden immer kompaktere Bauteile, intelligente Produkte und eine zunehmende Funktionalisierung von Bauteiloberflächen gefordert. Dies führt die Fertigungstechnik in den Zugzwang, die Bearbeitungsgenauigkeit beim Herstellungsprozess zu steigern. Zur Herstellung von kleinsten Bauteilen existiert eine Vielzahl von Fertigungsverfahren. Neben spanlosen Verfahren, beispielsweise der Laserbearbeitung (Laser: light amplification by stimulated emission of radiation) und den LIGA-Verfahren (LIGA: Lithographie, Galvanik und Abformung) werden zunehmend spanende Verfahren eingesetzt. Hierzu zählen das Mikrorehen, Mikrofräsen, Mikroschleifen und Mikrobohren, welche sich durch eine Reihe von Vorteilen gegenüber den spanlosen Verfahren abheben. So ermöglicht die hohe Geometriefreiheit und das breite Spektrum an bearbeitbaren Werkstoffen die Herstellung nahezu beliebiger Freiformflächen, sowohl mit duktilen als auch sprödharten Werkstoffen. Insbesondere die Fertigung von Bauteilen mit geringen Stückzahlen ist mit spanenden Mikrobearbeitungsverfahren wirtschaftlich möglich.

Der spanenden Mikrobearbeitung sind jedoch auch Grenzen gesetzt. So müssen die eingesetzten Maschinenkomponenten eine ausreichende Genauigkeit aufweisen, um kleinste Bauteile unter Einhaltung der Form- und Maßvorgaben herzustellen. Ebenso werden kleine Werkzeuge benötigt, welche strukturell eine geringe Steifigkeit aufweisen. Aufgrund der geringen Abmessungen der Werkzeuge müssen prozessbedingte Kräfte bei der Auslegung der Werkzeuge und der Prozessstrategie berücksichtigt werden. Sowohl zur Reduzierung prozessbedingter Kräfte als auch zur Steigerung der Produktivität sind hohe Schnittgeschwindigkeiten notwendig, was hohe Drehzahlen und Beschleunigungen der Werkzeugspindel und Vorschubachsen voraussetzt. Insgesamt können sich bereits kleinste Fehler innerhalb der Wirkkette zwischen Fundament, Maschinengestell, Vorschubachsen, Werkzeugspindel, Werkzeug und dem eingesetzten Bearbeitungsprozess auf die Bauteilqualität auswirken. Um die Bearbeitungsgenauigkeit noch weiter zu steigern, ist es deswegen notwendig, die Wechselwirkung zwischen dem verwendeten Mikrobearbeitungsverfahren und der verwendeten Bearbeitungsmaschine sowie deren Auswirkung auf die Bearbeitungsgenauigkeit zu verstehen.

Die Wechselwirkung zwischen Prozess und Maschine wurde in der Fertigungstechnik unter dem Begriff Prozess-Maschine-Interaktion bei der spanenden Bearbeitung mit Werkzeuggrößen über einem Millimeter bereits identifiziert und untersucht. Aufgrund der stark geänderten Größenverhältnisse bei der Mikrobearbeitung lassen sich die gewonnenen Erkenntnisse jedoch nicht direkt übertragen.

Im Rahmen dieser Arbeit werden simulationsgestützte Methoden zur Analyse der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine bei der spanenden Mikrobearbeitung erarbeitet. Anschließend werden diese Methoden verwendet, um Interaktionen bei der Mikrofräs- und Mikroschleifbearbeitung zu untersuchen. Hierbei wird systematisch identifiziert, welche physikalischen Effekte auftreten, was die Ursache dieser Effekte ist, wie diese Effekte sich auf die spanende Mikrobearbeitung auswirken und ob es sich bei diesen Effekten tatsächlich um eine Interaktion handelt. Aus diesen Untersuchungen werden Aussagen über die Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine bei der spanenden Mikrobearbeitung abgeleitet.

2 Stand von Wissenschaft und Technik

In diesem Kapitel wird der relevante Stand von Wissenschaft und Technik beschrieben. Dabei wird zunächst die spanende Mikrobearbeitung mit Fokus auf dem Mikrofräsen und Mikroschleifen definiert. Anschließend werden Werkzeugmaschinen sowie Werkzeugspindeln und deren Komponenten beschrieben, welche für die spanende Mikrobearbeitung eingesetzt werden. Weiterhin wird ein Überblick über simulationsgestützte Analyseverfahren in der spanenden Fertigungstechnik gegeben. Schließlich wird der Begriff der Prozess-Maschine-Interaktion erläutert und Möglichkeiten zur Untersuchung der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine bei der Mikrobearbeitung vorgestellt.

2.1 Spanende Mikrobearbeitung

In Anlehnung an die DIN 8580 [DIN03a] werden das Mikrodrehen, Mikrobohren und Mikrofräsen als Spanen mit geometrisch bestimmter Schneide und das Mikroschleifen als Spanen mit geometrisch unbestimmter Schneide als spanabtragende Mikrofertigungsverfahren innerhalb der Hauptgruppe Trennen definiert [Heis14]. Die Abgrenzung der spanenden Mikrobearbeitung kann auf verschiedene Weisen erfolgen. Eine mögliche Abgrenzung ist anhand der verwendeten Werkzeuggröße möglich. Da jedoch bei dieser Abgrenzung keine einheitliche Definition der spanenden Mikrobearbeitung bzw. Mikrozerspannung existiert, wird teilweise bereits von spanender Mikrobearbeitung gesprochen, sobald die verwendeten Werkzeuge oder Werkstücke kleiner als 1 mm sind [Scha06, Brin13, Löwe14]. Eine alternative Herangehensweise zur Abgrenzung der Mikrobearbeitung, abgesehen von der verwendeten Werkzeuggröße, kann mithilfe von Prozess- und Prozessergebnisgrößen vorgenommen werden. Laut [Heis14] bewegen sich die durch Mikrobearbeitung gefertigten Bauteile im Größenbereich zwischen 100 μm und 10 mm, wobei Fertigungstoleranzen kleiner als 2 μm eingehalten werden. Riemer definiert die spanende Mikrobearbeitung als Spanen mit Schnitttiefen a_p und Eingriffsbreiten a_e von wenigen Mikrometern und Spannungsdicken h im Mikro- und Submikrometerbereich [Riem01].

Weiterhin können als Faktoren zur Abgrenzung der Mikrobearbeitung die Größe der zerspannten Fläche, das Zeitspanvolumen und die Oberflächenbeschaffenheit verwendet werden [Brin12]. Eine Übersicht dieser Unterteilung zeigt Tabelle 2-1.

Tabelle 2-1: Einteilung der spanenden Bearbeitung nach [Brin12]

	Spanende Bearbeitung	Spanende Mikrobearbeitung	Spanende Nanobearbeitung
Größe der zerspannten Fläche	1 bis 10^5 cm^2	1 bis 10^5 mm^2	1 bis $10^5 \mu\text{m}^2$
Zeitspanvolumen	10^{-5} bis $1 \text{ cm}^3/\text{s}$	10^{-5} bis $1 \text{ mm}^3/\text{s}$	10^{-5} bis $1 \mu\text{m}^3/\text{s}$
Oberflächenrauheit	10^{-1} bis $10 \mu\text{m}$	1 bis 10^2 nm	1 bis 10^2 \AA

Zusätzlich kann eine Differenzierung zwischen der Ultrapräzisionszerspannung und der Mikrozerspannung vorgenommen werden. Hier gilt es jedoch zu beachten, dass eine Unterteilung nicht immer eindeutig vorgenommen wird, denn in beiden Fällen sind Spannungsdicken im Bereich von Mikrometern charakteristisch [Schn17]. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Definition der Mikrozerspannung nach [Brin13] verwendet (eingesetzte Werkzeuge kleiner als 1 mm).

Im Gegensatz zur Mikrolaserbearbeitung, dem Mikroerodieren sowie Verfahren der LIGA-Technik (LIGA: Lithographie, Galvanik, Abformung) zeichnet sich die spanende Mikrobearbeitung durch mehrere Vorteile aus. So kann mit einer vergleichsweise großen Auswahl an Werkstoffen gearbeitet werden [Bosw18]. Weiterhin sind vor allem mittels Mikrofräsen komplexe Geometrien inklusive Freiformflächen herstellbar [Heis14]. Ein weiterer Vorteil sind die hohen erzielbaren Oberflächengüten, die in vielen Anwendungsbereichen, vor allem in der Biologie, Chemie und Medizintechnik, entscheidend für die Funktion der Bauteile sind [Bosw18].

Die spanende Mikrobearbeitung zeichnet sich jedoch nicht nur durch die Größenordnung, sondern auch durch eine Reihe von Besonderheiten und Herausforderungen aus, die bei der Prozessgestaltung und -optimierung berücksichtigt werden müssen [Balá21]. Hierzu zählen:

- ❑ Der starke Einfluss der Mindestspanungsdicke, die die minimale Spannungsdicke bezeichnet, die noch abgetrennt werden kann, bevor nur noch Pflügen auftritt (siehe auch Abschnitt 2.1.1: Spanbildung) [Heis14]. Die Mindestspanungsdicke variiert je nach Werkstoff und Schneidkantenverrundung und beeinflusst die Oberflächenentstehung und den Energiebedarf [Mame21].
- ❑ Die Möglichkeit der Zerspanung im duktilen Modus, bei dem spröde Werkstoffe im duktilen Modus zerspannt werden können. Das bedeutet, dass sich der zu zerspanende Werkstoff duktil verhält, sobald die Spannungsdicke gering genug ist, was zu einer besseren Oberflächenqualität führt [Inam97].
- ❑ Der nichtlineare Anstieg der spezifischen Energie bzw. spezifischen Schnittkraft mit abnehmender Spannungsdicke, der auf Materialverfestigung und plastischer Verformung des Materials unter der Oberfläche beruht [Huo13].
- ❑ Die Oberflächenentstehung und Gratbildung, welche von verschiedenen Faktoren wie Spannungsdicke, Schneidkantenverrundung, Werkzeugverschleiß, Werkzeugschwingungen und Werkstoffeigenschaften abhängen [Huo13]. Die Oberflächenrauheit zeigt ein Minimum bei einer optimalen Spannungsdicke, die mit der Mindestspanungsdicke zusammenhängt. Wenn die Spannungsdicke jedoch zu weit absinkt, steigt die Oberflächenrauheit wieder an [Huo13]. Der Grat vermindert die Qualität des Werkstücks und erfordert einen Entgratungsprozess [Balá21].
- ❑ Der Einfluss des Werkstückwerkstoffs, durch die Mikrostruktur des Materials. Die Mikrostruktur (Körner, Fasern, Partikel) beeinflusst Spanentstehung, Verformung und Materialfluss stark, wenn sie in der Schnittebene liegt. Die Korngröße des Werkstückwerkstoffs hat auch einen Einfluss auf die Maßhaltigkeit und die Oberflächenqualität. Für die Mikrozerspanung ist ein feinkörniger homogener Werkstoff anzustreben [Balá21].
- ❑ Die veränderten Temperaturen, die bei der spanenden Mikrobearbeitung zwar geringer sind [Balá21], aber bei schwierig zu zerspanenden Werkstoffen einen kritischen Faktor für die Genauigkeit darstellen [Mame21]. Grund hierfür ist, dass die thermische Ausdehnung des Materials von Werkstück und Werkzeug das Bearbeitungsergebnis maßgeblich beeinflussen kann [Wiss09].
- ❑ Die Verwendung von dünnen und langen Werkzeugen [Tans98] mit deutlich geringerer spezifischer Steifigkeit, die zu schwer vorhersehbaren Zerspanprozessen durch hohe Schwingungsamplituden des Werkzeugs und eine kurze Werkzeuglebensdauer sowie Werkzeugbruch führen können [Balá21]. Die Anzahl der Schneiden beeinflusst auch

die Steifigkeit, mehr Schneiden können mehr Material entfernen, verringern aber auch die Steifigkeit des Werkzeugs [Balá21].

- ❑ Die Rundlaufabweichungen des Werkzeugs, der Spindel und der Werkzeugschnittstelle, die die Genauigkeit der spanenden Mikrobearbeitung erheblich beeinträchtigen und Änderungen der Prozesskräfte verursachen können (siehe auch Abschnitt 2.3). Grund hierfür ist, dass der Einfluss von Rundlaufabweichungen der Spindel und von der Genauigkeit der Werkzeugschnittstelle anteilmäßig viel größer ist. Die gesamte Rundlaufabweichung ist hierbei die Summe der geometrischen Verschiebungen der Werkzeugachse, der Spindelachse und der Achse der Werkzeugschnittstelle gegenüber der idealen Drehachse [Atta19].
- ❑ Die veränderten Größenverhältnisse am Werkzeug, weswegen nicht mehr von einer ideal scharfen Schneidkante ausgegangen werden kann. Die Schneidkantenverrundung liegt häufig in der gleichen Größenordnung wie die Spannungsdicke, was den Werkzeugverschleiß erhöht und die minimale Spannungsdicke beeinflusst (siehe auch Abschnitt 2.1.1: Spanbildung). Der Span entsteht an der Schneidkantenverrundung, die auch die Oberflächenentstehung und den Energiebedarf beeinflusst.
- ❑ Die Werkzeugdurchbiegung, die für Formfehler der bearbeiteten Oberflächen sorgt [Balá21]. Eine Erhöhung des Vorschubs pro Zahn hat einen positiven Einfluss auf die Qualität der bearbeiteten Oberfläche, erhöht aber auch die Werkzeugdurchbiegung. Diese Durchbiegung des Werkzeugs sorgt für Formfehler der bearbeiteten Oberflächen, so dass der Vorschub pro Zahn nur in Grenzen erhöht werden kann [Mame21].

Aufgrund dieser Besonderheiten kann Wissen aus der spanenden Bearbeitung mit größeren Werkzeugen und Eingriffsgrößen nicht direkt für die spanende Mikrobearbeitung genutzt werden [Balá21]. Die Mikrobearbeitung ist keine reine Herabskalierung der spanenden Bearbeitung, sondern ein eigenständiges Fertigungsverfahren mit spezifischen Phänomenen und Einflussfaktoren. Deshalb können Modelle für die Vorhersage von Ergebnissen ebenfalls nicht übernommen werden, ohne die Eignung für die spanende Mikrobearbeitung zu prüfen und die Modelle gegebenenfalls anzupassen. Auch experimentelle Ergebnisse können nicht einfach herabskaliert werden, da sie von den Größenverhältnissen und den Werkstoffeigenschaften abhängen. Auf die Kinematik und Spanbildung des Mikrofräsens und Mikroschleifens wird im Folgenden im Detail eingegangen, da die Interaktion von Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine für diese beiden Verfahren in dieser Arbeit simulationsgestützt untersucht werden.

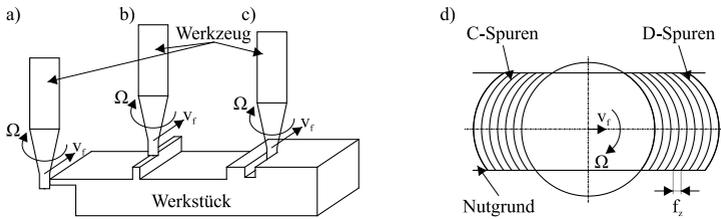
2.1.1 Mikrofräsen

Das Mikrofräsen, definiert als Fräsen mit Werkzeugdurchmessern ≤ 1 mm [Scha06, Löwe14] ist für die schnelle, flexible und kostengünstige Fertigung von Bauteilen mit komplexer Geometrie geeignet [Heis14]. Das größte Anwendungsgebiet liegt im Werkzeug- und Formenbau [Heis14]. Dabei werden die Strukturen der herzustellenden Werkzeuge und Formen direkt in gehärteten Stahl oder indirekt in Form einer Elektrode in das Bauteil eingearbeitet.

Kinematik

Die Kinematik des Mikrofräsens besteht aus einer Überlagerung der Vorschubbewegung mit der Rotation. Somit durchläuft das Fräserwerkzeug eine Rollkurve mit unterbrochenem Eingriff der Schneiden. Die Unterbrechung des Schneideneingriffs führt zur Ausbildung der charakteristischen Oberflächenmorphologie in Form von C- und D-Spuren (siehe Abbildung 2-1d))

infolge der durchlaufenen Rollkurve [Reic17]. Weiterhin kann das Mikrofräsen anhand von DIN 8589-3 und anhand der Laufrichtung eingeteilt werden [DIN03d]. Beim Stirnfräsen ist die Eingriffsbreite wesentlich größer als die Schnitttiefe und die Werkstückoberfläche wird durch die Nebenschneide erzeugt. Im Gegensatz hierzu wird beim Umfangsfräsen die Werkstückoberfläche von der Hauptschneide erzeugt. Werden das Stirnfräsen und das Umfangsfräsen überlagert durchgeführt, beispielsweise beim Fräsen einer Vollnut, sind sowohl die Hauptschneide und die Nebenschneide an der Entstehung der Werkstückoberfläche beteiligt. Diese überlagerte Bewegung wird als Stirn-Umfangsfräsen bezeichnet. Die entsprechenden Kinematiken und charakteristische Oberflächenmorphologie zeigt Abbildung 2-1.



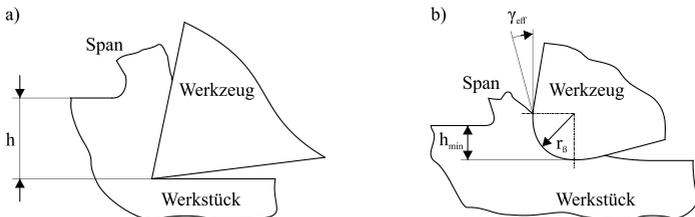
Symbolverzeichnis	
Ω : Winkelgeschwindigkeit	f_z : Zahnvorschub
v_f : Vorschubgeschwindigkeit	

Abbildung 2-1: Kinematik des a) Stirnfräsen, b) Umfangsfräsen, c) Stirn-Umfangsfräsen und d) entstehende Oberflächenmorphologie nach [Brud07, Bohl20, Kloc07, Pauc08]

Beim Umfangs- und Stirn-Umfangsfräsen wird zwischen Gleichlauf und Gegenlauf unterschieden. Beim Gleichlauf sind Drehrichtung des Fräasers und Vorschubbewegung im Eingriffsbereich gleichgerichtet, beim Gegenlauf entsprechend entgegengerichtet. Beim Stirn-Umfangsfräsen treten Gleich- und Gegenlauf gleichzeitig an den gegenüberliegenden Nutflanken auf.

Spanbildung

Die Spanbildung beim Mikrofräsen unterscheidet sich aufgrund der Skaleneffekte maßgeblich von der Spanbildung bei der spanenden Bearbeitung mit Werkzeuggrößen über einem Millimeter [Voll09]. So bewegen sich der Schneidkantenradius r_B und die Spanungsdicke h in der gleichen Größenordnung. Dies führt zu veränderten Eingriffsverhältnissen (siehe Abbildung 2-2).



Symbolverzeichnis	
h : Spanungsdicke	γ_{eff} : effektiver Spanwinkel
h_{min} : Mindestspanungsdicke	r_B : Schneidkantenradius

Abbildung 2-2: Eingriffsverhältnisse bei der a) spanenden Bearbeitung mit Werkzeuggrößen über einem Millimeter und b) spanenden Mikrobearbeitung in der Bezugsebene nach [Scha06]

Sobald der Schneidkantenradius die Schnitttiefe überschreitet, bleibt der effektive Spanwinkel γ_{eff} negativ, unabhängig von der Wahl der anderen Werkzeuggeometrieinstellungen [Heis14]. Der Nennspanwinkels γ_0 hat in diesem Fall keinen Einfluss mehr auf das Bearbeitungsergebn. Daraus folgt, dass sich selbst geringste Änderungen der Schnitttiefe auf die erreichbare Oberflächengüte auswirken [Heis14]. Die Schnitttiefe beeinflusst auch den Mechanismus der Werkstofftrennung. Wird die Schnitttiefe zu gering gewählt, wird die Mindestspanungsdicke h_{min} unterschritten. Bei der Mindestspanungsdicke handelt es sich um den Wert der Spannungsdicke, die gerade noch für eine Abtrennung des Materials ausreicht. Sobald dieser Wert unterschritten wird, findet keine Spanbildung mehr statt. Stattdessen häuft sich das Material vor der Schneidkantenverrundung, wird umgeformt und fließt zur Freifläche, was auch als Pflügen (engl.: Ploughing) bezeichnet wird [Albr60]. Der Übergang von der Spanbildung zum Pflügen wird vom Schneidkantenradius und dem zu bearbeitenden Werkstoff beeinflusst [Tika09]. Eine weitere Besonderheit ist die Relevanz des Werkstoffgefüges des zu zerspanenden Werkstücks. Werden Spannungsdicken gewählt, deren Größenordnung denen der Werkstoffkorgrenzen entspricht, kann der Werkstoff nicht mehr als homogen betrachtet werden [Lee06].

Nach Xu kann die Spanbildung unter Berücksichtigung des Schneidkantenradius und des Pflügens in vier Phasen unterteilt werden. Diese vier Phasen der Spanbildung beim Mikrofräsen sind in Abbildung 2-3 für das Gleichlaufräsen dargestellt [Xu96].

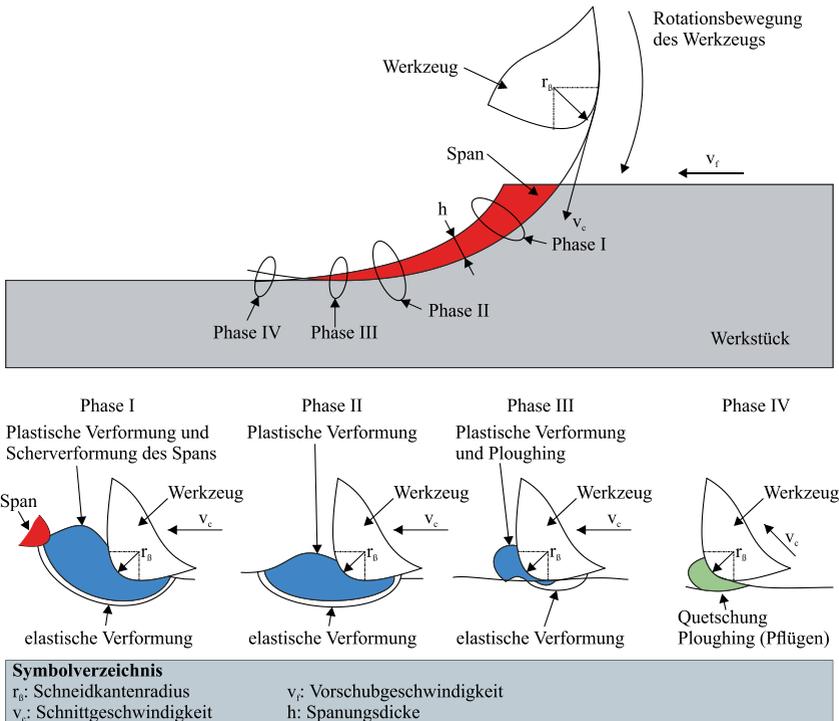


Abbildung 2-3: Spanbildung beim Gleichlaufräsen unter Berücksichtigung des Pflügens nach [Xu96]

In Phase I ist die Spannungsdicke größer als die Mindestspannungsdicke und der Werkstückwerkstoff wird im Bereich des Schneidkantenradius getrennt, wobei ein kontinuierlicher Span entsteht. In Phase II wird die minimale Spannungsdicke erreicht und es kann sich kein kontinuierlicher Span mehr bilden. Stattdessen wirken steigende Druck- und Reibungskräfte auf die Hauptschneide. Hierdurch wird der Werkstückwerkstoff verformt und in die neu entstandene Oberfläche gepresst sowie plastisch verformt. In Phase III kommt es zum Unterschreiten der Mindestspannungsdicke und das Pflügen beginnt. Der Werkstoff wird unter der Schneide elastisch verformt und fließt zur Freifläche. In Phase IV wird der verformte Werkstoff vor der Schneide auf diejenige Oberfläche gequetscht, welche beim letzten Schnitt entstanden ist, was die kinematische Rauheit erhöht [Xu96, Heis14]. Die vier Phasen der Spanbildung treten sowohl im Gleich- als auch Gegenlauf auf. Während die Spanbildung beim Gleichlauf mit einer theoretischen Spannungsdicke von Null beginnt, ist die Spannungsdicke beim Gegenlauf beim ersten Eingriff maximal und sinkt danach ab, bis sie beim Austritt des Werkzeugs aus dem Werkstück den Wert Null erreicht. Somit läuft die Spanbildung beim Gleichlauf von Phase I bis Phase IV ab, während im Gegenlauf die Phasen IV bis I chronologisch durchlaufen werden. Um Pflügen zu vermeiden, muss die Schnitttiefe größer als die Mindestspannungsdicke gewählt werden. Die Mindestspannungsdicke kann experimentell ermittelt oder näherungsweise in Abhängigkeit des Schneidkantenradius berechnet werden [Knue04, Kloc17, Huen00].

2.1.2 Mikroschleifen

Das Mikroschleifen wird im Rahmen dieser Arbeit als schleifende Herstellung von Strukturen mit Werkzeugen kleiner als 1 mm bezeichnet [Brin13]. Als weitere Abgrenzung vom konventionellen Schleifen gilt, dass mindestens zwei der Strukturmaße im Mikrometerbereich liegen, also kleiner als 1 mm sind [Prat19]. Solche Strukturen können neben der Verwendung für Mikrobauerteile auch in größere Bauteile eingebracht werden [Uhlm20]. Die Fertigungstoleranzen liegen im Mikrometerbereich, die Oberflächenrauheiten im Submikrometerbereich [Heis14, Hoff03]. Bezüglich der Prozesskinematik unterscheidet man beim Mikroschleifen zwischen dem Schleifen mit Mikroschleifscheiben und Mikroschleifstiften, siehe Abbildung 2-4.

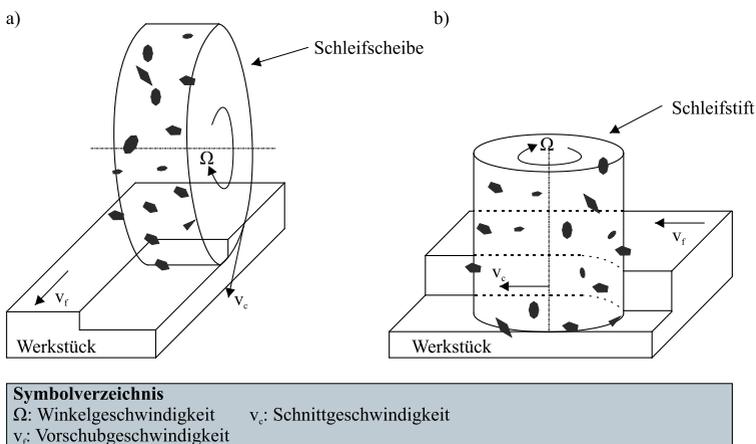


Abbildung 2-4: Prozesskinematik beim Mikroschleifen mit a) Mikroschleifscheiben und b) Mikroschleifstiften nach [Wend02]

Das Mikroschleifen eignet sich für die flexible und schnelle Bearbeitung sprödharter Werkstoffe, beispielsweise Glas, Keramik und Halbleiterwerkstoffe [Heis14]. Nach DIN 8589-11 wird das Mikroschleifen mit Mikroschleifstiften als Längs-Umfangs-Schleifen bezeichnet [DIN03c]. Vorteile des Mikroschleifens liegen in der hohen erreichbaren Oberflächenqualität in Bezug auf die Maß- und Formgenauigkeit und dem geringen fertigungstechnischen Aufwand der Werkzeuge [Carr16]. Beim Mikroschleifen handelt es sich analog zum klassischen Schleifen um ein Fertigungsverfahren mit geometrisch unbestimmter Schneide. Das eingesetzte Werkzeug ist durch eine undefinierte Schneidenanzahl, undefinierte Geometrie der Schneidekeile und unbekannte Position der Schneiden auf dem Werkzeug charakterisiert [DIN03b]. In dieser Arbeit wird das Mikroschleifen mit Mikroschleifstiften behandelt.

Kinematik des Mikroschleifens mit Mikroschleifstiften

Die Kinematik des Mikroschleifens mit Mikroschleifstiften besteht aus einer Überlagerung der Vorschubbewegung und der Rotation, analog zum Mikrofräsen. Die Einteilung der einzelnen Schleifverfahren kann anhand einer Vielzahl von Kriterien stattfinden [Tsch05]. Im Folgenden wird die Zustellung als Kriterium verwendet, bei der das Schleifen grundsätzlich in das Tiefschleifen und das Pendelschleifen unterteilt werden kann, siehe Abbildung 2-5. Beim Tiefschleifen (Abbildung 2-5a) wird üblicherweise mit einer großen Zustellung pro Überlauf bzw. Schnitt gearbeitet [Hoff20]. Das abzutragende Material wird mit wenigen oder einem einzigen Schnitt mit geringer Vorschubgeschwindigkeit zerspannt. Im Gegensatz hierzu wird beim Pendelschleifen eine deutlich geringere Schnitttiefe und höhere Vorschubgeschwindigkeit verwendet, um das Material mit einer Vielzahl von Überläufen bzw. Schnitten zu zerspannen [Hoff20]. Mit dem Pendelschleifen (Abbildung 2-5b) kann nach [Hoff20] eine höhere Geometriequalität sowie eine bessere Maßhaltigkeit und Oberflächengüte erzielt werden.

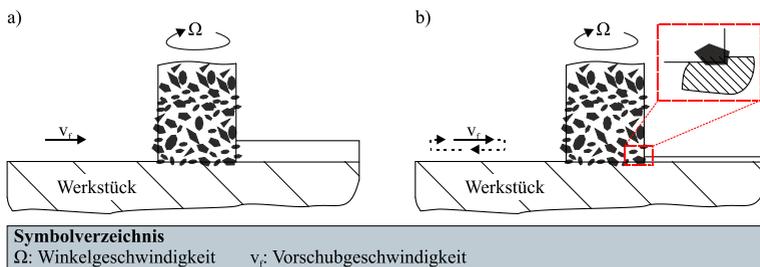


Abbildung 2-5: Unterteilung des Schleifens anhand der Zustellung in a) Tiefschleifen und b) Pendelschleifen nach [Tsch05]

Spanbildung

Der Vorgang der Spanbildung beim Schleifen ist in Abbildung 2-6 dargestellt [Kloc18]. Die Kornschnide dringt auf einer flachen Bahn in das Werkstück ein. Zunächst kommt es zur elastischen Verformung (Phase I), anschließend auch zum plastischen Fließen (Phase II). Der Winkel zwischen der Schneide und der Werkstückoberfläche ist zunächst sehr klein, sodass sich anfangs kein Span bildet. Stattdessen wird der Werkstoff verdrängt und bildet Aufwürfe und/oder fließt unter der Schneide hindurch zur Freifläche der Kornschnide [Kloc18]. Wird die Mindestspannungsdicke überschritten, beginnt die eigentliche Spanbildung, wobei sich die Spanbildung mit der elastischen und plastischen Verformung überlagert (Phase III). Die auf das Werkzeug wirkenden Prozesskräfte des gesamten Werkzeugs ergeben sich durch die

Vektorsumme der Prozesskräfte, welche auf die momentan in das Werkstück eingreifenden Schneiden wirken [Kloc18].

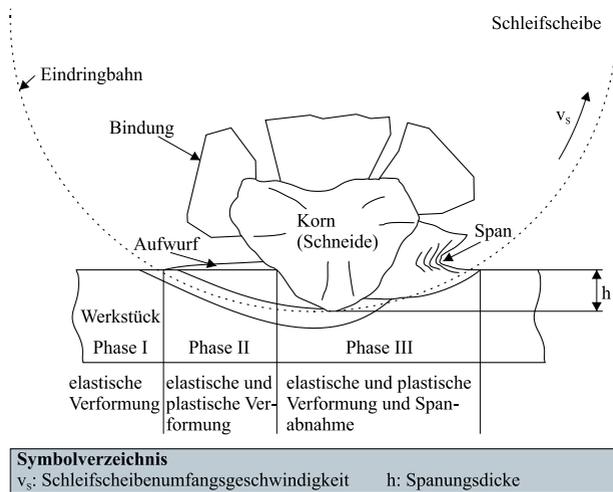


Abbildung 2-6: Spanbildung beim Schleifen [Kloc18]

2.2 Werkzeugmaschinen für die spanende Mikrobearbeitung

Werkzeugmaschinen für die spanende Mikrobearbeitung existieren in zwei Ausführungsformen. Zum einen werden Präzisions- und Ultrapräzisionswerkzeugmaschinen eingesetzt, die vom Aufbau, der Größe und den Funktions- und Wirkketten konventionellen Werkzeugmaschinen ähneln [Chae06, Wulf10]. Die Unterschiede ergeben sich aus den speziellen Anforderungen der Mikrozerspanung. So berechnet sich die Schnittgeschwindigkeit v_c zu:

$$v_c = \pi \cdot d \cdot f_r \tag{Gl. 2-1}$$

Hierbei bezeichnet d den Durchmesser des Werkzeugs und f_r die Rotationsfrequenz der Werkzeugspindel. Demnach ist die Schnittgeschwindigkeit direkt vom verwendeten Werkzeugdurchmesser abhängig. Bei den geringen Werkzeugdurchmessern, welche bei der spanenden Mikrobearbeitung eingesetzt werden, sind deswegen sehr hohe Drehzahlen erforderlich, woraus sich hohe Anforderungen an die eingesetzten Werkzeugspindeln ergeben (siehe Abschnitt 2.3). Aus den hohen Drehzahlen folgt auch die Notwendigkeit, hohe Vorschubgeschwindigkeiten zur Erreichung eines ausreichenden Vorschubs pro Zahn zu ermöglichen [Heis14]. Die Vorschubgeschwindigkeit v_f berechnet sich beim Fräsen zu:

$$v_f = f_r \cdot f_z \cdot z \tag{Gl. 2-2}$$

Hierbei bezeichnet f_z den Vorschub pro Zahn und z die Anzahl an Zähnen des Werkzeugs. Zur Erreichung eines ausreichenden Vorschubs werden Achsantriebe mit ausreichend hohen Beschleunigungen und Rucken benötigt [Uhl09]. Neben den Anforderungen an die Antriebe der Achsen ist auch eine genaue messtechnische Erfassung der Achsposition notwendig, um die geforderte Präzision der spanenden Mikrobearbeitung zu erreichen [Heis14]. Weiterhin muss

in diesem Zusammenhang eine temperaturkonstante Umgebung gegeben sein, um thermische Längenänderungen zu minimieren. Dies verlangt eine gute Isolierung aller Wärmequellen, beispielsweise der Motoren. Unvermeidbare thermische Dehnungen können durch Einbindung von zuvor ermittelten Korrekturtabellen in die Maschinensteuerung kompensiert werden [Heis14]. Das schnelle und genaue Verfahren der Achsen sowie die Kompensation von thermischen Dehnungen verlangt neben einer direkten, hochauflösenden Messung eine hohe Reglerverstärkung. Anschaulich bedeutet dies, die Wirkkette des Regelkreises möglichst zeitlich kurz zu halten. Aus diesem Grund werden für den Antrieb der Führungachsen Lineardirektantriebe eingesetzt. Durch den Verzicht auf mechanische Übertragungselemente (Getriebe, Riemen, usw.) wird eine hohe Regelkreisdynamik erreicht. Schnelle Beschleunigungen der Achsen verlangen vom Maschinengestell eine ausreichende Steifigkeit und Dämpfung, um eine Entstehung von Schwingungen zu vermeiden.

Neben Präzisions- und Ultrapräzisionswerkzeugmaschinen werden vor allem in der Forschung Desktop-Werkzeugmaschinen eingesetzt [Wulf17, Grim11]. Diese zeichnen sich vor allem durch ihre kompakte Bauweise [Okaz01, Tana01] und geringe bewegte Massen aus, was sich positiv auf das thermische Verhalten und die Dynamik auswirken kann [Chae06, Bohl20]. Durch die geringen Massen ist der potenzielle Einfluss von Umgebungsschwingungen jedoch erhöht, weswegen Desktop-Werkzeugmaschinen auf Dämpfungselementen [Klin18] oder schwingungsisolierten Tischen [Walk16] aufgestellt werden.

2.3 Werkzeugspindeln für die spanende Mikrobearbeitung

Unabhängig vom genauen Aufbau der Werkzeugspindel können sich Abweichungen der idealen Spindelbewegung auf die Prozesssicherheit und erreichbare Bearbeitungsgenauigkeit auswirken. So können Fehlbewegungen der Spindel zu erhöhten Prozesskräften führen, was bei den verhältnismäßig filigranen Werkzeugen zu vorzeitigen Werkzeugbrüchen führen kann. Weiterhin können sich Fehlbewegungen des Werkzeugs aufgrund der geringen herzustellenden Strukturgrößen überproportional auf Abweichungen der Maß- und Formgenauigkeit auswirken. Deswegen wird eine möglichst geringe Plan-, Rund-, und Neigungslaufabweichung der Werkzeugspindel gefordert, welche von mehreren Faktoren abhängt: Diese Faktoren sind:

- ❑ die **Spindellagerung**, welche die Rotordynamik der gesamten Spindel beeinflusst,
- ❑ die **Rotordynamik** der Spindel und des eingespannten Werkzeugs, welche die Plan-, Rund- und Neigungslaufabweichung verursacht,
- ❑ der Antrieb, welcher die Dynamik, Rotordynamik und das thermische Verhalten der Spindel beeinflusst,
- ❑ das **thermische Verhalten**, welches Längen- und Durchmesseränderungen bewirkt,
- ❑ **Zentrierfehler** beim Ein- und Umspannen des Werkzeugs in **der Werkzeugschnittstelle**, bei denen die fehlende Koaxialität von Werkzeugspindel und Werkzeug zu Änderungen des rotordynamischen Verhaltens des Werkzeugs führt,
- ❑ **Maß- und Formfehler des eingespannten Werkzeugs**, welche zu Geometriefehlern, Gratabbildung und erhöhter kinematischer Rauheit führen,
- ❑ Fabrik-Maschine-Interaktionen bzw. -einflüsse und
- ❑ Prozess-Maschine-Interaktionen bzw. -einflüsse.

Ob und wie stark sich die genannten Faktoren auf die erreichbare Bearbeitungsgenauigkeit auswirken, hängt im Wesentlichen vom Aufbau der Werkzeugspindel ab. Im Folgenden wird der Aufbau von Werkzeugspindeln für die spanende Mikrobearbeitung anhand dieser Gesichtspunkte beschrieben.

2.3.1 Spindellagerung

Die Spindellagerung soll eine genaue Führung und Positionierung des Spindelrotors ermöglichen. An den Lagerstellen werden aber auch die Bearbeitungskräfte, das Eigengewicht und die Unwuchten des Spindelrotors abgefangen [Ste12]. Insbesondere die Radiallagerung der Spindel ist entscheidend für die Rundlaufgenauigkeit und Maximaldrehzahl der Werkzeugspindel [Sung07]. Bei konventionellen Spindeln werden zur Radiallagerung des Rotors Hybridkugellager eingesetzt, bei der spanenden Mikrobearbeitung kommen aufgrund der hohen Anforderungen an Genauigkeit, Laufruhe, Steifigkeit, Dämpfung und Drehzahlbereich fast ausschließlich Luftlager und aktive Magnetlager zum Einsatz. Der Aufbau einer Luftlagerspindel ist in Abbildung 2-7 dargestellt, der Aufbau einer Magnetlagerspindel in Abbildung 2-8. Ein Vergleich der Eigenschaften von Luftlagern und Magnetlagern ist in Tabelle 2-2 zu sehen.

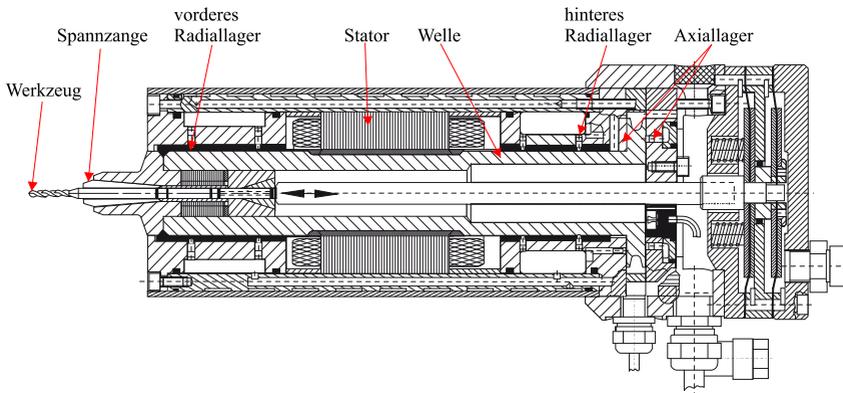


Abbildung 2-7: Aufbau einer Luftlagerspindel [Weck06]

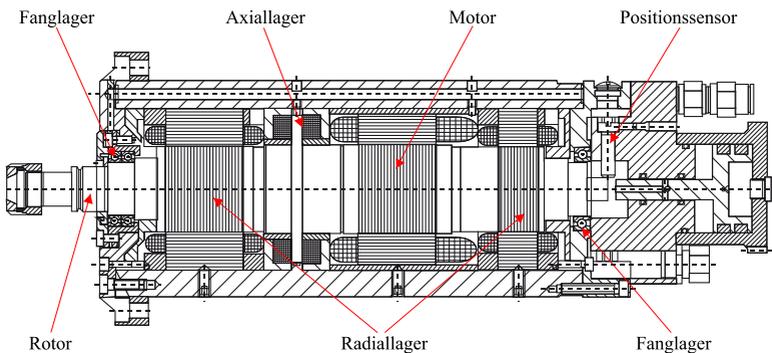


Abbildung 2-8: Aufbau einer Magnetlagerspindel [Weck06]

Tabelle 2-2: Vergleich der Eigenschaften von Luftlagern und Magnetlagern nach [Weck06]

Kriterium	Luftlager	Magnetlager
Hoher Drehzahlkennwert	++	++
Hohe Lebensdauer	++	++
Hohe Laufgenauigkeit	++	++
Hohe Dämpfung	o	+
Hohe Steifigkeit	o	+
Aufwand für Luftfilm bzw. Regelung	o	--
Geringe Reibung	++	++
Kosten (Beschaffung und Wartung)	o	--

Sehr günstig ++ | + | o | - | -- ungünstig
 —————▶

Luftlager

Aerostatische Gleitlager, nachfolgend Luftlager genannt, bestehen aus zwei Maschinenelementen, die durch einen dünnen Luftfilm getrennt sind. Demnach wird der Lagerspalt bei Luftlagern durch gereinigte Luft aufrechterhalten. Diese wird mit Überdruck über eine oder mehrere Öffnungen in den Luftspalt geleitet. Das Funktionsprinzip eines Luftlagers beruht auf der rückstellenden Kraft des Luftfilms. Wirkt keine externe Kraft auf das gelagerte Maschinenelement, stellt sich eine rotationssymmetrische Druckverteilung ein und der Rotor schwebt mittig im Lagerzentrum. Sobald eine Kraft auf den Rotor wirkt, wird dieser aus dem Lagerzentrum ausgelenkt. Dadurch vergrößert sich der Luftspalt auf einer Seite, während sich der Luftspalt auf der gegenüberliegenden Seite verengt. In Relation zur Druckverteilung ohne wirkende Kraft steigt der Druck beim verengten Luftspalt, während der Druck beim vergrößerten Luftspalt sinkt. Somit kommt es zu einem Ungleichgewicht der Druckkräfte. Die resultierende Druckkraft ist der äußeren Kraft stets entgegengerichtet und drückt den Rotor deswegen wieder in Richtung des Lagerzentrums. Variiert die äußere Kraft, so müsste die Druckzufuhr stets der anliegenden Kraft nachgeführt werden. Zur Umgehung dieses Umstands wird der zugeführte Luftstrom gedrosselt. Je nach Art und Lage der Drosselung wird zwischen einlassgedrosselten und auslassgedrosselten Luftlagern unterschieden, siehe Abbildung 2-9.

Bei auslassgedrosselten Luftlagern (Abbildung 2-9a)) wird die Versorgungsluft dem Lager mit vollem Druck zugeführt und strömt danach durch den konvergenten Lagerspalt ab. Dieser sich verengende Lagerspalt zum Rand des Lagers bildet eine Drossel, die sich durch einen langsamen Druckabfall auszeichnet. Die lange im Lagerspalt verbleibende Luft bewirkt hohe Steifigkeiten, weswegen auslassgedrosselte Luftlager höhere Kräfte aufnehmen können als einlassgedrosselte. Die Traglastkurve zeigt aber auch, dass die Steifigkeit mit steigender Spalthöhe rapide abfällt. Die Lagereigenschaften können durch die Geometrie des Lagerspalts beeinflusst werden. Dazu werden beispielsweise axial Rillen eingearbeitet, die auch als Drosselgräben bezeichnet werden [Dupo06, Weck06]. Das Volumen und somit die Geometrie der Drosselgräben

besitzt einen hohen Einfluss auf die erreichbaren Steifigkeiten und Dämpfungen [Müll17b]. Auslassgedrosselte Luftlager können durch Drehen, Räumen, Stoßen und Ritzen gefertigt werden [Müll18].

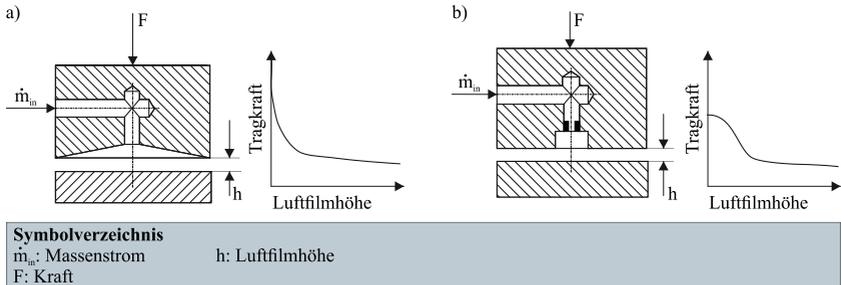


Abbildung 2-9: a) auslassgedrosseltes Luftlager und zugehörige Kraft-Weg-Kennlinie, b) einlassgedrosseltes Luftlager und zugehörige Kraft-Weg-Kennlinie [Weck06]

Einlassgedrosselte Luftlager (Abbildung 2-9b)) besitzen eine Düse mit Engstelle vor dem Lagerspalt, die den Versorgungsdruck in Abhängigkeit der Spalthöhe vermindert. Die Steifigkeit des einlassgedrosselten Lagers ist geringer als beim auslassgedrosselten, dafür aber über einen großen Spalthöhenbereich relativ konstant [Weck06]. Das dynamische Verhalten eines einlassgedrosselten Lagers wird hauptsächlich durch die Luftfilmhöhe bestimmt [Müll17a]. Weiterhin führt eine zunehmende Lagerlänge zu einer Erhöhung der Stabilität. Der Düsendurchmesser und Versorgungsdruck besitzen nur eine geringe Auswirkung auf die dynamische Stabilität des Lagers. Die Rundlaufabweichung eines einlassgedrosselten Luftlagers wird hauptsächlich durch Formfehler des Rotors beeinflusst, während Formfehler des Stators und Variationen des Düsendurchmessers von untergeordneter Bedeutung sind. Die Rundlaufabweichung kann minimiert werden, indem die Anzahl der Speisedüsen erhöht wird, was zu einem gleichmäßigeren Luftfilm führt [Capp14]. Weiterhin ist die Herstellung von Düsenlagern prinzipiell einfach, weswegen einlassgedrosselte Lager bevorzugt eingesetzt werden [Gao19, Weck06]. Diskret verteilte Düsen werden durch Laserbearbeitung, Bohren oder Funkenerosion gefertigt [Bart14]. Der Beeinflussung der Steifigkeit durch das Einbringen einer Versorgungstasche sowie der strömungsmechanischen Optimierung der Düsengeometrie werden durch fertigungstechnische Möglichkeiten zur Herstellung Grenzen gesetzt [Dupo06]. Eine Übersicht zum Entwurf und der Analyse von Luftlagern mit Bezug zu Präzisionsanwendungen ist in [Gao19] zu finden.

Mithilfe dreidimensionaler CFD-Simulationen (CFD: computational fluid dynamics) können alle relevanten Strömungseffekte erfasst werden, in der Regel durch die Lösung der turbulenten erweiterten Navier-Stokes-Gleichungen (siehe Abschnitt 2.4.2) [Wend92, Yosh07, Chen06]. Die Lösung des dreidimensionalen, turbulenten Strömungsfeldes führt jedoch zu langen Simulationszeiten [Howa15]. Darüber hinaus erschwert die geringe Spalthöhe im Vergleich zur Länge und zum Durchmesser des Lagers die Generierung eines hochauflösenden Rechnetzes. Außerdem kann in vielen Fällen nur die statische Druckverteilung in akzeptabler Zeit ermittelt werden. Für die Simulation der Druckverteilung im Lagerspalt kann jedoch auch auf die allgemeine Gleitlagertheorie für kompressible Fluide zurückgegriffen werden. Nach der allgemeinen Gleitlagertheorie für kompressible Fluide kann von folgenden Annahmen ausgegangen werden [Hamr91]:

- Luft ist ein ideales Gas,
- im gesamten Lagerspalt ist die Strömung laminar,
- der Luftfilmdruck ist über die Höhe des gesamten Lagerspalts konstant,
- Luft kann im gesamten Lagerspalt als Kontinuum betrachtet werden,
- Trägheitseffekte der Luft können vernachlässigt werden,
- die Luftfilmhöhe ist im Verhältnis zu den restlichen Dimensionen des Luftfilms (Länge, Umfang) äußerst gering,
- Luft haftet an den angrenzenden Oberflächen (engl.: no slip).

Mit diesen Annahmen lassen sich die Navier-Stokes-Gleichungen deutlich vereinfachen, sodass die allgemeine Reynoldsgleichung für ideale Gase formuliert werden kann [Gros80]:

$$\nabla \left[\frac{ph^3}{12\mu} \nabla p - \frac{ph}{2} \vec{v} \right] = \frac{\partial ph}{\partial t} \tag{Gl. 2-3}$$

Hierbei bezeichnet p den Druck, h die Luftfilmhöhe, μ die dynamische Viskosität des Fluids, \vec{v} den Geschwindigkeitsvektor und t die Zeit.

Aktive Magnetlager

Ein aktives Magnetlager stellt ein klassisches mechatronisches System dar [Masl09]. Die mechanische Komponente wird durch den Rotor gebildet, welcher in einer vorgegebenen Position schweben soll. Sensoren messen kontinuierlich die Abweichung des Rotors von dieser Sollposition, welche anschließend an den Regler weitergegeben wird. Innerhalb des Regelkreises wird das Messsignal (Istwert) ermittelt und anschließend mit dem Sollwert verglichen. Aus diesem Vergleich wird eine Stellgröße in Form eines Stroms erzeugt, welche anschließend zunächst durch einen Leistungsverstärker verarbeitet und im Anschluss an den Aktor weitergegeben wird. Der Aktor wird dadurch mit einem aktualisierten Strom beaufschlagt, wodurch der Rotor von seiner momentanen Position wieder zurück in seine Sollposition bewegt wird. Bei dem Aktor handelt es sich im Falle eines klassischen aktiven Magnetlagers um einen bzw. mehrere Elektromagneten. Durch den veränderten Regelstrom ändern sich die magnetischen Größen, in diesem Fall die Flussdichte und die Feldstärke, was schließlich zu einer Veränderung der magnetischen Zugkräfte führt. Die veränderten magnetische Zugkräfte ziehen den Rotor zurück in die Sollposition [Rodd19, Masl09]. Das Funktionsprinzip eines Magnetlagers ist in Abbildung 2-10 grafisch dargestellt.

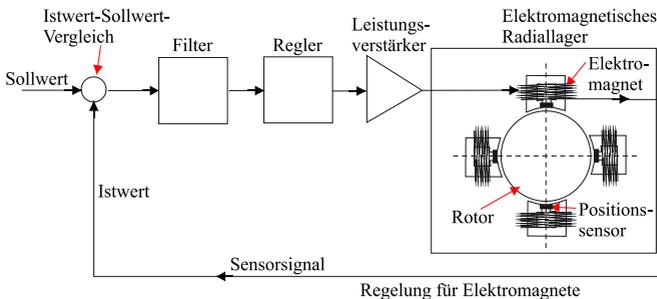


Abbildung 2-10: Funktionsprinzip eines aktiven Magnetlagers [Weck06]

Der Aufbau eines aktiven Magnetlagers besteht im Allgemeinen aus folgenden Komponenten:

- Rotor,
- Elektromagnet,
- Sensorik,
- Leistungselektronik und
- Fanglager.

Magnetgelagerte Rotoren bestehen im Allgemeinen aus einer paramagnetischen Welle, die als innerer Schaft von einem Blechpaket umgeben ist. Das Blechpaket besteht aus einzelnen, gegeneinander elektrisch isolierten, dünnen Blechen [Grot18]. Die Bleche dienen dazu, die durch das Magnetfeld der Spulen induzierten Wirbelströme im Eisen und damit die Wirbelstromverluste zu reduzieren und das Magnetfeld möglichst gut zu führen [Bolt18]. Der Rotor wird durch die radialen Kräfte der paarweise einander gegenüber angeordneten Elektromagneten in der Schwebe gehalten. Die magnetischen Anziehungskräfte entstehen hierbei an der Grenzfläche zweier Materialien mit unterschiedlicher Permeabilität, das heißt an der Grenzfläche zwischen dem Eisenkern des Elektromagneten und der Luft. Eine solche Grenzflächenkraft wird auch als Reluktanzkraft oder Maxwellsche Kraft bezeichnet [Paul19]. In der Regel werden Magnetlager mit einer Differenzwicklung betrieben [Masl09]. Dabei wird ein Elektromagnet mit der Summe aus Vormagnetisierungsstrom und Regelstrom betrieben, während der gegenüberliegende Elektromagnet mit der Differenz aus Vormagnetisierungsstrom und Regelstrom betrieben wird. So wird erreicht, dass bei einem Elektromagnet der Strom und damit die Kraft in gleichem Maß zunimmt, wie sie beim gegenüberliegenden Elektromagneten abnimmt. Die Aufgabe des Positionsreglers besteht darin, die aktuelle Position (Istposition) des Rotors an die Sollposition so heranzuführen, dass die Differenz zwischen Ist- und Sollposition (Regeldifferenz) minimal wird bzw. gegen null strebt. Die Sensorik erfasst die aktuelle Position des Rotors in Form eines elektrischen Messsignales, welches dann dem Positionsregler bzw. der informationsverarbeitenden Mikroelektronik zugeführt werden kann [Iser08]. Die Genauigkeit der Regelung des Magnetlagers wird wesentlich durch die Genauigkeit und Leistungsfähigkeit der verwendeten Sensoren beeinflusst [Rusk04, Gang11, Masl09]. Prinzipiell können bei Magnetlagern weg-messende, geschwindigkeitsmessende und fluss- bzw. strommessende Sensoren eingesetzt werden. Die Ausgangswerte des Reglers, das heißt die Sollwerte für den Strom, werden durch eine geeignete Leistungselektronik in Regelströme umgewandelt. Die Verstärker sind neben dem Elektromagneten für den Großteil der Energieverluste verantwortlich, weshalb eine enge Abstimmung der Leistungsdaten der Verstärker auf die Elektromagnete erforderlich ist [Rusk04, Masl09]. Bei Verstärkern unterscheidet man zwischen Analog- und Schaltverstärkern. Beim Analogverstärker wird die Spannung über die Lagerwicklung erzeugt, indem für positive oder negative Spannungen von zwei Transistoren jeweils einer in Durchflussrichtung und einer in Sperrrichtung geschaltet ist. Bei den analogen Verstärkern treten im Gegensatz zu Schaltverstärkern höhere Verlustleistungen in Form von Wärme auf, sodass in den meisten Fällen auf letztere zurückgegriffen wird [Rusk04, Masl09]. Zusätzlich zu den aktiven Magnetlagern sind in der Praxis immer noch Fanglager vorgesehen. Hierbei handelt es sich um beispielsweise um fettgeschmierte Wälzlager, die im Falle einer Überlastung der Lagerung oder eines Stromausfalls die Welle vor dem Durchschlagen auffangen und so eine Beschädigung des Magnetlagers verhindern [Weck06, Hirs12].

Prinzipiell eignen sich aktive Magnetlager für den Einsatz in Werkzeugspindeln. So wurde beispielsweise in [Kimm10a, Kimm10b] die Entwicklung einer Magnetlagerspindel für die spanende Mikrobearbeitung publiziert. Hierfür wurden simulationsgestützt PID-Regler (P: Proportional, I: Integral, D: Differential) entwickelt. Mithilfe der geregelten Magnetlager war es möglich, eine Maximaldrehzahl von 125.000 min^{-1} bei einer Rundlaufabweichung von $7,5 \mu\text{m}$ zu erreichen. Auf eine Blechung (siehe auch Abschnitt 5.2.2: Analytische Modellierung) von Rotor und Stator wurde aufgrund von Festigkeitsproblemen bei hohen Drehzahlen verzichtet. In [Abel05] veröffentlichte Arbeiten beschreiben, wie eine wälzgelagerte Werkzeugspindel mit einem zusätzlichen aktiven Magnetlager ausgestattet wurde, um hochfrequente Ratterschwingungen (siehe Abschnitt 2.5.2) zu unterdrücken. Die Unterdrückung von Ratterschwingungen war auch das Ziel der numerischen Untersuchungen, welche in [Denk10] publiziert wurden. In [Jang14] veröffentlichte Arbeiten beschreiben die Erhöhung der maximal erreichbaren Drehzahl einer luftgelagerten Spindel, indem ein zusätzliches Magnetlager integriert wurde. Insgesamt war eine Erhöhung der maximalen Drehzahl von 27.000 min^{-1} auf 35.000 min^{-1} möglich.

2.3.2 Spindelantriebe

Zur Erzeugung ausreichend hoher Drehzahlen haben sich in der Vergangenheit bereits pneumatische Turbinenantriebe, wie sie in Werkzeugen der Zahnmedizin bereits seit 1957 eingesetzt werden [Dyso99], als geeignet erwiesen. Alternativ werden Elektromotoren direkt auf der Spindelwelle verbaut [Gao16]. Die direkte Montage des Motors auf der Spindelwelle erlaubt den Verzicht auf Getriebe und Kupplungen [Abel10]. Für Anwendungen mit hohen Drehzahlen haben sich Asynchronmotoren mit Käfigläufer, permanenterrege Synchronmotoren sowie Reluktanzmotoren bewährt. Da Reluktanzmotoren allerdings zu Vibrationen neigen [Shen18], werden sie aufgrund der geforderten Genauigkeit nicht als Antriebe für die spanende Mikrobearbeitung in Betracht gezogen. Asynchronmaschinen zeichnen sich wie auch die Synchronmaschinen durch ihren einfachen Aufbau sowie ihre Robustheit und den daraus resultierenden nahezu wartungsfreien Betrieb aus [Plaß16]. Permanentmagneterregte Synchronmotoren bieten darüber hinaus einen hervorragenden Wirkungsgrad nahe Eins [Bind17].

Turbinenantrieb

Turbinen als Antriebsvariante für möglichst kompakte Luftlagerspindeln haben sich vor allem in der Forschung etabliert [Li15, Li14, Sung07, Schm06]. Bei dieser Antriebsvariante entsteht das Drehmoment durch Impulsübertragung. Hierbei werden die Schaufeln der Turbine durch Druckluft aus einer oder mehreren Düsen angeströmt und in Rotation versetzt. Die Turbine wird mit der Spindelwelle verbunden oder direkt in die Welle eingearbeitet [Müll18, Grec19]. Turbinen als Antriebslösung für Werkzeugspindeln zeichnen sich durch ihren simplen Aufbau, die kompakte Bauweise, geringe Wärmeentwicklung [Li15, Li14, Müll18], den niedrigen Herstellungspreis [Li15, Li14, Müll18] sowie eine hohe Rundlaufgenauigkeit aus [Wu15]. Nachteilig sind die fehlende Regelungsmöglichkeit der Drehzahl und des Drehmoments ohne zusätzliche Regeleinrichtung sowie der niedrige Wirkungsgrad im Vergleich zu Elektromotoren. Die Form der Turbinenschaufeln kann simulationsgestützt optimiert werden. Mögliche Optimierungsziele sind hierbei das erreichbare Drehmoment sowie die erreichbare Leistung in Abhängigkeit der Drehzahl [Müll18]. Eine Auslegung bezüglich eines möglichst homogenen Antriebsdrehmoments ist ebenfalls möglich.

Elektromotor

In dieser Arbeit sollen ausschließlich die für die Mikroerspannung relevanten dreiphasigen Synchron- und Asynchronmaschinen im Motorbetrieb betrachtet werden. Diese bestehen aus einem feststehenden Stator und einem bewegten Rotor, auch Läufer genannt, zwischen welchen ein Luftspalt liegt [Bind17]. In Antrieben wird in diesem Luftspalt durch stromdurchflossene Leiter, welche zu Spulen gewickelt im Stator liegen, ein Magnetfeld erzeugt. Vom Läufer ausgehend wird ebenfalls ein Magnetfeld erzeugt. Dieses kann ebenfalls durch stromdurchflossene Spulen, einen Kurzschlusskäfig oder durch Dauermagnete realisiert werden. Die Drehmomentbildung erfolgt über die Wechselwirkung zwischen dem Magnetfeld und den stromdurchflossenen Leiter.

Der Stator besteht zumeist aus einem Blechpaket (siehe auch Abschnitt 2.3.2: Aktive Magnetlager), welches die Spulen trägt. Der Läufer des Elektromotors wird meist ebenfalls als Blechpaket ausgeführt, welches fest mit der eigentlichen Spindelwelle verbunden wird. Die Erzeugung des Läufermagnetfeldes erfolgt bei Synchronmotoren aktiv mit Permanentmagneten, bei Asynchronmotoren passiv durch einen Kurzschlusskäfig [Schr17]. Die Erzeugung des Läufermagnetfeldes kann aktiv, beispielsweise durch Spulen oder Permanentmagneten, sowie passiv, beispielsweise durch einen Kurzschlusskäfig, erfolgen. Allein im Aufbau des Läufers besteht der Unterschied zwischen Synchron- und Asynchronmotor [Schr17]. Asynchronläufer lassen sich in zwei Arten unterteilen. So gibt es Kurzschlussläufer sowie Schleifringläufer [Schr17]. Für den Hochdrehzahleinsatz eignen sich vorwiegend die Kurzschlussläufer, da sie kontaktlos arbeiten und die Läuferwicklung der Schleifringläufermaschine nicht robust genug für sehr hohe Drehzahlen ist [Bind17]. Auch Synchronmotoren werden in zwei Bauformen ausgeführt, entweder mit elektrischer Erregung durch Gleichstrom, oder mit Permanenterregung durch Permanentmagnete, wobei sich die elektrische Erregung durch Gleichstrom aufgrund der ebenfalls vorhandenen Schleifringe bei Hochdrehzahlenwendungen als nachteilig erweist.

Bei permanenterregten Läufern wird das läuferseitige Magnetfeld von Permanent- bzw. Dauermagneten erzeugt. Die Magnete können entweder als Oberflächenmagnete ausgeführt werden (Abbildung 2-11a) oder im Läuferblechpaket vergraben sein (Abbildung 2-11b) [Bind05]. Oberflächenmagnete werden auf das Läuferblechpaket oder direkt auf die Läuferwelle aufgeklebt. Zur Fixierung bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten kann zusätzlich eine Glas- oder Kohlefaserbandage um die Magnete gelegt werden.

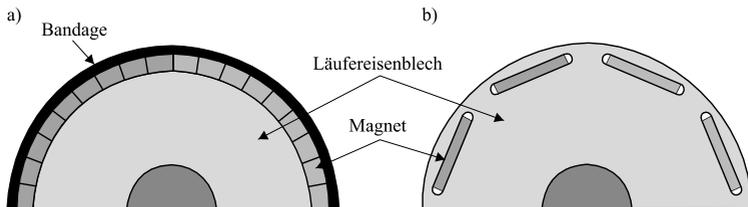


Abbildung 2-11: a) Schematische Darstellung eines Permanentmagnetläufers mit a) Oberflächenmagneten und b) vergrabenen Magneten [Bind05]

Der Kurzschlussläufer eines Asynchronmotors, auch Käfigläufer genannt, besteht klassisch aus massiven Stäben aus Kupfer, Aluminium oder Leitbronze, welche in den Nuten des Läuferblechpaketes liegen. Diese sind an den Stirnseiten mit Kurzschlussringen verbunden [Müll08,

Bind17, Teig13]. Abbildung 2-12 zeigt eine schematische Skizze eines solchen Käfigs. Zwei nebeneinander liegende Stäbe bilden eine Läufermasche, in welcher das Drehfeld des Stators eine Spannung induziert, solange die Läuferdrehzahl nicht der des Drehfeldes entspricht. Aufgrund dieser Spannung fließt nun in den Läuferstäben ein Strom, welcher zusammen mit dem Luftspaltfeld das elektromagnetische Drehmoment bildet. Würde die Drehzahl des Läufers die des Drehfeldes erreichen, also synchron laufen, könnte keine Spannung induziert werden, da der Leiterstab nicht mehr relativ zum Magnetfeld bewegt wäre [Bind17, Böke19]. Entsprechend weist die Asynchronmaschine immer eine Differenz zwischen Drehfeldzahl und Läuferdrehzahl auf, den sogenannten Schlupf.

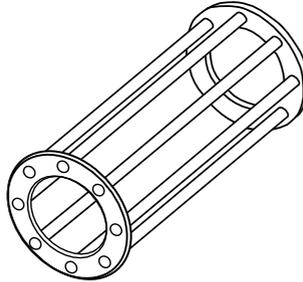


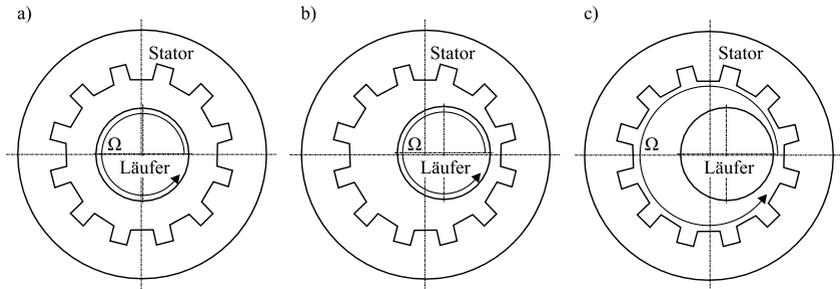
Abbildung 2-12: Schematische Darstellung eines Kurzschlussläuferkäfigs nach [Schr17]

Zur Steigerung der Drehzahl ist es notwendig, den Käfigläufer möglichst robust und kompakt auszuführen. Hierzu wird der Ansatz verfolgt, den Käfig als sehr dünne Kupferschicht direkt auf der Spindelwelle aufzubringen, wie in Abbildung 2-13 zu sehen ist. In diesem Fall ist die Spindelwelle gleichzeitig der Läufer.



Abbildung 2-13: Welle einer Hochfrequenzspindel mit Kupferbeschichtung als Kurzschlusskäfig (Welle der Hochfrequenzspindel MM160B der Firma ABL [ABL23])

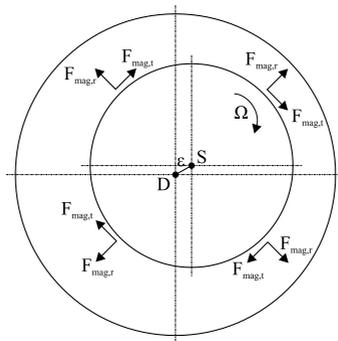
Unabhängig vom Aufbau des Läufers kann eine Exzentrizität das resultierende Magnetfeld beeinflussen und zu Störbewegungen in Form von Schwingungen führen. Unter Exzentrizität wird sowohl die Abweichung der Läuferdrehachse vom Statorschwerpunkt (statische Exzentrizität), als auch die Abweichung der Läuferdrehachse vom Läuferchwerpunkt (dynamische Exzentrizität) verstanden [Mahm15, Jord81]. Abbildung 2-14 zeigt dies schematisch. Zu sehen ist, dass bei statischer Exzentrizität (Abbildung 2-14b) die Höhe des Luftspaltes δ nicht gleichbleibend, aber lokal konstant ist. Bei dynamischer Exzentrizität (Abbildung 2-14c) wandert die engste Stelle des Luftspaltes in Abhängigkeit der Läuferdrehung mit.



Symbolverzeichnis
 Ω : Winkelgeschwindigkeit

Abbildung 2-14: Schematische Darstellung von Läufern a) ohne Exzentrizität, b) mit statischer Exzentrizität und c) mit dynamischer Exzentrizität nach [Mahm15]

Eine mögliche Ursache für eine statische Exzentrizität ist die Durchbiegung der Welle aufgrund ihres Eigengewichtes, was bei großen elektrischen Maschinen nicht zu vernachlässigen ist. Auch Lagetoleranzen der Lagersitze können zu einer statischen Exzentrizität führen. Die dynamische Exzentrizität entsteht beispielsweise durch Restunwucht des Läufers und der daraus resultierenden einseitig wirkenden Fliehkraft. Nach [Früc82] entstehen durch die Exzentrizität des Läufers unausgeglichene magnetische Zugkräfte, welche auf den Läufer wirken. Abbildung 2-15 zeigt schematisch diese Kräfte im Luftspalt. Hierbei ist der Läuferdrehpunkt S um die Exzentrizität ϵ vom Läuferdrehpunkt D verschoben, es liegt also eine dynamische Exzentrizität vor.



Symbolverzeichnis
 D: Läuferdrehpunkt Ω : Winkelgeschwindigkeit
 S: Läuferdrehpunkt $F_{mag,t}$: tangential auf den Läufer wirkende magnetische Zugkraft
 ϵ : Exzentrizität $F_{mag,r}$: radial auf den Läufer wirkende magnetische Zugkraft

Abbildung 2-15: Schematische Darstellung der Kräfte im Luftspalt

Ursache für diese unausgeglichene magnetischen Zugkräfte sind die in elektrischen Maschinen auftretenden elektromagnetischen Kräfte. Diese wirken nach [Bind17] tangential, radial und axial, wobei nur die tangentialen Kräfte zur Drehmomentbildung genutzt werden können. Bei zentrischer Läuferlage ohne axialen Versatz zwischen Stator und Läufer heben sich die Kräfte in radialer und axialer Richtung gegenseitig auf. Wird der Läufer im Stator um die

Exzentrizität ε verschoben, so steigen die Kräfte in Richtung der engsten Luftspaltstelle an, während die Kräfte auf der gegenüberliegenden Seite, an der der Luftspalt größer wird, sinken. Es entstehen sogenannte unausgeglichene magnetische Zugkräfte. Grund hierfür ist eine Veränderung der Luftspaltfeldwelle welche durch Exzentrizitätsoberwellen beschrieben wird [Wern06]. Hieraus resultiert die radial auf den Läufer wirkende magnetische Zugkraft $F_{\text{mag,r}}$ in Richtung des engsten Luftspaltes. Existiert eine Dämpfung, beispielsweise durch den Käfigläufer eines Asynchronmotors, so ist diese ebenfalls abhängig von der Luftspaltbreite. Sie wirkt in Form tangentialer Kräfte, welche zu einer tangential auf den Läufer wirkenden resultierenden Kraft $F_{\text{mag,t}}$ führen. Die radial auf den Läufer wirkende Kraft wirkt wie eine negative Feder. Die tangential wirkende Kraft wirkt wie ein Dämpfer.

2.3.3 Thermisches Verhalten

Neben dem eigentlichen Strukturverhalten ist die erreichbare Bearbeitungsgenauigkeit abhängig vom thermischen Verhalten der Werkzeugspindel bzw. den thermoelastischen Eigenschaften. Thermoelastizität bedeutet in diesem Zusammenhang die reversible elastische Maßänderung der Werkzeugspindel aufgrund thermischer Einflüsse [Weck06]. Diese Einflüsse können von der Werkzeugmaschine selbst, dem Prozess und Umgebungseinflüssen verursacht werden. Umgebungseinflüsse werden bei der Mikrobearbeitung durch die in Abschnitt 2.2 beschriebenen Maßnahmen minimiert. Einflüsse der Werkzeugmaschine sind vor allem in der Abwärme von Motoren begründet. Zusätzlich kann der Prozess durch die entstehende Wärme oder den eingesetzten Kühlschmierstoff das thermische Verhalten der Werkzeugspindel bzw. des Werkzeugs beeinflussen. Beachtenswert ist auch, dass viele dieser Einflüsse, beispielsweise die Abwärme des Motors, eine Abhängigkeit von der Spindeldrehzahl aufweisen. Aus diesem Grund lässt sich das Betriebsverhalten der Werkzeugspindel in drei Zustände einteilen [Weck06]:

- ❑ **Aufwärmphase**, bei der nach Einstellung der Nenndrehzahl die Werkzeugspindel eine thermische Längung aufgrund steigender Abwärme erfährt,
- ❑ **Stationäre Phase**, bei der die Längenänderungen der Werkzeugspindel abgeschlossen sind und
- ❑ **Abkühlphase**, bei der nach Einstellung einer geringeren Nenndrehzahl die Werkzeugspindel einem thermisch begründeten Schrumpfen unterliegt.

Zwischen der Einstellung eines thermischen Gleichgewichts und der Längenänderung existiert ein Zeitversatz, welcher für den ausschließlichen Betrieb innerhalb der stationären Phase berücksichtigt werden muss.

Die Minimierung thermisch begründeter Maßänderungen der Werkzeugspindel kann durch mehrere Faktoren erreicht werden. Zum einen kann das Temperaturniveau der Maschinenumgebung möglichst konstant gehalten werden (siehe auch Abschnitt 2.2), zum anderen wird versucht Wärmequellen weit entfernt von der Werkzeugspindel zu platzieren. Eine anschließende Isolierung und/oder Kühlung der verbleibenden Wärmequellen kann thermische Einflüsse weiter minimieren. Zu beachten ist hierbei jedoch, dass eine Isolation einer Wärmequelle eine Umverteilung der Abwärme auf andere Maschinenkomponenten verursachen kann [Weck06]. Aus diesem Grund werden Werkzeugspindeln für die Mikrozerspanung in der Regel mit einer statorseitigen Flüssigkeitskühlung ausgestattet [Gao16]. Besonderes Augenmerk liegt hierbei in der Kühlung der elektrischen Komponenten (Elektromotor und gegebenenfalls Magnetlager)

sowie der Axiallager. Sofern eine Wärmeabfuhr nicht weiter möglich ist, wird ein thermosymmetrischen Aufbau der Werkzeugspindel angestrebt [Weck06].

2.3.4 Werkzeugschnittstelle

Die Werkzeugschnittstelle dient dazu, das Werkzeug definiert einzuspannen, entweder direkt oder unter Verwendung einer vormontierten Werkzeugaufnahme. Die Positionier- und Wiederholgenauigkeit der Werkzeugschnittstelle hat insbesondere bei der spanenden Mikrobearbeitung einen erheblichen Einfluss auf das Bearbeitungsergebnis [Reic17, Müll18]. Zum Spannen des Werkzeugs in der Werkzeugaufnahme werden verschiedene Funktionsprinzipien eingesetzt. Bei der spanenden Mikrobearbeitung handelt es sich dabei hauptsächlich um thermische, hydromechanische und mechanische Aufnahmen. Bei Verwendung einer thermischen Schrumpfaufnahme wird der Werkzeughalter thermisch verformt. Zum Spannen wird die Werkzeugaufnahme zunächst mittels Induktion erwärmt, bis sie sich ausdehnt. Anschließend wird das Werkzeug eingesetzt. Bei der Abkühlung der Werkzeugaufnahme zieht diese sich wieder zusammen und spannt das Werkzeug kraftschlüssig. So kann eine hohe Spann- und Wiederholgenauigkeit erreicht werden. Beim Hydrodehnspannfutter wird die Werkzeugaufnahme von einer mit Öl gefüllten Kammer umschlossen, welche zum Spannen mit Druck beaufschlagt wird. Bei Spannzangen wird die Spannkraft rein mechanisch durch den Einsatz eines Federsystems, hauptsächlich in Form eines Tellerfederspanners, erreicht. Direkt in die Werkzeugspindel integrierte Spannsysteme verwenden teilweise auch Spannzangen aus Formgedächtnislegierungen [Li15, Jaha10], welche zum Spannen thermisch verformt werden.

Als Werkzeugschnittstelle haben sich der Steilkegel (SK) [ISO14] und dessen Nachfolger, der Hohlschaftkegel (HSK) [DIN11], weitgehend durchgesetzt. Der Hohlschaftkegel zeichnet sich durch die sehr genaue radiale Positionierung und hohe Wiederholgenauigkeit beim Einspannen des Werkzeugs aus, insbesondere bei Verwendung einer thermischen Schrumpfaufnahme. Weiterhin eignet er sich gut für Hochdrehzahlenwendungen.

Die Positioniergenauigkeit beim Einspannen des Werkzeugs ist neben der gewählten Werkzeugschnittstelle vom Prozess der Werkzeugherstellung und -anwendung abhängig. Hierbei existieren verschiedene Vorgehensweisen. In der industriellen Praxis wird überwiegend auf die räumlich getrennte Werkzeugherstellung und Anwendung gesetzt. Dies hat einerseits wirtschaftliche Gründe. Sowohl Werkzeug- als auch Maschinenhersteller können unabhängig voneinander in hohen Stückzahlen produzieren. Andererseits wird ein Großteil der Werkzeuge nach der Herstellung beschichtet, was die getrennte Herstellung und Anwendung zwangsweise notwendig macht [Kloc17]. Durch die räumlich getrennte Werkzeugherstellung und Anwendung ist die Konzentrität der Drehachsen von Werkzeug und Spindel abhängig von der Güte der verwendeten Werkzeugschnittstelle. Bei der räumlich gebundenen Werkzeugherstellung und Anwendung mit Umspannen des gesamten Spindel-Werkzeug-Systems [Egas11] wird das Werkzeug in der einzusetzenden Spindel gefertigt. Nach der Werkzeugherstellung wird das komplette Spindel-Werkzeug-System zur Werkzeugaufnahme umgespannt. Hierdurch weisen Werkzeug und Spindel die bestmögliche Konzentrität auf [Reic17]. Einflüsse durch das Umspannen des gesamten Spindel-Werkzeug-Systems bleiben jedoch bestehen. Diese Fehler können durch die Werkzeugherstellung und Anwendung ohne Umspannen des Werkzeugs eliminiert werden. Hierbei wird der Werkzeugrohling in die Spindel eingespannt, das Werkzeug hergestellt und im Anschluss eingesetzt. Die hierdurch ermöglichte Konzentrität ist jedoch

mit einer deutlich reduzierten Produktivität und Einschränkungen bei der Werkzeugbeschichtung verbunden. Weiterhin bleiben der Einfluss der Rund-, Neigungs-, und Planlaufabweichungen der Werkzeugspindel bestehen [Reic17]. Zur Eliminierung spindelseitiger Einflüsse ist es möglich, das Werkzeug selbst als Spindelrotor zu verwenden [Li15, Müll18, Schm06, Path04]. In diesem Fall ist die gesamte Rundlaufabweichung des Werkzeugs ausschließlich von Maß- und Formfehlern des Werkzeugschafts sowie der Konzentrität von Werkzeugschaft und Werkzeugschneide abhängig.

2.3.5 Werkzeuge

Betrachtet man bei der spanenden Mikrobearbeitung ein System bestehend aus Werkzeugmaschine, Werkzeugspindel, Werkzeug und Werkstück, stellen sich das Werkzeug und das Werkstück als die schwächsten Glieder heraus [Reic17]. Grund hierfür sind die geringen Durchmesser der Werkzeuge sowie die geringen Abmessungen und filigranen Teilstrukturen des Werkstücks [Lang09]. Prozesskräfte können in diesem Fall werkzeugeitig zur Verbiegung oder sogar zum Werkzeugbruch führen. Eine Verbiegung des Werkzeugs wirkt sich wiederum auf die erreichbare Fertigungsgenauigkeit aus. Dadurch werden an die verwendeten Werkzeuge hohe Anforderungen bezüglich der Biegesteifigkeit gestellt.

Als Werkzeuge kommen beim Mikrofräsen hauptsächlich Mikroschaftfräser aus Diamant und Hartmetall zum Einsatz. Bei der Herstellung von Diamantfräsern ist es möglich, Schneidkantenradien $r_B < 0,1 \mu\text{m}$ zu erreichen. Bedingt durch diese geringen Schneidkantenradien sind die Schneiden scharf und es können gute Prozessergebnisse erzielt werden. Der große Nachteil von Diamantfräsern ist das begrenzte Spektrum der bearbeitbaren Werkstoffe. Weiterhin ist bei Einstellwinkeln $80^\circ < \chi_r \leq 90^\circ$ der kleinstmögliche Fräserdurchmesser auf $250 \mu\text{m}$ begrenzt [Ober10]. Mikroschaftfräser aus Hartmetall eignen sich für das Mikrofräsen von eisenbasierten Werkstoffen sowie zum Mikrofräsen von Strukturen mit Fräserdurchmessern unter $250 \mu\text{m}$ [Frie96]. So existieren Hartmetallfräser mit Werkzeugdurchmessern von lediglich $3 \mu\text{m}$ [Egas11]. Der Aufbau und eine REM-Aufnahme (REM: Rasterelektronenmikroskop) eines Mikroschaftfräfers ist in Abbildung 2-16 zu sehen und kann in drei Bereiche eingeteilt werden: den Werkzeugschaft als Möglichkeit zum Einspannen in die Werkzeugspindel, den Konus als Übergang zwischen Werkzeugschaft und Schneide und die Schneide mit der Schneidengeometrie [Auri19]. Die Schneide wird im Folgenden auch als Werkzeugspitze bezeichnet.

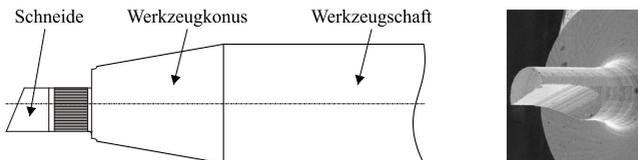


Abbildung 2-16: Aufbau nach [Reic13] und REM-Aufnahme eines Mikroschaftfräfers

Die gängigsten Ausführungen von Mikrofräsern sind in Abbildung 2-17 zusammengestellt. Mikroschaftfräser mit zylindrischem Schneidenteil und gerader Stirn (Abbildung 2-17a)) werden vornehmlich für die Herstellung von Nuten und Taschen verwendet. Konische Mikroschaftfräser mit kegeligem Schneidenteil (Abbildung 2-17b)) dienen zur Erzeugung von Formschrägen. Mikrokugelpkopffräser (Abbildung 2-17c)) werden für die Fertigung von

Freiformflächen eingesetzt. Mikrotorusfräser (Abbildung 2-17d) sind eine Kombination aus Mikroschaftfräser und Mikrokugelpfärser mit dem Bestreben, ein höheres Zerspanvolumen als der Mikrokugelpfärser und eine höhere Geometriefreiheit als der Mikroschaftfräser zu ermöglichen [Fisc00]. Mikroprofilfräser (Abbildung 2-17e) werden für die Fertigung von Hinterschnidungen eingesetzt [Fili08].

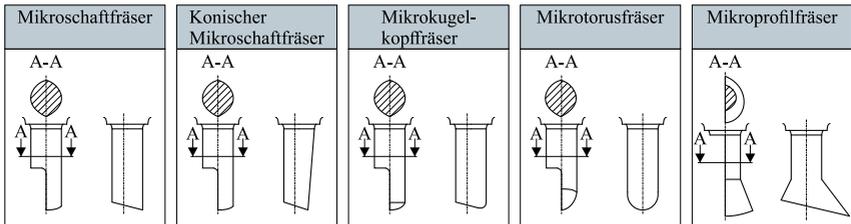


Abbildung 2-17: Bauarten von Mikrofräsern nach [Auri19]

Mikroschleifstifte lassen sich ähnlich zu Mikrofräsern in drei Komponenten einteilen: den Werkzeugschaft, den Werkzeuggrundkörper und den Schleifbelag. Der Werkzeugschaft dient dem Einspannen in die Werkzeugspindel. Der Werkzeuggrundkörper dient als Substrat für den Schleifbelag. Der Grundkörper muss neben einer hohen Biegesteifigkeit eine möglichst hohe Rundlaufgenauigkeit aufweisen, um eine ungleichmäßige Belastung zu vermeiden, da diese zu Schwingungen, Maßabweichungen und zum Werkzeugbruch führen kann [Engm11, Walk16, Carr16]. Die zulässige Rundlaufabweichung ergibt sich auf dem Werkzeugdiameter und dem Kornüberstand des Schleifbelags [Engm11]. Aufgrund der hohen Anforderungen bezüglich Biegesteifigkeit und Rundlaufgenauigkeit ist das mögliche Werkstoffspektrum zum Einsatz als Grundkörper begrenzt [Engm11, Carr16]. Häufig eingesetzte Werkstoffe für den Werkstoffgrundkörper bestehen aus Hartmetallen und Werkzeugstählen wie Schnellarbeitsstahl (engl.: high speed steel (HSS) [Hoff20]. Jedoch ist Hartmetall nur bedingt für metallische Beschichtungen geeignet, da die Haftung des Schleifbelags auf Hartmetall geringer sein kann als auf Stahl oder Kupfer, beispielsweise bei Beschichtungen mit Nickel [Arra21]. Zusätzlich können während der Bearbeitung hohe Temperaturen auf der Unterseite des Mikroschleifstiftes aufgrund von Reibung auftreten [Arra21]. Der thermische Ausdehnungskoeffizient von Hartmetallen (beispielsweise besitzt Wolframkarbid mit einem Kobaltgehalt von 8 % einen thermischen Ausdehnungskoeffizienten von $5 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ bis $5,2 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$) ist deutlich niedriger als der von Nickel ($12 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ bis $13,5 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$) [ANSY21b]. Dadurch hat der Schleifbelag einen viel höheren thermischen Ausdehnungskoeffizienten, wodurch die Haftung vermindert werden kann und es durch Prozesskräfte zur Ablösung des Schleifbelags kommen kann [Arra17].

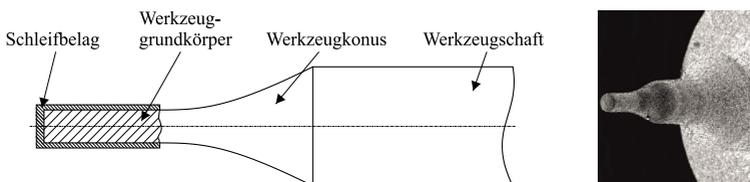


Abbildung 2-18: Aufbau und REM-Aufnahme eines Mikroschleifstiftes nach [Engm11]

Der Schleifbelag selbst setzt sich aus den Schleifkörnern und einer Bindungsmatrix zusammen [Engm11, Walk16]. Für den Schleifbelag werden hauptsächlich hochharte Schneidstoffe eingesetzt [Engm11]. Dabei handelt es sich aufgrund vorteilhafter Eigenschaften für die Zerspanung und hoher Standzeiten vorwiegend um Diamant und kubisches Bornitrid (cBN) [Engm11, Wend02]. Das Einbringen des Schneidstoffs in den Schleifbelag kann durch Sintern [Haef17], galvanische Beschichtungsverfahren [Engm11] oder chemische Gasphasenabscheidung (engl.: chemical vapour deposition (CVD)) [Gäbl10] erreicht werden. Eine weitere Methode stellt das chemische Nickel-Phosphor-Dispersions-Beschichtungsverfahren [Arra16, Hein20] dar. Dieses ermöglicht mit vergleichsweise geringem Aufwand eine prozesssichere Herstellung von Werkzeugen mit engem Toleranzbereich [Hein20]. Zusätzlich sind die Verwendung größerer Schleifkörner (Körnungsgrößen bis zu fünf bis zehn Mikrometer) sowie eine hohe Einbaurrate der Schleifkörner möglich. Dies bedeutet, dass der resultierende Schleifbelag nach der Herstellung eine hohe Konzentration an Schleifkörnern aufweist [Kana07].

2.4 Simulationsgestützte Analysemethoden in der spanenden Fertigungstechnik

Der Einsatz von Simulationen zur Entwicklung, Optimierung und Analyse von Werkzeugmaschinen, Werkzeugen und Spanbildungsprozessen hat in den letzten Jahrzehnten stark zugenommen [Kloc17]. Mithilfe von Simulationen ist es beispielsweise möglich, komplexe Vorgänge während der Spanbildung abzubilden. Auf diese Weise können Vorgänge beobachtet und Ergebnisse analysiert werden, welche experimentell nur schwer oder gar nicht ermittelbar sind. Weiterhin ist es möglich, Werkzeuge, Maschinenkomponenten und ganze Werkzeugmaschinen zu modellieren, um deren Verhalten zu analysieren. Insbesondere für die Analyse von Interaktionen zwischen Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine sind simulationsgestützte Analysemethoden gut geeignet. Durch die Modellierung nur bestimmter Teilbereiche des Spanbildungsprozesses und der Werkzeugmaschine können auftretende Wechselwirkungen gezielt untersucht werden. So ist es möglich, Ursache-Wirkung-Beziehungen herzuleiten, die mit experimentellen Analysemethoden nur schwer oder gar nicht abgeleitet werden können, da dort stets die gesamte Prozess-Maschine-Interaktion auftritt, von dem Fundament der Werkzeugmaschine bis hin zu Aufbauschneiden am Werkzeug.

Eine Grundlage für die Simulation von Werkzeugmaschinen, Werkzeugen und Spanbildungsprozessen bildet die Finite-Elemente-Methode (FEM) zur Modellierung einer Vielzahl von Anwendungen, beispielsweise aus den Gebieten der Mechanik, Thermodynamik und dem Elektromagnetismus. Mit der Finite-Elemente-Methode wird das zu modellierende System, basierend auf den zugrundeliegenden Differentialgleichungen, numerisch gelöst. Die sequentiell oder vollständig gekoppelte Modellierung verschiedener physikalischer Phänomene ist mit multiphysikalischen Simulationen ebenfalls mit der Finite-Elemente-Methode durchführbar. Die FEM wird teilweise auch zur Analyse spezieller Strömungsphänomene, insbesondere zur Finite-Elemente-Analyse (FEA) der Druckverteilung in Gleitlagern [Gao19, Al-B21], eingesetzt. Andere Verfahren, beispielsweise das Finite-Differenzen-Verfahren, sind prinzipiell zwar auch einsetzbar, jedoch hat sich die Finite-Elemente-Methode aufgrund ihrer weitläufigeren Anwendbarkeit durchgesetzt [Kloc17]. Die Finite-Volumen-Methode (FVM) wird vornehmlich zur Modellierung von Anwendungen aus dem Gebiet der Strömungsmechanik eingesetzt.

Der Einsatz der Finite-Elemente-Methode zur Abbildung eines multiphysikalischen Systems kann zu einem hohen Modellierungsaufwand und langen Simulationsdauern führen [Keye13]. Vor allem im Bereich der Automatisierungs- und Regelungstechnik hat sich deswegen die Mehrdomänenmodellierung auf der Systemebene durchgesetzt [Piet21]. So können nulldimensionale bis hin zu dreidimensionalen Simulationsmodellen bestimmter physikalischer Phänomene auf einer übergeordneten Systemebene zusammengeführt werden. Die einzelnen physikalischen Komponenten des Systems können mit unterschiedlicher Komplexität dargestellt werden. Der Abstraktionsgrad reicht dabei von einzelnen algebraischen Gleichungen bis hin zur Einbindung kompletter Finite-Elemente-Modelle [Faru12] und ist vom Anwendungsfall abhängig.

In der spanenden Fertigungstechnik können zudem kinematische Simulationen eingesetzt werden, um die Prozesskinematik abzubilden [Sett19, Auri17]. Mit kinematischen Simulationen wird die geometrische Interaktion zwischen Werkstück und Werkzeug betrachtet. Die Basis für die kinematischen Simulationen bildet ein geometrisches Modell des Werkstücks und ein geometrisches Modell des Werkzeugs. Da es sich beim Werkzeug und beim Werkstück um räumliche Körper handelt, werden dafür Volumenmodelle verwendet [Denk11]. Anders als bei der Finite-Elemente-Methode wird das Werkzeug bei der kinematischen Simulation üblicherweise durch einen Massenmittelpunkt sowie gegebenenfalls durch Kontaktpunkte zu anderen Komponenten modelliert. Durch diese starke Vereinfachung ist es innerhalb kurzer Zeit möglich, verhältnismäßig lange Bewegungen des Fräswerkzeugs zu simulieren. Im Gegenzug können jedoch keine Informationen über etwaige elastische und/oder plastische Verformungen und Interaktionen zwischen einzelnen Aspekten modelliert werden. Wahlweise können kinematische Simulationen mit zusätzlichen Modellen erweitert werden, um Prozesskräfte und elastische und plastische Verformungen abzubilden [Brin06].

Weiterhin werden in der spanenden Fertigungstechnik zunehmend die Molekulardynamikmodellierung und die Phasenfeldmodellierung eingesetzt. Bei der Molekulardynamikmodellierung wird das betrachtete System durch eine finite Anzahl von Atomen bzw. Molekülen repräsentiert, um das statische und dynamische Verhalten basierend auf den zugrundeliegenden Wechselwirkungen mit anderen Atomen und Molekülen zu analysieren. Auf diese Weise können beispielsweise chemische Reaktionen und Materialeigenschaften auf molekularer Ebene untersucht werden [Rapa96]. Mit der Phasenfeldmodellierung kann das morphologische und mikrostrukturelle Verhalten von Materialien analysiert werden. Die Methode nutzt zwei grundlegende Differentialgleichungen, um Veränderungen des betrachteten Systems aufgrund thermodynamischer Kräfte und der Entspannung des Systems in Richtung seines minimalen Energiezustands zu beschreiben. Die Phasenfeldmodellierung ermöglicht es, eine Vielzahl von materialwissenschaftlichen Phänomenen, beispielsweise Kristallisation, Kornwachstum und -verfestigung sowie Rissausbreitung, zu simulieren und wird deswegen zunehmend im Bereich der Materialwissenschaft eingesetzt [Chen02].

2.4.1 Finite-Elemente-Methode

Die Finite-Elemente-Methode ist eine numerische Methode zur Lösung von partiellen Differentialgleichungen. Bei der Finite-Elemente-Methode wird das Berechnungsgebiet in endliche (finite) Elemente zerlegt, die durch Knoten definiert sind. Für jedes Element wird eine Ansatzfunktion gewählt, die das physikalische Verhalten des Elements beschreibt. Mit der Finite-

Elemente-Methode wird anschließend ein System von algebraischen Gleichungen gelöst, welches aus den Differentialgleichungen und den Randbedingungen abgeleitet wird. Die Art der Differentialgleichungen, die mit der Finite-Elemente-Methode numerisch gelöst werden, hängt von der Art des physikalischen Problems ab. Abhängig von dem zugrundeliegenden physikalischen Phänomen des zu analysierenden Problems unterscheidet sich die genaue Ausführung der einzelnen Teilschritte. Auf die jeweils relevanten physikalischen und mathematischen Zusammenhänge und Differentialgleichungen zur Analyse der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten dynamischen Modellierung der Maschine wird in den jeweiligen Abschnitten eingegangen (siehe Abschnitt 5.1.1 für die FEA von Luftspaltströmungen, Abschnitt 5.1.2 und 5.2.2 für eine elektromagnetische FEA und Abschnitt 5.3 und 5.4 für eine strukturdynamische FEA). Verallgemeinert lässt sich das prinzipielle Vorgehen bei einer Analyse mittels Finite-Elemente-Methode in folgende Teilschritte untergliedern:

- ❑ Erstellung der Modellgeometrie,
- ❑ Vorbereitung des Rechengebiets,
- ❑ Definition der Verbindungen,
- ❑ Erzeugung des Rechnernetzes,
- ❑ Definition der Einspannungen,
- ❑ Definition der externen Lasten,
- ❑ Definition der Analysebedingungen,
- ❑ Lösung des generierten Gleichungssystems und
- ❑ Auswertung der Ergebnisse.

Die Erstellung der Modellgeometrie wird üblicherweise mit einer CAD-Software (CAD: computer-aided design) durchgeführt. Weiter besteht die Möglichkeit die Modellgeometrie direkt durch Einlesen von Koordinaten aus einer Text-Datei zu erstellen. Manche Finite-Elemente-Softwares besitzen auch integrierte CAD-Systeme zur Erstellung der Geometrie. Im Anschluss an die Erstellung der Modellgeometrie folgt die Vorbereitung des Rechengebiets zur Minimierung des Modellierungsaufwands und der Simulationszeit. Hierbei werden Komponenten, welche nicht von Interesse sind, entfernt und Symmetrieebenen ausgenutzt. Zusätzlich können Modellvereinfachungen getroffen werden, um komplizierte Formen zu vereinfachen. Sofern mehrere Komponenten modelliert werden, müssen die Verbindungen zwischen den einzelnen Teilen definiert werden. Hierbei gibt es eine Vielzahl von Möglichkeiten. So kann beispielsweise eine formschlüssige Verbindung ohne Möglichkeit des Verrutschens oder Lösens, ein reibungsbehafteter Kontakt zwischen zwei Bauteilen oder eine Lagerung definiert werden. Sofern das Modell samt Vereinfachungen und Verbindungen erstellt wurde, folgt die Erzeugung des Rechnernetzes. Qualität und Feinheit des Rechnernetzes sind entscheidend für die Genauigkeit und Konvergenz der numerischen Lösung. Bei der Erstellung des Rechnernetzes sollen möglichst rechtwinklige und quadratische bzw. würfelförmige Elemente verwendet werden, welche in Relation zu den benachbarten Elementen nur geringe Änderungsraten der Länge aufweisen. In Bereichen, in denen von starken Gradienten der Lösungsgrößen auszugehen ist, beispielsweise an Knicken und Einkerbungen, muss das Rechnernetz verdichtet werden. Zusätzlich muss über jeden Querschnitt eine ausreichende Anzahl an Elementen vorhanden sein. Nach der Erzeugung des Rechnernetzes erfolgt das eigentliche „Setup“, das heißt die Definition der

Randbedingungen bzw. Einspannungen, der externen Lasten und der Analysebedingungen. Hierbei müssen Randbedingungen gewählt werden, welche möglichst genau die Realität abbilden. Beispielsweise ist im Falle einer Luftlagerung die Wahl einer Festlagerung nicht geeignet, wohingegen eine Einspannung in Form von Feder-Dämpfer-Elementen zweckmäßig ist. Ebenso sind die angreifenden Kräfte sowohl bezüglich ihrer Größe, ihres Verhaltens und ihres Kraftangriffspunktes zu definieren. Weiterhin muss abgewogen werden, welche Art von Analyse für das zu erreichende Ziel zweckmäßig ist, ohne Ressourcen zu verschwenden. So lassen sich eine Vielzahl von Anwendungen, beispielsweise die Deformation eines einseitig eingespannten Balkens infolge einer statischen Last, durch statische Simulationen abbilden. Die Verwendung komplexerer Simulationen, beispielsweise harmonischer oder transienter Simulationen, liefert zwar mehr Informationen, ist jedoch stets mit einer Erhöhung des Modellierungsaufwands und erhöhten Simulationszeit verbunden. So sind transiente Simulationen nur sinnvoll, wenn das Trägheitsverhalten der Komponenten entscheidend ist oder sich die angreifende Kraft zeitabhängig ändert. Das erstellte und vollständig definierte Modell wird meist automatisiert in ein entsprechendes Gleichungssystem umgewandelt, welches mithilfe eines Gleichungslösers iterativ ein Ergebnis ermittelt. Je nach Art der Simulation, beispielsweise mit oder ohne Berücksichtigung der Dämpfung, existieren verschiedene Gleichungslöser. Ob und wann eine Simulation abgeschlossen ist, wird anhand der Konvergenzkriterien entschieden. Hierbei werden sowohl der absolute Wert der entscheidenden Lösungsgrößen sowie deren Verläufe über die einzelnen Iterationen bewertet. Abschließend können die Ergebnisse visuell und quantitativ ausgewertet werden. Hierfür besitzen Finite-Elemente-Softwares oftmals eigene Umgebungen zur Darstellung der Ergebnisgrößen.

2.4.2 Finite-Volumen-Methode

Die Analyse mittels FVM wird in der Fertigungstechnik zur Simulation des Strömungsverhaltens von Maschinen- und Werkzeugkomponenten [Perr16, Müll19], insbesondere Kühleinheiten [Webe18], sowie zur Analyse von Strömungen mit Wärmeübertragung [Murt12] verwendet. Die Simulation von Problemen der Strömungsmechanik mittels FVM wird allgemein als CFD-Analyse bezeichnet. Der prinzipielle Ablauf einer CFD-Analyse ähnelt dem Vorgehen bei einer Simulation mittels Finite-Elemente-Methode. Folgende Teilschritte müssen durchgeführt werden:

- Erstellung der Modellgeometrie,
- Vorbereitung des Rechengebiets,
- Erzeugung des Rechnetzes,
- Definition der physikalischen Randbedingungen,
- Definition der Analysebedingungen,
- Lösung des generierten Gleichungssystems und
- Auswertung der Ergebnisse.

Bei der Definition der physikalischen Randbedingungen für Strömungssimulationen ist die Ausbreitungsrichtung von Informationen in einer Strömung zu beachten. Bei einer Unterschallströmung werden Informationen auch entgegen der Strömungsrichtung transportiert, sodass sowohl am Strömungseinlass als auch am Strömungsauslass entsprechende Randbedingungen definiert werden müssen [Lech14]. Die Strömungsmechanik von Kontinuumsströmungen kann

mit der Definition der Randbedingungen und den erweiterten Navier-Stokes-Gleichungen beschrieben werden. Diese bestehen aus der Kontinuitätsgleichung [Redd13, ANSY21a, Land87]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad \text{Gl. 2-4}$$

den Impulsgleichungen in den drei Raumrichtungen [Redd13, ANSY21a, Land87]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}}) + \rho \vec{g} \quad \text{Gl. 2-5}$$

sowie der Energieerhaltungsgleichung [Redd13, ANSY21a, Land87]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T + (\bar{\bar{\tau}}_{eff} \cdot \vec{v})) \quad \text{Gl. 2-6}$$

Zusätzliche Gleichungen werden für die genaue Beschreibung des Fluids verwendet. Im Falle von Luft ist dies oftmals die ideale Gasgleichung:

$$p = \rho \cdot R_{Luft} \cdot T_{abs} \quad \text{Gl. 2-7}$$

Bei den Gl. 2-4 bis Gl. 2-7 bezeichnet ρ die Dichte, t die Zeit, \vec{v} den Geschwindigkeitsvektor, $\bar{\bar{\tau}}$ den Tensor der Schubspannung [ANSY21a], E die Gesamtenergie [ANSY21a, Oert15], k_{eff} die effektive Wärmeleitfähigkeit [ANSY21a], T die Temperatur, $\bar{\bar{\tau}}$ den Tensor der effektiven Schubspannung [ANSY21a], $R_{s, Luft}$ die spezifische Gaskonstante von Luft und T_{abs} die Absoluttemperatur. Die Gl. 2-4 bis Gl. 2-7 beschreiben grundsätzlich alle Kontinuumsströmungen. Aufgrund begrenzter Rechnerkapazitäten ist es für die meisten turbulenten Strömungen jedoch nicht empfehlenswert, diese Gleichungen zu verwenden, da die genaue Auflösung einer turbulenten Strömung ein extrem feines Rechenetz verlangt [Lech14]. Aus diesem Grund wurden eine Vielzahl von sogenannten Turbulenzmodellen entwickelt [Oert15]. Diese Turbulenzmodelle lassen sich anhand der Anzahl der zusätzlich eingeführten Gleichungen einteilen [Lech14, Oert15]. Die Genauigkeit der Ergebnisse ist an die Komplexität des verwendeten Turbulenzmodells gekoppelt. Gleichzeitig steigen jedoch auch Simulationsdauer und erforderliche Netzqualität stark an. Als guter Kompromiss aus erreichter Genauigkeit, sowohl im zentralen Strömungsgebiet als auch in wandnahen Bereichen, Robustheit und Simulationsdauer hat sich das Menter-k- ω -Shear-Stress-Transport-Modell bewährt [Lech14].

2.5 Prozess-Maschine-Interaktion

Während der Zerspanung beeinflussen sich der Zerspanprozess und das aus Werkzeugmaschine, Werkzeugspindel, Werkzeug und Werkstück bestehende System gegenseitig [Inas13]. Als Prozess-Maschine-Interaktion (PMI) versteht man demnach die gleichzeitige und gegenseitige Beeinflussung des Fertigungsprozesses und der Werkzeugmaschine. Die Werkzeugmaschine kann durch statische und dynamische Prozesskräfte, sowie durch die bei der spanenden Bearbeitung freiwerdenden Wärme beeinflusst werden. Die so entstandenen Veränderungen an der Werkzeugmaschine können sich wiederum auf den Zerspanprozess auswirken, sodass Prozess-Maschine-Interaktionen auftreten können. Im Hinblick auf die mögliche Beeinflussung zwischen dem Prozess und der Werkzeugmaschine kann man in statische und dynamische Interaktion unterscheiden.

2.5.1 Statische Interaktion

Bei der statischen Prozess-Maschine-Interaktion wird die Deformation betrachtet, welche durch die statischen Komponenten der Zerspankraft ausgelöst wird. So kann das aus Werkzeugmaschine, Werkzeug und Werkstück bestehende System während des Zerspanprozesses durch aufwretende Prozesskräfte elastisch verformt werden. Die elastische Deformation wirkt sich wiederum auf den Zerspanprozess aus, da sich durch die Deformation die Position des Tool-Center-Point (TCP) verändern kann. Die Verschiebung des TCP wirkt sich wiederum auf die Eingriffsgrößen aus, sodass sich andere Prozesskräfte einstellen, wodurch wiederum die elastische Deformation des Systems beeinflusst wird. Die statische Interaktion verhält sich also wie ein geschlossener Regelkreis [Inas13]. Demnach führt die statische Interaktion zu einer Verschiebung des TCP, sodass die tatsächliche Position des TCP nicht mit der Position übereinstimmt, die erforderlich wäre, um die gewünschten Abmessungen des Werkstücks zu erreichen. Durch die statische Interaktion werden also geometrische Form- und Maßabweichungen am Werkstück ausgelöst [Salg05].

Betrachtet man den orthogonalen Schnitt, bewirkt die Zerspankraft, welche normal auf das Werkzeug wirkt, dass das Werkzeug vom Werkstück weggedrückt wird und somit die Schnitttiefe sinkt. Da die Zerspankraft von der Schnitttiefe abhängig ist, kommt es zu einer Reduktion der Kraft, welche das Werkzeug vom Werkstück wegdrückt. Im weiteren Verlauf der Zerspannung stellt sich ein Gleichgewicht aus der normal auf das Werkzeug wirkenden Zerspankraft ausgelösten elastischen Deformation und der Schnitttiefe ein. Somit weicht die tatsächliche Schnitttiefe von der eingestellten Schnitttiefe ab. Wie groß diese Abweichung ausfällt ist zum einen von der statischen Steifigkeit des Systems und zum anderen von der Schnittsteifigkeit des Werkstoffes abhängig [Inas13]. Die statische Steifigkeit des Systems setzt sich aus der statischen Steifigkeit der Werkzeugmaschine, der Werkzeugspindel, des Werkzeugs und des Werkstücks zusammen. Die Schnittsteifigkeit gibt den Zusammenhang zwischen der Schnitttiefe und der Schnittnormalkraft für den spezifischen Werkstoff des Werkstücks an. Bildlich kann man sich die Schnittsteifigkeit als Federkonstante einer Feder vorstellen, die sich zwischen dem Werkstück und dem Werkzeug befindet, und analog die Steifigkeit des Systems als Federkonstante einer Feder, die der Verrückung des Werkzeuges durch die Normalkomponente der Zerspankraft entgegenwirkt. Die relative Verschiebung zwischen Werkstück und Werkzeug aufgrund der statischen Interaktion ist umso größer, je größer die Schnittsteifigkeit im Verhältnis zur statischen Steifigkeit des Systems ist. Sollte die statische Steifigkeit des Systems unendlich sein, würde keine Deformation des Systems und somit auch keine Abweichung von der nominalen Schnitttiefe auftreten [Inas13]. Umgekehrt würde eine unendliche große Nachgiebigkeit des Systems dazu führen, dass die Abweichung von der nominalen Schnitttiefe ebenfalls unendlich hoch ausfallen würde.

2.5.2 Dynamische Interaktion

An einer Werkzeugmaschine können Schwingungen infolge dynamischer Lasten auftreten, beispielsweise durch variierende Prozesskräfte oder Unwuchtkräfte, wodurch sich die gewählten Prozessparameter und die sich tatsächlich einstellenden Zerspangrößen unterscheiden können. Kommt es zu einer Rückkopplung zwischen den Schwingungen infolge dynamischer Lasten und den dadurch variierenden Zerspangrößen, handelt es sich um eine dynamische Prozess-Maschine-Interaktion. Eine bekannte Form einer dynamischen Prozess-Maschine-Interaktion ist das Rattern. Mit Rattern werden selbsterregte Schwingungen des Werkzeugs bezeichnet.

Das Rattern entsteht durch eine periodische Änderung der Eingriffsgrößen (beispielsweise der Schnitttiefe), welche durch die Relativbewegung zwischen dem Werkzeug und dem Werkstück verursacht wird. Beispielsweise kann Rattern durch eine Welligkeit auf der Werkstückoberfläche während der spanenden Bearbeitung auftreten [Fass07]. Durch die Schwingungen des Systems, bestehend aus Werkzeug, Spindel und Maschine, können relative Verschiebungen zwischen Werkstück und Werkzeug auftreten. Diese führen zu einem Schwanken der Schnitttiefe. Die schwankende Schnitttiefe führt dazu, dass Wellen auf der neu generierten Oberfläche des Werkstücks entstehen. Wenn nun eine Schneide des Werkzeugs erneut über die Wellen geführt wird, ergibt sich wiederum eine variable Schnitttiefe. Dabei findet eine Rückkopplung von den Wellen auf der Oberfläche des Werkstücks zum System, bestehend aus Werkzeug, Spindel und Maschine, statt. Diese Rückkopplung hat zur Folge, dass ein Abklingen der Schwingungen verhindert wird, die Schwingung durch erneute Anregung aufrechterhalten wird und somit eine dynamische Prozess-Maschine-Interaktion in Form des Ratterns auftritt [Inas01].

Schwingungen infolge dynamischer Lasten bzw. die daraus resultierenden variierenden Zerspangrößen können wiederum die Form- und Maßhaltigkeit des Werkstücks negativ beeinflussen. Weiterhin kann die Oberflächenqualität des Werkstücks negativ beeinflusst werden, indem eine wellenförmige Werkstückoberfläche entsteht, was auch als Oberflächenmodulation bezeichnet wird [Grze16].

In [Mode89] wurden diese Oberflächenmodulationen für das Ultrapräzisionsdrehen untersucht. Die ermittelten Modulationen wurden folgendermaßen unterteilt [Mode89]:

- ❑ Niederfrequente Oberflächenmodulationen (Schwingfrequenz \ll Werkstückdrehfrequenz): Ursachen für diese Oberflächenmodulationen können Schwingungen sein, die beispielsweise von dem Fundament auf die Maschine übertragen werden [Mode89].
- ❑ Oberflächenmodulationen ganzzahliger Vielfacher n der Drehfrequenz (Schwingfrequenz = $n \cdot$ Werkstückdrehfrequenz): Prozessschwingungen mit Frequenzen oberhalb der 100-fachen Werkstückdrehfrequenz können auf Eigenschwingungen des Werkzeugs oder des Werkstücks zurückzuführen sein. Schwingungen, deren Frequenzen unterhalb der 100-fachen Werkstückdrehfrequenz liegen, haben ihre Ursache unter anderem bei den von dynamischen Prozesskräften angeregten Eigenschwingungsformen der Ultrapräzisionsmaschine [Mode89]. Die Ursache kann jedoch auch an einer fremderregten Schwingung innerhalb der Maschinenstruktur liegen. Das Hauptmerkmal dieser fremderregten bzw. erzwungenen Schwingungen besteht darin, dass das Maschinensystem mit der Erregerfrequenz mitschwingt. Wenn die Erregerfrequenz in der Nähe oder gar identisch mit einer Maschineneigenfrequenz ist, kann es zu besonders großen Amplituden kommen [Mode89].
- ❑ Oberflächenmodulationen nicht ganzzahliger Vielfacher der Drehfrequenz (Schwingfrequenz $\neq n \times$ Werkstückdrehfrequenz) [Mode89].

Die Ursachen der Werkstückoberflächenmodulationen können vielfältig sein. So können Größen wie Drehzahl, Zustellung, Vorschub oder Maschinennachgiebigkeitsverhalten Einfluss auf die Ausbildung von Schwingungen im Prozess haben. Besonders die Werkstückdrehfrequenz sollte hier nicht mit einer Resonanzfrequenz der Maschine zusammenfallen, da es so zu ausgeprägten Schwingbewegungen kommen kann [Mode89]. Neben der Oberflächenmodulation können Schwingungen infolge dynamischer Lasten auch zu einem erhöhten Verschleiß oder

einer Schädigung des Werkzeugs und der Werkzeugmaschine führen. Ob Schwingungen in Folge von dynamischen Lasten auftreten und wie diese sich auswirken, ist maßgeblich von der dynamischen Steifigkeit der Werkzeugmaschine abhängig [Brec17]. Das dynamische Verhalten der Werkzeugmaschine wird wesentlich durch die Drehzahl der Spindel beeinflusst. Insbesondere bei höheren Drehzahlen tritt dieser Effekt auf [Abel04].

Schwingungen infolge dynamischer Lasten sowie deren Auswirkungen in Form einer Abweichung der tatsächlichen Zerspangrößen von den eingestellten Prozessparametern und/oder in Form von Oberflächenmodulationen werden zwar oft uneingeschränkt der dynamischen Prozess-Maschine-Interaktion zugeordnet, jedoch gilt es zu beachten, dass eine dynamische Prozess-Maschine-Interaktion lediglich vorliegt, wenn es zu einer Rückkopplung der Schwingungen zwischen dem System und dem Prozess kommt, wie es beim Rattern der Fall ist.

2.6 Simulation der Prozess-Maschine-Interaktion bei der spanenden Mikrobearbeitung

Die Prozess-Maschine-Interaktion kann einen signifikanten Einfluss auf die Prozessstabilität, die Werkzeugverschleiß, die Oberflächengüte und die Maßgenauigkeit der zu fertigenden Strukturen haben. Aufgrund der Größenordnungen der Werkzeuge und zu fertigenden Strukturen, gepaart mit dem komplexen Interaktionsverhalten, sind insbesondere für die Analyse der Prozess-Maschine-Interaktion simulationsgestützte Analysemethoden gut geeignet (siehe Abschnitt 2.4).

Zur Simulation der Prozess-Maschine-Interaktion ist es notwendig, für beide Komponenten, das heißt für den Prozess und die Maschine, Modelle zu erarbeiten, welche alle wesentlichen Charakteristiken berücksichtigen, die einen Einfluss auf die Entstehung der Prozess-Maschine-Interaktion haben können. Da es sich bei der Prozess-Maschine-Interaktion um Wechselwirkungen zwischen dem Prozess und der Maschine handelt, ist eine Kopplung beider Modelle notwendig, sodass ein Datenaustausch stattfinden kann. Sowohl für die Modellierung als auch für die Kopplung der Modelle existieren verschiedene Ansätze, die sich unterschiedlich gut für bestimmte Anwendungsfälle eignen. Faktoren, die einen Einfluss auf die Auswahl der Ansätze haben, stellen der Modellierungsaufwand, die Simulationsdauer und der Aufwand zur Identifikation der benötigten Parameter und Randbedingungen dar [Brec13].

Um den steigenden Anforderungen bezüglich Bauteilgröße, Funktionalisierung und Oberflächengüte von Bauteiloberflächen gerecht zu werden, muss die Prozess-Maschine-Interaktion bei der spanenden Mikrobearbeitung umfassend erforscht werden, um den Einfluss auf den Bearbeitungsprozess zu verstehen und gegebenenfalls zu unterdrücken [Denk13]. Aufgrund der auftretenden Skaleneffekte (siehe Abschnitt 2.1) können die Ergebnisse von Untersuchungen der Prozess-Maschine-Interaktion bei der spanenden Bearbeitung mit größeren Werkzeugen (Werkzeugdurchmesser > 1 mm) und Eingriffsgrößen (siehe Tabelle 2-1) jedoch nicht ohne Weiteres herabskaliert werden. Ebenso ist die Simulation der Mikrobearbeitung keine reine Herabskalierung der Simulation der spanenden Bearbeitung, da verschiedene Skaleneffekte sowohl bei der Modellierung des Prozesses als auch bei der Modellierung des Werkzeuges berücksichtigt werden müssen. Um trotz der Skaleneffekte ein möglichst genaues Simulationsergebnis zu erhalten, müssen die Modellierungsmethoden an die Besonderheiten der Mikrozerspannung angepasst werden [Balá21]. Für die Modellierung des Prozesses und der Maschine gibt es verschiedene Ansätze (eine Übersicht der hauptsächlich verwendeten

Modellierungsmethoden zur Modellierung der Maschine, Spindel und Werkzeuge ist in Abschnitt 2.6.1 gegeben, eine Übersicht zu Modellierungsmethoden des Prozesses in Abschnitt 2.6.2).

2.6.1 Modellierung und Simulation der Werkzeugmaschine, Werkzeugspindel und Werkzeuge

Die Spindel- und Maschinenmodellierung ist ein Aspekt der Simulation der Prozess-Maschine-Interaktion bei der spanenden Mikrobearbeitung. Die Spindel, Vorschubachsen und die gesamte Maschine können in Schwingung geraten, zum Beispiel durch Unwuchten, Lagerfehler oder Antriebskräfte [Brec17]. Diese Schwingungen können sich mit den Schwingungen des Werkzeugs überlagern und eine Gesamtschwingung des Systems erzeugen. Diese Gesamtschwingung kann eine Resonanzfrequenz haben, die von der Kopplung der Resonanzen der einzelnen Maschinenteile abhängt und nicht notwendigerweise der Resonanzfrequenz eines einzelnen Teils entspricht. Die Resonanzfrequenz kann die Prozessstabilität und die Bearbeitungsqualität negativ beeinflussen [Brec17]. Daher ist es gegebenenfalls notwendig bzw. empfehlenswert, die Einflüsse von Bearbeitungszentrum, Spindel und Unterkonstruktionen in der Simulation zur Analyse von Prozess-Maschine-Interaktionen zu berücksichtigen [Mame21].

Allerdings kann man bei der spanenden Mikrobearbeitung davon ausgehen, dass die Maschine nicht von den Prozesskräften beeinflusst wird, da die spezifischen Prozesskräfte zwar nichtlinear ansteigen (siehe Abschnitt 2.1), aber der Absolutbetrag der Prozesskräfte sehr gering ist. Von einer signifikanten Interaktion der Prozesskräfte und den Werkzeugmaschinenkomponenten (Fundament usw.) ist daher nicht auszugehen. Auch ist eine Interaktion mit den Vorschubachsen auszuschließen, da diese deutlich höhere Steifigkeits-, Dämpfungs- und Trägheitseigenschaften aufweisen als das System bestehend aus Spindel, Werkzeugschnittstelle und Werkzeug. Demnach ist bei der spanenden Mikrobearbeitung zur Untersuchung von Interaktionen keine Modellierung der gesamten Werkzeugmaschine notwendig. Zur Analyse von Interaktionen müssen bei der Mikrobearbeitung folglich nur die Spindel und das Werkzeug modelliert werden, da es mit der Maschine zu keiner Interaktion kommt. Folglich werden im weiteren Verlauf der Arbeit nicht mehr die Begriffe Prozess-Maschine-Interaktion oder Interaktion von Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine verwendet, sondern der Begriff Interaktion von Prozess, Werkzeug und Spindel. Das Ausbleiben einer Interaktion mit der Maschine wurde bereits in [Reic17] in ähnlicher Form beobachtet und publiziert. Dort wurde beim Mikrofräsen eine Trennung von Spindel und Werkzeugmaschine und die Einführung des Begriffs Spindel-Werkzeug-System vorgeschlagen.

Die Werkzeugmodellierung ist ein weiterer wichtiger Bestandteil der Simulation bei der spanenden Mikrobearbeitung. Die Werkzeugmodellierung wird genutzt, um das dynamische Verhalten des Werkzeugs zu ermitteln, das die Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel beeinflussen kann. Aufgrund des anteilmäßig viel größeren Einflusses von Rundlaufabweichungen der Spindel und von der Genauigkeit der Werkzeugschnittstelle ist die Vorhersagefähigkeit und Genauigkeit des Werkzeugmodells bei Simulationen von entscheidender Bedeutung [Davo17]. Das Werkzeug kann durch verschiedene Faktoren in Schwingung geraten, wie zum Beispiel durch Rundlaufabweichungen oder der Durchbiegung des Werkzeugschaftes bei gleichzeitiger Rotation. Diese Schwingungen können zu einer Verschlechterung der Oberflächengüte und der Maßgenauigkeit sowie zu einem erhöhten Werkzeugverschleiß führen. Ein

starrs Werkzeugmodell, wie es oft für Spanbildungssimulationen verwendet wird, reicht daher nicht aus, da es die Verformung und Schwingungen des Werkzeugs vernachlässigt.

Insgesamt lässt sich das dynamische Verhalten am Tool-Center-Point bei der spanenden Mikrobearbeitung demnach hauptsächlich auf das Werkzeug zurückführen [Reic17]. Es ist für die Stabilitätsbetrachtung aber trotzdem notwendig, das dynamische Verhalten der Werkzeugmaschine, insbesondere das der Spindel, und des Werkstücks zu berücksichtigen. Berücksichtigt werden muss auch, dass das dynamische Verhalten des Werkzeugs stark durch die Einspannung in der Werkzeugschnittstelle beeinflusst wird [Uhlm12].

Bei der Verwendung von Werkzeugen für die spanende Mikrobearbeitung lässt sich die Dynamik am Tool-Center-Point jedoch nicht direkt experimentell ermitteln, sodass sich hier die Finite-Elemente-Modellierung anbietet. Da die verwendeten Werkzeuge meist ein verjüngtes Design aufweisen (siehe auch Abschnitt 2.1) ist die Anwendung der Finite-Elemente-Modellierung prinzipiell nur für den vorderen Teil des Werkzeugs notwendig. Das dynamische Verhalten des Werkzeugs lässt sich hingegen auch experimentell ermitteln [Masc06]. Die experimentelle Ermittlung bietet gegenüber der Finite-Elemente-Modellierung den Vorteil, dass Abweichungen aufgrund fehlerhafter Annahmen über das Materialverhalten vermieden werden. Da die Dynamik am Tool-Center-Point während des Zerspanprozesses jedoch auch vom dynamischen Verhalten der Werkzeugspindel abhängig ist, muss dieses auch berücksichtigt werden. Das dynamische Verhalten der Werkzeugspindel lässt sich sowohl durch eine Finite-Elemente-Modellierung oder experimentell ermitteln.

Um das dynamische Verhalten am Gesamtsystem zu bestimmen und somit die Dynamik am Tool-Center-Point während der Zerspanung prognostizieren zu können, ist es jedoch weiterhin notwendig die Dynamik der beiden Teilsysteme zu koppeln. Mascardelli et al. entwickelten eine Methode mit der sich die Teilsysteme koppeln lassen. Beim ersten Teilsystem handelte es sich um den vorderen Teil des Werkzeugs, das heißt den Bereich der Werkzeugspitze bzw. -schneide. Der Werkzeugschaft, die Werkzeugspindel und die Werkzeugmaschine bildeten das zweite Teilsystem. Die Dynamik des ersten Teilsystems wurde mithilfe der Finite-Elemente-Methode ermittelt. Hierfür wurde der vordere Teil des Werkzeugs als Timoshenko-Balken modelliert [Timo32]. Die Dynamik des zweiten Teilsystems wurde experimentell ermittelt. Zur Kopplung der Teilsysteme müssen bei der entwickelten Methode die rotatorischen Freiheitsgrade des Systems an der Koppelstelle ermittelt werden. Laut den Autoren sind die rotatorischen Freiheitsgrade für ein System mit konstantem Schaftdurchmesser konstant. Nach der Ermittlung dieser Freiheitsgrade kann anschließend die Kopplung der beiden Teilsysteme und somit die Analyse des dynamischen Verhaltens durchgeführt werden. Eingeschränkt wird diese Methode der Ermittlung des dynamischen Verhaltens des Gesamtsystems dadurch, dass davon ausgegangen wurde, dass das dynamische Verhalten linear ist [Masc06].

2.6.2 Modellierung und Simulation des Zerspanprozesses

Die Modellierung des Prozesses ist der letzte wesentliche Bestandteil zur Simulation der Interaktion von Prozess, Werkzeug und Spindel bei der spanenden Mikrobearbeitung. Mit der Prozessmodellierung werden die Prozesskräfte vorhersagt, die für die Untersuchung der Interaktion ausschlaggebend sind. Die Prozesskräfte hängen von verschiedenen Faktoren ab, wie zum Beispiel dem Werkstoffverhalten, der Werkzeuggeometrie und dem Spanungsquerschnitt. Die bei der Mikrobearbeitung auftretenden Skaleneffekte verlangen jedoch speziell an die

Mikrobearbeitung angepasste Ansätze und Anpassungen der Modellparameter und Modellkonstanten, um das Prozessverhalten bzw. die Prozesskräfte ausreichend genau vorherzusagen.

Zur Modellierung von Mikrofräs-, Mikrodreh- und Mikrobohrprozessen werden meist die Finite-Elemente-Methode, die Molekulardynamikmodellierung, Multiskalenmodelle oder mechanistische Ansätze genutzt [Anan14]. Zur Modellierung von Mikroschleifprozessen werden meist analytische oder kinematische Ansätze sowie die Finite-Elemente-Methode verwendet [Prat19].

Mechanistische Modellierung

Die Grundlagen für die mechanistische Modellierung bilden die Geometrie des Werkzeuges und die Mechanismen der Spanbildung (siehe Abschnitt 2.1). Der Zusammenhang zwischen Spannungsdicke und Zerspankraft wird meist durch Experimente an die realen Gegebenheiten des zu untersuchenden Prozesses angepasst. Dieser Zusammenhang ist jeweils nur für eine Kombination aus Werkstückgeometrie und Werkstoff des Werkstücks gültig. Somit muss die Kalibrierung für jede Kombination aus Werkstoff und Werkzeug separat durchgeführt werden. Jedoch existieren Ansätze, die Finite-Elemente-Methode zur Kalibrierung der mechanistischen Modelle zu nutzen, wodurch die experimentelle Kalibrierung nicht mehr notwendig wäre [Anan14]. Eingeschränkt werden diese Ansätze jedoch dadurch, dass sich die korrekte Prognose der Zerspankräfte bei der spanenden Mikrobearbeitung mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode als schwierig erweist (siehe auch Abschnitt 2.6.1: Finite-Elemente-Modellierung).

Ein mechanistisches Modell wurde von Jun et. al für die Prognose der Zerspankraft erarbeitet. Zudem wurde in dem Modell das Mikrofräswerkzeug auf Basis der Timoshenko-Balkentheorie [Timo32] modelliert, um dessen Dynamik berücksichtigen. Mit dieser Modellierungsweise konnte der Einfluss der komplexen dreidimensionalen Werkzeuggeometrie sowie die Kraftangriffsfläche der wirkenden Zerspankräfte zwar nicht exakt modelliert werden, das Modell lieferte dennoch eine gute Übereinstimmung mit experimentell ermittelten Kräften [Jun06a, Jun06b].

Malekian et al. entwickelten ein mechanistisches Modell der Zerspankraft für das Mikrofräsen, welches den Effekt des Pflügens, die elastische Erholung des Werkstoffes, die Rundlaufabweichungen und die Dynamik am Tool-Center-Point berücksichtigt. Die Dynamik des Mikrofräswerkzeugs wurde in diesem Modell ebenfalls berücksichtigt. Die Dynamik des Werkzeuges wurde mithilfe von Balkenelementen auf Basis der Finite-Elemente-Methode und experimentellen Untersuchungen entsprechend der in [Masc06] beschriebenen Methode ermittelt (siehe auch Abschnitt 2.6.1). Mit experimentellen Untersuchungen konnte trotz der Vereinfachungen bei der Modellierung des Werkzeugverhaltens eine gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen und der mithilfe des Modells prognostizierten Zerspankraft ermittelt werden. Jedoch berücksichtigt dieses Modell nicht die Effekte, die aufgrund des Spindelsturzes oder durch thermische Veränderungen entstehen [Male09].

Anand et al. entwickelten ein mechanistisches Modell zur Ermittlung der Zerspankraft für das Mikrobohren, welches den Schneidkantenradius des Mikrobohrers und den Effekt der minimalen Spannungsdicke berücksichtigt. Die benötigten Koeffizienten des Modells wurden experimentell ermittelt. Das Modell lieferte eine gute Übereinstimmung zu experimentell ermittelten Zerspankräften. Die Dynamik des Mikrobohrers wurde in diesem Modell jedoch nicht berücksichtigt [Anan17].

Insgesamt sind mechanistische Ansätze demnach gut geeignet, um die Zerspankraft beim Mikrofräsen und Mikrobohren zu modellieren.

Analytische Modellierung

Park et al. entwickelten ein analytisches Modell zur Vorhersage der Prozesskräfte beim Mikroschleifen mit Mikroschleifscheiben. Bei diesem Modell werden die Prozesskräfte zunächst analytisch für ein einzelnes Schleifkorn bestimmt. Anschließend werden die Kräfte auf die gesamte Schleifscheibe hochgerechnet. Der Vergleich mit experimentellen Untersuchungen zeigte eine gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen und prognostizierten Kräften [Park08].

Maeng et al. entwickelten ein analytisches Modell zur Vorhersage der Normalkraft beim Mikroschleifen mit Mikroschleifscheiben. Dieses Modell berücksichtigt die Topografie der Schleifscheibe und die unterschiedlichen Kräfte, die durch die elastische und plastische Verformung des Werkstoffes sowie durch die Spanbildung entstehen. Die Steifigkeit des Werkzeugs und der Werkzeugmaschine wurden ebenfalls berücksichtigt. Die Ergebnisse des analytischen Modells konnten durch experimentelle Untersuchungen bestätigt werden [Maen20].

Insgesamt sind analytische Ansätze demnach gut geeignet, um die Prozesskräfte beim Mikroschleifen mit Mikroschleifscheiben zu prognostizieren [Prat19].

Finite-Elemente-Modellierung

Mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode können die während der Zerspanung entstehenden Prozesskräfte und die freiwerdende Wärme abgebildet werden. Der große Vorteil der Finite-Elemente-Methode liegt in der Möglichkeit, ein dreidimensionales Modell des Spanbildungsprozesses zu erstellen. Dadurch kann die Dreidimensionalität des Spanbildungsprozesses berücksichtigt und dieser somit realistischer modelliert werden [Lian13].

Jin und Altintas nutzten die Finite-Elemente-Methode zur Modellierung der Zerspankraft beim Mikrofräsen. Die Ergebnisse zeigten eine gute Übereinstimmung der simulierten Zerspankraft mit experimentell ermittelten Kräften in Normalrichtung. Die Kräfte in Vorschubrichtung wurden von dem Modell nur unzureichend prognostiziert. Die Autoren führten dies auf das verwendete Reibungsmodell zurück [Jin12].

Davoudinejad et al. entwickelten ein dreidimensionales thermomechanisches Finite-Elemente-Modell für das Mikrofräsen, welches auch Rundlaufabweichungen des Fräswerkzeugs berücksichtigt. Das Werkzeug selbst wurde in dem Modell als starr angenommen. Die optimalen Parameter für das Materialmodell wurden experimentell ermittelt. Bei der experimentellen Validierung stellten die Autoren fest, dass signifikante Abweichungen zwischen den simulierten und gemessenen Prozesskräften auftraten. Diese Abweichung lässt sich laut der Autoren zum Teil auf numerisches Rauschen zurückführen. Durch die Anwendung von Filtern ließ sich die Abweichung reduzieren. Die Autoren gaben weiterhin an, dass die verbleibenden Abweichungen möglicherweise auf eine Aufbauscheidenbildung und/oder die Dynamik des Fräswerkzeugs zurückzuführen sind [Davo17].

Um eine hohe Genauigkeit der Finite-Elemente-Modellierung zu erreichen ist es also entscheidend, dass die verwendeten Parameter korrekt ausgewählt werden. Eine Möglichkeit zur Prüfung der verwendeten Parameter stellen experimentelle Untersuchungen dar [Davo17]. Die Finite-Elemente-Methode kann demnach prinzipiell zur Modellierung der Spanbildung bei der spanenden Mikrobearbeitung verwendet werden. Nachteilig erweist sich, dass oftmals

Vereinfachungen getroffen werden müssen, da die Modellparameter nur unzureichend bekannt oder bestimmbar sind, was dazu führt, dass die Ergebnisse mit der Finite-Elemente-Modellierung dem realen Prozess lediglich iterativ und in Abhängigkeit der experimentellen Untersuchungen des realen Zerspanprozesses angenähert werden können [Prat19].

Molekulardynamikmodellierung

Eine weitere Möglichkeit, die zur Modellierung des Spanbildungsprozesses herangezogen werden kann, stellt die Molekulardynamikmodellierung dar [Koma01]. Dabei wird der Zerspanprozess auf atomarer Ebene betrachtet. Aufgrund der extrem langen Simulationszeit kann jedoch nur eine begrenzte Anzahl an Atomen für einen begrenzten Zeitraum betrachtet werden [Anan14, Lian13]. Aus diesem Grund ist die Molekulardynamik insbesondere für die Nanozerspannung geeignet und ihre Anwendung in der spanenden Mikrobearbeitung erweist sich als problematisch [Anan14]. Zudem lassen sich durch die Molekulardynamik gewonnene Ergebnisse nur schwer experimentell überprüfen [Lian13].

Multiskalenmodellierung

Bei Multiskalenmodellen werden verschiedene Modellierungsmethoden, beispielsweise die Finite-Elemente-Modellierung und die Molekulardynamikmodellierung, miteinander kombiniert. So ist es prinzipiell möglich, die Zerspanung samt Kräften und der Oberflächenentstehung unter Berücksichtigung der Skaleneffekte und der genauen Werkzeuggeometrie abzubilden [Anan14]. Bei den Multiskalenmodellen wird nur für Bereiche, in denen die Atomdynamik relevant ist, ein Molekulardynamikmodell verwendet. Die restlichen Bereiche können mit der Finite-Elemente-Methode modelliert werden [Lian13]. Mithilfe von Multiskalenmodellen ist möglich, die Genauigkeit der Simulationen im Bereich der spanenden Mikrobearbeitung im Vergleich zu Finite-Elemente-Modellen zu erhöhen. Zugleich kann durch Multiskalenmodelle im Vergleich zur Molekulardynamikmodellierung auch die Simulationsdauer reduziert werden [Anan14]. Nachteilig ist der extrem hohe Modellierungsaufwand, da die Molekulardynamikmodellierung und die Finite-Elemente-Methode gleichzeitig verwendet werden. Zusätzlich müssen passende Schnittstellen zur Verfügung stehen, um die Teilergebnisse beider Methoden bei jedem Simulationsschritt zu koppeln. Weiterhin werden mehrere Gleichungssystemlöser benötigt.

2.6.3 Gekoppelte Modellierung von Prozess, Werkzeug und Spindel

Es lässt sich festhalten, dass die mechanistischen Ansätze besser zur Modellierung des Mikrobohrens und des Mikrofräsens geeignet sind als die Finite-Elemente-Methode. Als nachteilig erweist sich bei den mechanistischen Ansätzen, dass die Kalibrierung des Modells für jede Kombination aus Werkstoff und Werkzeug getrennt durchgeführt werden muss. Dies lässt sich jedoch nicht als direkter Nachteil gegenüber der Finite-Elemente-Methode sehen, da in diesem Fall auch experimentelle Versuchsreihen notwendig sind, um die getroffenen Annahmen über das Materialverhalten während der Zerspannung zu validieren. Zur Modellierung des Mikroschleifens sind analytische Ansätze zur Prognose der Prozesskräfte und kinematische Simulationen zur Prognose der Kinematik geeignet [Prat19, Sett19]. Insgesamt kann mithilfe von mechanistischen Ansätzen die Zerspankraft mit ausreichender Güte bestimmt werden, wobei die Nachteile von Spanbildungssimulationen in Form von unzureichend genauen Modellparametern und langen Simulationsdauern umgangen werden.

Diese Effizienz der mechanischsten Modelle ermöglicht die Kopplung mit einem Finite-Elemente-Modell des Werkzeugs und der Werkzeugspindel. Dieser gekoppelte Ansatz wurde bereits von mehreren Forschern zur Modellierung der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel bei der spanenden Mikrobearbeitung vorgestellt [Afaz12, Jun06a, Uhl13], wobei das Werkzeug jedoch vereinfacht modelliert wurde. Uhlmann et al. stellten das von ihnen modellierte Fräswerkzeug mithilfe von Balkenelementen dar, welche auf der Euler-Bernoulli-Balkentheorie [Szab66] basierten [Uhl13]. Im bereits genannten Ansatz von Jun et al. (siehe Abschnitt 2.6.1: Mechanistische Modellierung) wurden Balkenelemente auf Basis der Timoshenko-Balkentheorie zur Darstellung des Werkzeugs eingesetzt [Jun06a]. Afazov et al. stellten das von ihnen abgebildete Fräswerkzeug mit einem zweidimensionalen Starrkörpermodell dar [Afaz12]. Mit diesen Modellierungsansätzen kann der Einfluss der komplexen dreidimensionalen Werkzeuggeometrie sowie die Kraftangriffsfläche der wirkenden Zerspankräfte jedoch nicht ausreichend genau modelliert werden. Auch das genaue dynamische Verhalten der Spindel kann mit diesen Modellen nicht berücksichtigt werden, da die Steifigkeit, Dämpfung und Trägheitseigenschaften der Spindel sowie der Einfluss der Werkzeugschnittstelle nicht ausreichend genau abgebildet wird.

2.7 Zusammenfassende Bewertung

Die Wechselwirkung zwischen Prozess und Maschine wurde in der Fertigungstechnik unter dem Begriff Prozess-Maschine-Interaktion bei der spanenden Bearbeitung mit Werkzeuggrößen über einem Millimeter bereits identifiziert und untersucht. Aufgrund der stark geänderten Größenverhältnisse bei der Mikrobearbeitung sowie dem unterschiedlichen Aufbau der Werkzeugmaschinen, Werkzeugspindeln und Werkzeuge lassen sich die gewonnenen Erkenntnisse jedoch nicht übertragen. Beispielsweise lässt sich eine Interaktion mit der Werkzeugmaschine bzw. fast sämtlichen Komponenten der Werkzeugmaschine ausschließen, da diese aufgrund der geringen Prozesskräfte nicht signifikant beeinflusst werden. Die veränderten Größenverhältnisse und Eingriffsverhältnisse erschweren weiterhin eine experimentelle Untersuchung der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel. Eine gekoppelte Modellierung von Prozess, Werkzeug und Spindel kann deshalb maßgeblich dazu beitragen, die Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine bei der spanenden Mikrobearbeitung zu verstehen.

Bei der spanenden Mikrobearbeitung beeinflusst das dynamische Verhalten der Werkzeugspindel das Prozessergebnis stark. Demnach muss das Verhalten der Werkzeugspindel bei der Untersuchung von Interaktionen stets berücksichtigt werden. Das dynamische Verhalten der Spindel kann experimentell oder mit der Finite-Elemente-Methode ermittelt werden. Weiterhin muss das dynamische Verhalten des Werkzeugs präzise bestimmt werden. Bei Werkzeugen für die spanende Mikrobearbeitung kann das dynamische Verhalten des Werkzeugschafts sowohl experimentell als auch durch Modellierung mit der Finite-Elemente-Methode ermittelt werden. Jedoch kann das genaue Verhalten am Tool-Center-Point experimentell nicht mit ausreichender Güte ermittelt werden. Aus diesem Grund wird dieses am besten mit der Finite-Elemente-Methode bestimmt. Bei der Finite-Elemente-Modellierung gilt es, Vereinfachungen, welche das dynamische Verhalten des Werkzeugs verfälschen können, zu vermeiden. Hierzu zählen die Annahme von ausschließlich linearen Zusammenhängen oder die Verwendung von Balkenelementen. Die experimentelle Ermittlung bietet den Vorteil, dass keine Abweichungen aufgrund von Fehlern in der Finite-Elemente-Modellierung auftreten können, jedoch ist die Kopplung der Teilsysteme problematisch und es können Messfehler auftreten.

Zur Modellierung des Prozesses beim Mikrobohren und Mikrofräsen eignen sich die mechanistischen Ansätze am besten, da mit ihnen eine Vielzahl an Beeinflussungsparametern während der Zerspanung berücksichtigt werden können und sie meist eine gute Übereinstimmung mit den real auftretenden Kräften zeigen. Zur Modellierung des Prozesses beim Mikroschleifen mit Mikroschleifscheiben sind die analytischen Ansätze am besten geeignet. Die Finite-Elemente-Methode bietet grundsätzlich den Vorteil, dass die Spannbildung dreidimensional und somit realistischer abgebildet werden kann und zudem auch das thermomechanische Verhalten berücksichtigt werden kann. Als problematisch zeigt sich bei der Finite-Elemente-Methode jedoch, dass neben langen Simulationsdauern zudem Abweichungen von der realen Spannbildung auftreten können, wenn die getroffenen Annahmen über das Materialverhalten nicht korrekt sind.

3 Forschungsbedarf und Zielsetzung

Nach der Beschreibung des relevanten Stands von Wissenschaft und Technik werden im Folgenden die Motivation sowie die Zielsetzung der Arbeit hergeleitet. Im Anschluss wird der Aufbau der Arbeit beschrieben.

3.1 Motivation

Die Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine kann die erreichbare Bearbeitungsgenauigkeit spanender Bearbeitungsverfahren beeinflussen. Bei der spanenden Mikrobearbeitung sind die Größen- und Kraftverhältnisse zwischen Span, Werkzeug, und Werkzeugmaschine jedoch grundlegend anders als bei der spanenden Bearbeitung mit Werkzeuggrößen über einem Millimeter. Teilweise bewegen sich die Eingriffsgrößen des Werkzeugs im Mikrometerbereich, die Werkzeuggrößen im zweistelligen Mikrometerbereich und die Prozesskräfte weit unterhalb von einem Newton. Diese Größen und Kräfte können jedoch nicht ohne Weiteres von der spanenden Bearbeitung mit größeren Werkzeugen und Eingriffsgrößen herabskaliert werden, da sie von verschiedenen Skaleneffekten abhängen (siehe Abschnitt 2.1). Die Skaleneffekte führen zu einer Änderung der physikalischen Phänomene und Einflussfaktoren, wie beispielsweise dem erhöhten Einfluss der Mindestspanungsdicke und dem Anstieg der spezifischen Schnittkraft. Zusätzlich wird mit deutlich höheren Drehzahlen und höheren Anforderungen bezüglich der Rundlaufgenauigkeit der Werkzeugspindeln gearbeitet.

Aufgrund der veränderten Größen- und Kraftverhältnisse bei der spanenden Mikrobearbeitung können Erkenntnisse aus der spanenden Bearbeitung mit Werkzeuggrößen über einem Millimeter demnach nicht ohne Weiteres übertragen werden. Beispielsweise lässt sich eine Interaktion mit der Werkzeugmaschine bzw. fast sämtlichen Komponenten der Werkzeugmaschine ausschließen, da diese aufgrund der geringen Prozesskräfte nicht signifikant beeinflusst werden. Aus diesem Grund gilt es zu identifizieren, welche Effekte und Faktoren die erreichbare Bearbeitungsgenauigkeit bei der spanenden Mikrobearbeitung beeinflussen. Die veränderten Größenverhältnisse, Eingriffsverhältnisse und Maschinenkomponenten erschweren jedoch eine experimentelle Untersuchung der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel. Erschwerend kommt hinzu, dass die Abgrenzung von Prozess-, Werkzeug-, Spindel- und Maschineneinflüssen und Interaktionen messtechnisch nur unzureichend möglich ist, da die gemessenen Größen stets das Zusammenspiel aller Komponenten und den Einfluss sämtlicher Parameter beinhalten. Demnach ist es schwierig, festzustellen, ob ein auftretender Effekt auf eine Maschinenkomponente, den Prozess oder eine Interaktion zurückzuführen ist.

Eine gekoppelte Modellierung der einzelnen Komponenten kann deshalb maßgeblich dazu beitragen, die Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel bei der spanenden Mikrobearbeitung zu verstehen. Ein besseres Verständnis dieser Interaktion hinsichtlich der auftretenden physikalischen Effekte, deren Ursache und deren Auswirkung auf die spanende Mikrobearbeitung ist notwendig, um im Anschluss zielgerichtet Möglichkeiten zur Reduzierung und Kompensation negativer Einflüsse zu entwickeln.

3.2 Zielsetzung

Ziel der Arbeit ist es, Möglichkeiten für die simulationsgestützte Analyse der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug, und Spindel bei der spanenden Mikrobearbeitung zu erarbeiten. Hierfür sollen Simulationsmodelle erarbeitet werden, welche sowohl die Prozesskinematik, die

Prozesskräfte als auch die Kinematik und Kräfte von Spindel und Werkzeug abbilden. Dabei gilt es, diese Effekte in gekoppelten Simulationsmodellen zusammenzuführen. Auf diese Weise soll untersucht werden, welche Effekte sich auf den Prozess, welche sich auf eine Spindelkomponente und welche sich auf eine Interaktion zurückführen lassen. Mithilfe dieser Simulationsmodelle soll die Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel bei der spanenden Mikrobearbeitung, speziell dem Mikrofräsen und dem Mikroschleifen, untersucht werden.

3.3 Vorgehensweise und Aufbau der Arbeit

Zur simulationsgestützten Analyse der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel bei der spanenden Mikrobearbeitung werden gekoppelte Simulationsmodelle erarbeitet. Diese bestehen aus mehreren Submodellen, welche jeweils die Werkzeugspindel, die Prozesskinematik und die Prozesskräfte abbilden. Mithilfe dieser Simulationsmodelle werden anschließend Untersuchungen bezüglich der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel beim Mikrofräsen und Mikroschleifen durchgeführt. Der genaue Aufbau der Arbeit ist in Abbildung 3-1 dargestellt und wird im Folgenden erläutert.

Zur Bestimmung geeigneter Randbedingungen und zur Prüfung der Simulationsmodelle wurden experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Die hierfür verwendete Versuchs- und Messtechnik wird in **Kapitel 4** beschrieben.

In **Kapitel 5** werden die Submodelle zur dynamischen Modellierung der Spindel und der Werkzeuge beschrieben. Hierbei wird die Modellierung in Teilschritte eingeteilt, welche dem Aufbau der Werkzeugspindel entsprechen. So beschreibt **Abschnitt 5.1** die Modellierung der Luft- und Magnetlager, **Abschnitt 5.2** pneumatische Turbinenantriebe und Elektromotoren, **Abschnitt 5.3** die Modellierung der Spindelwelle und **Abschnitt 5.4** die der Werkzeuge.

Kapitel 6 beschreibt die idealisierte Modellierung des Prozesses. Dabei wird in **Abschnitt 6.1** die Vorgehensweise zur Berechnung der Zerspankraft und der Kinematik des Mikrofräsens erläutert. In **Abschnitt 6.2** werden die Modellierung der idealisierten Prozesskräfte und die Kinematik bei der Mikroschleifbearbeitung beschrieben.

In **Kapitel 7** wird die Vorgehensweise zur Modellkopplung vorgestellt.

Bevor die Simulationsmodelle eingesetzt werden können, müssen diese zunächst auf ihre Eignung geprüft werden. **Kapitel 8** beschreibt die Verifikation und Validierung der einzelnen Submodelle. Hierbei wird auch die mögliche Interaktion zwischen der Werkzeugspindelwelle und dem antreibenden Elektromotor untersucht.

Anschließend werden die gekoppelten Simulationsmodelle in Kombination mit experimentellen Untersuchungen eingesetzt, um in **Kapitel 9** die Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel beim Mikrofräsen (**Abschnitt 9.1**) und Mikroschleifen (**Abschnitt 9.2**) zu untersuchen. Weiterhin werden Möglichkeiten zur Steigerung der Bearbeitungsgenauigkeit bei der spanenden Mikrobearbeitung beschrieben (**Abschnitt 9.3**).

In **Kapitel 10** werden die spezifischen Erkenntnisse, soweit möglich, verallgemeinert, um allgemeingültige Aussagen bezüglich der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine bei der spanenden Mikrobearbeitung zu treffen.

Die in der Arbeit gewonnenen Erkenntnisse werden in **Kapitel 11** zusammengefasst. Basierend auf den erarbeiteten Modellen und den Erkenntnissen wird ein Ausblick auf mögliche weiterführende Arbeiten gegeben.

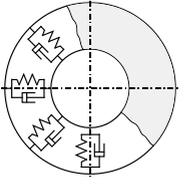
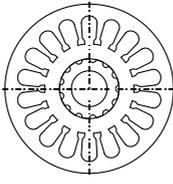
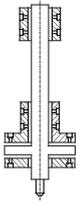
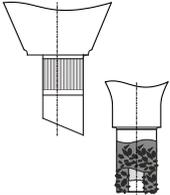
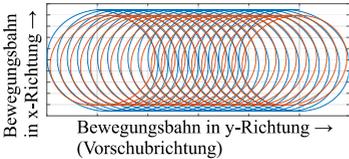
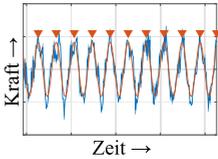
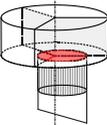
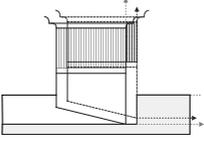
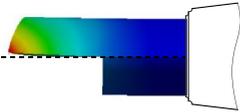
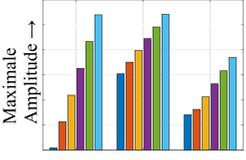
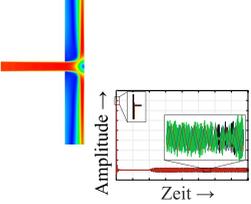
Einleitung		Kapitel 1	
Stand von Wissenschaft und Technik		Kapitel 2	
Forschungsbedarf und Zielsetzung		Kapitel 3	
Versuchstechnik und Versuchsdurchführung		Kapitel 4	
Dynamische Modellierung der Spindel und der Werkzeuge		Kapitel 5	
5.1 Lagerung	5.2 Antrieb	5.3 Spindelwelle	5.4 Werkzeuge
			
Modellierung des Prozesses		Kapitel 6	
6.1 Mikrofräsen	6.2 Mikroschleifen		
			
Modellkopplung		Kapitel 7	
7.1 Kopplung von Rotor und Werkzeug	7.2 Mikrofräsen	7.3 Mikroschleifen	
		$F_{gem} = F_{ges} = F_P + F_I$ $\begin{pmatrix} x_p \\ y_p \\ z_p \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_{K,i} \cdot \sin \Omega t \\ y_{K,i} \cdot \cos \Omega t \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ v_f \cdot t \\ z_{K,i} \end{pmatrix}$	
Verifikation, Validierung und Untersuchung der Interaktion zwischen Spindelwelle und Elektromotor		Kapitel 8	
Untersuchung der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel		Kapitel 9	
9.1 Mikrofräsen	9.2 Mikroschleifen	9.3 Möglichkeiten zur Steigerung der Bearbeitungsgenauigkeit	
			
Fazit zur Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine		Kapitel 10	
Zusammenfassung und Ausblick		Kapitel 11	

Abbildung 3-1: Aufbau der Arbeit

4 Versuchstechnik und Versuchsdurchführung

Sowohl zur Bestimmung geeigneter Randbedingungen für die Simulationsmodelle als auch zur Verifikation und Validierung sind experimentelle Untersuchungen notwendig. Die hierfür verwendeten Maschinen, Werkzeuge und Verfahren werden im Folgenden beschrieben.

4.1 Desktop-Werkzeugmaschine

Zur Durchführung der experimentellen Untersuchungen wurde das am FBK entwickelte Nano-Grinding-Center (NGC) verwendet [Walk16]. Hierbei handelt es sich um eine integrierte modulare Desktop-Werkzeugmaschine, bestehend aus unabhängigen Einzelmodulen (siehe Abbildung 4-1). Das NGC ist in Portalbauweise mit oben liegender Traverse konstruiert und gehört somit zu der spezifischen Variante der Brückengantry-Bauweise. Die Maschinenbasis besteht aus natürlichem Granit und ist aus Gründen der Schwingungsentkopplung auf einem Tisch mit integrierter Luftfederung gelagert.

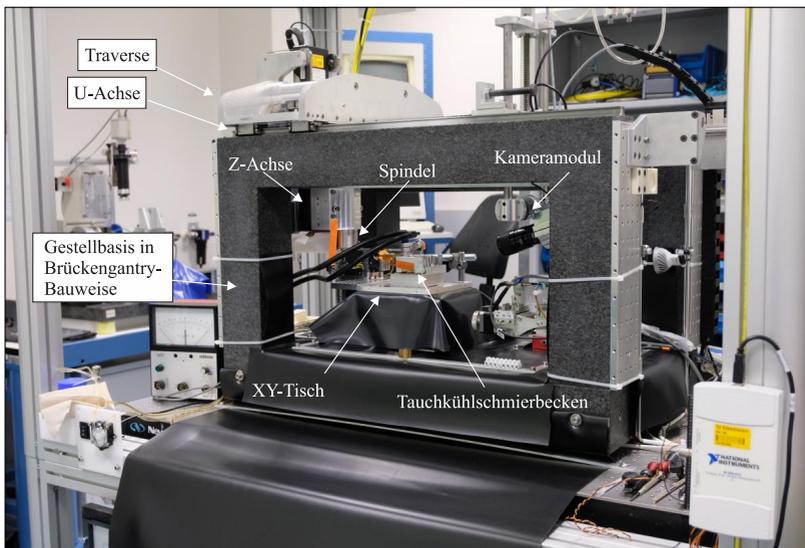


Abbildung 4-1: Nano Grinding Center (NGC)

Die Desktopmaschine setzt sich aus mehreren Modulen zusammen. Hierzu gehören das Kameramodul, das Referenzmodul, das Schleifmodul, das μ EDM-Modul (EDM: Electrical discharge machining), das Applikationsmodul und die z-Achse. Die z-Achse ist in einer Traverse montiert und dient dem Verfahren der Hauptspindel in vertikaler Richtung. Die Traverse ist wiederum über eine Präzisionslineareinheit in horizontaler Richtung verfahrbar (u-Achse). Als Hauptspindel fungiert eine kommerzielle luftgelagerte Werkzeugspindel, die durch einen Asynchronmotor angetrieben wird und eine Maximaldrehzahl von 160.000 min^{-1} erreicht. Als Werkzeugschnittstelle dient eine Spannzange. Parameter der Werkzeugspindel, welche für die spätere Modellierung einzelner Komponenten benötigt wurden, wurden Herstellerangaben entnommen und/oder mit geeigneten Messmitteln vermessen (siehe Abschnitt 5.1.1 und Tabelle 8-3 für Luftlager, Abschnitt 5.2.2 und Tabelle 5-3 für den Elektromotor sowie Abschnitt 5.3 und

Tabelle 8-3 für die Spindelwelle). Eine vollständige Auflistung aller Parameter ist im Anhang (siehe Tabelle 13-1) zu finden. Eine Auflistung der relevanten Parameter zur Modellierung einer bestimmten Komponente ist zusätzlich in den jeweiligen zugehörigen Abschnitten zu finden.

Bei den für die Durchführung der experimentellen Untersuchungen relevanten Modulen handelt es sich um die z-Achse, das Kameramodul und das Applikationsmodul. Das Kameramodul ist in vertikaler Richtung (y-Achse) motorisiert verfahrbar und dient zur Prozessüberwachung. Das Applikationsmodul ist auf der Grundplatte des Gestells montiert und lässt sich als Kreuztisch in x- und y-Richtung verfahren. Auf dem Applikationsmodul wird das Werkstück befestigt. Die Mikroschleifversuche wurden unter Verwendung einer Tauchkühlschmierung durchgeführt [Arra20]. Hierbei wurde ein Tauchkühlschmierbecken verwendet, in welchem das Werkstück auf einem Objektträger montiert wird. Das Tauchkühlschmierbecken wurde anschließend auf dem Applikationsmodul befestigt.

4.2 Rundlaufabweichung der Werkzeugspindel

Die Rundlaufabweichung der Werkzeugspindel des NGCs wurde mithilfe eines kapazitiven Messsystems am Werkzeugschaft erfasst (Lion Precision Spindle Analyzer). Das Messsystem besteht aus drei kapazitiven Sensoren (je ein Sensor zur Messung entlang der raumfesten Koordinaten x_M , y_M und z_M) mit einer Abtastrate von 15 kHz und einer Genauigkeit von ca. 12,7 nm, wobei zur Messung der Rundlaufabweichung lediglich zwei Sensoren in x- und y-Richtung eingesetzt wurden. Die Rundlaufabweichung der Werkzeugspindel wurde für Drehzahlen zwischen 15.000 min^{-1} und 155.000 min^{-1} mit einem Abstand von jeweils 5.000 min^{-1} zwischen den einzelnen Messungen erfasst. Da sich der Einspannfehler des Werkzeugs auf die gemessene Rundlaufabweichung auswirkt, wurde jede Messung mehrfach durchgeführt. Dabei wurde das Werkzeug jedes Mal neu eingespannt. Weiterhin wurde vor jeder Messung die Drehzahl konstant gehalten, bis ein mögliches (weiteres) thermisches Wachstum ausgeschlossen werden konnte (siehe auch Abschnitt 2.3.3).

4.3 Werkzeuge

Für die Mikroschleifversuche wurden chemisch beschichtete Mikroschleifwerkzeuge verwendet, welche mittels Nickel-Phosphor-Dispensions-Beschichtungsverfahren [Arra16, Hein20] hergestellt wurden. Die Werkzeuge bestehen aus einem Stahlgrundkörper (Schnellarbeitsstahl) mit einem Durchmesser von 20 μm . Schnellarbeitsstahl wird statt Hartmetall verwendet, da einerseits eine bessere Schichthaftung erzielt werden kann [Arra21]. Andererseits liegt ein geringerer Unterschied der thermischen Ausdehnungskoeffizienten zwischen Beschichtung und Grundkörper vor, was das Risiko einer Ablösung der Schicht bei erhöhten Prozesstemperaturen verringern kann [Arra17] (siehe auch Abschnitt 2.3.5). Der Grundkörper wird als Substrat für den Schleifbelag verwendet. Dieser Schleifbelag besteht aus einer Matrix aus einer Nickel-Phosphor-Legierung, welche Körner aus kubischem Bornitrid mit einer Nenngröße von 5-10 μm enthält. Die Schichtdicke beträgt etwa 15 μm , sodass das fertige Werkzeug einen Durchmesser von 50 μm hat. In der Mitte der Stirnfläche des Werkzeugs ist eine Kavität eingearbeitet, um den Kontakt zwischen Werkzeug und Werkstück im Bereich der Rotationsachse zu verhindern [Arra19]. Dadurch können das Pflügen und die Bildung von Substrukturen vermieden werden [Hein20]. Die eingesetzte Beschichtung weist insgesamt eine Dichte von $8,5 \text{ g/cm}^3$ [Park92], einen Elastizitätsmodul von 180 GPa und die Poissonzahl 0,3 [Wieg68] auf. Eine

schematische Darstellung des Werkzeugs ist in Abbildung 4-2a) zu sehen, eine REM-Aufnahme eines Werkzeugs vor dem Einsatz und vor dem Schärfen in Abbildung 4-2b). Der Herstellungsprozess der Schleifstifte ist in [Arra16, Hein20, Arra19] erläutert. Eine vollständige Auflistung aller Werkzeugparameter ist zusätzlich im Anhang (siehe Tabelle 13-1) zu finden.

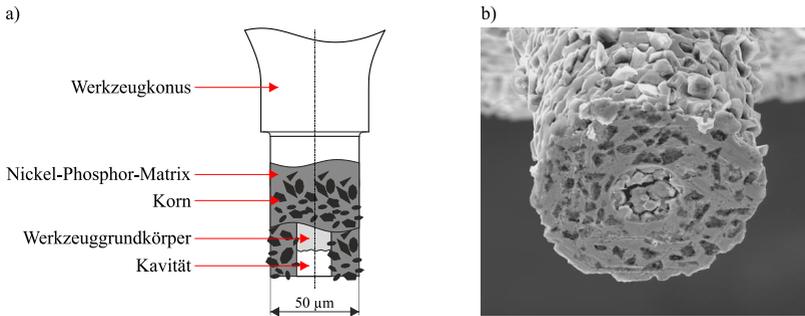


Abbildung 4-2: a) schematische Darstellung nach [Lang22a] und b) REM-Aufnahme eines Mikroschleifstiftes vor dem Einsatz

4.4 Messung der Prozesskräfte

Die Prozesskräfte beim Mikroschleifen wurden mit einem Dynamometer (Firma Kistler, MiniDyn Typ 9119AA1; Empfindlichkeit < 2 mN, Eigenfrequenz < 6 kHz, Eckfrequenz 10 kHz für F_x und F_y und 5 kHz für F_z [Kist23]) mit einer Abtastrate von 12 kHz gemessen. Alle Messungen wurden mindestens dreimal wiederholt. Vor jeder Messung wurde die Drehzahl konstant gehalten, bis ein mögliches (weiteres) thermisches Wachstum ausgeschlossen werden konnte (siehe auch Abschnitt 2.3.3). Bei der Mikroschleifbearbeitung wurden Vollnuten in den Werkstoff (16MnCr5 (660 HV 30), HV: Vickershärte) unter Einsatz einer Tauchkühlschmierung [Arra20] geschliffen. Als Prozess wurde das Pendelschleifen mit drei unterschiedlichen Drehzahlen (30.000 min^{-1} , 90.000 min^{-1} und 150.000 min^{-1}) durchgeführt. Die Schnitttiefe wurde für alle Schnitte konstant bei $0,5 \mu\text{m}$ gehalten. Pro Nut wurden zehn Schnitte durchgeführt, so dass sich eine Solltiefe von $5 \mu\text{m}$ pro Nut ergab.

5 Dynamische Modellierung der Spindel und der Werkzeuge

Die Analyse der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel bei der spanenden Mikrobearbeitung verlangt aufgrund der verhältnismäßig starken Einflüsse der Plan-, Rund-, und Neigungslaufabweichungen der Werkzeugspindel (siehe Abschnitt 2.3) detaillierte physikalische Modelle der eingesetzten Werkzeugspindeln. In Anlehnung an den Aufbau von Abschnitt 2.3 wird die dynamische Modellierung von Werkzeugspindeln entsprechend in die einzelnen Komponenten Lagerung, Antrieb, Rotor und Werkzeug aufgeteilt. Zur Modellierung wird ein rechtshändiges Koordinatensystem verwendet. Die Rotationsachse des Werkzeugs fällt mit der positiven z-Achse zusammen.

5.1 Lagerung

Die Lagerung beeinflusst maßgeblich das statische und dynamische Verhalten der Werkzeugspindel. Je nach Art der Lagerung unterscheiden sich die zugrundeliegenden physikalischen Effekte deutlich. So ist bei Luftlagern eine strömungsmechanische Analyse notwendig, während die Modellierung von Magnetlagern zwangsläufig eine multiphysikalische Analyse voraussetzt, bei der das strukturelle mechanische, das elektromagnetische und das regelungstechnische Verhalten gekoppelt betrachtet werden. Aus diesem Grund wird die Modellierung der beiden Lagertypen im Folgenden getrennt voneinander beschrieben.

5.1.1 Luftlager

Die Bestimmung der strömungsmechanischen Eigenschaften der aerostatischen Luftlager erfolgt mit dem am Lehrstuhl für Fertigungstechnik und Betriebsorganisation (FBK) entwickelten Software-Tool PABS (Precision Air Bearing Simulator) [Müll18]. Dabei wird die Finite-Elemente-Methode eingesetzt, um die Druckverteilung des Luftfilms zu simulieren. Hierfür wird ein Verfahren mit drei Schritten eingesetzt: Zunächst wird mithilfe der vorzugebenden Eingangsparameter die stationäre Druckverteilung bestimmt. Davon ausgehend wird anschließend die dynamische Druckverteilung ermittelt, um schließlich die dynamischen Steifigkeiten und Dämpfungen zu berechnen. Die Grundlage für die numerische Simulation der Druckverteilung bildet die Reynolds-Gleichung (Gl. 2-3). Eine schematische Darstellung eines Radiallagers ist in Abbildung 5-1a) zu sehen.

Für ein Radiallager mit externer Druckversorgung ergibt sich daraus folgende Gleichung [Müll18]:

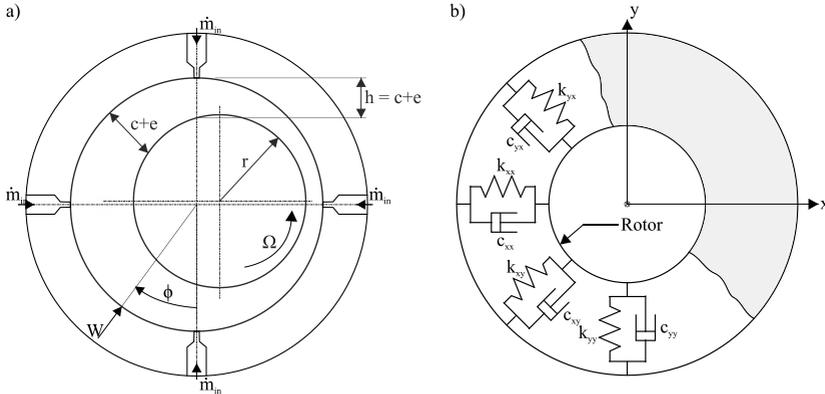
$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) + \delta R_{Luft} T_{abs} \dot{m}_{in} = \frac{\Omega r}{2} \frac{\partial (ph)}{\partial x} + \frac{\partial (ph)}{\partial t} \quad \text{Gl. 5-1}$$

Hierbei bezeichnet p den Druck, h die Luftfilmhöhe, μ die dynamische Viskosität des Fluids, $R_{s,Luft}$ die spezifische Gaskonstante von Luft, T_{abs} die Absoluttemperatur, \dot{m}_{in} den durch die Düsen einströmenden Massenstrom, Ω die Winkelgeschwindigkeit, r den Radius und t die Zeit. Das Delta δ ist ein Funktionswert, welcher entweder den Wert Null oder Eins annehmen kann. Für Speisedüsen besitzt er den Wert Eins und für den restlichen Luftfilm den Wert Null [Müll18]. Der Düsendruck wird nicht direkt als Randbedingung verwendet. Stattdessen wird mithilfe eines sogenannten Einlassströmungssimulationsmodells (ESSM) nach [Tang68] der Massenstrom durch eine Düse ermittelt [Müll18]. Die Luftfilmhöhe ist sowohl räumlich als

auch zeitlich veränderlich und wird mit der sogenannten Spalthöhenfunktion beschrieben [Müll18]:

$$h = c - \varepsilon \cos\left(\frac{x}{r}\right) \tag{Gl. 5-2}$$

Hierbei bezeichnet c den koaxialen Lagerspalt und ε die Exzentrizität.



Symbolverzeichnis	
\dot{m}_in : Massenstrom	Ω : Winkelgeschwindigkeit
c : Koaxialer Lagerspalt	$k_{xx,yy}$: Direkte Steifigkeit in jeweiliger Richtung
ε : Exzentrizität	$k_{xy,yx}$: Kopplungssteifigkeit in jeweiliger Richtung
h : Luftfilmhöhe	$c_{xx,yy}$: Direkte Dämpfung in jeweiliger Richtung
W : Tragkraft	$c_{xy,yx}$: Kopplungsdämpfung in jeweiliger Richtung
ϕ : Lastwinkel	

Abbildung 5-1: a) schematische Darstellung eines Radiallagers und b) Modellierung eines Radiallagers durch Feder-Dämpfer-Elemente

Für die Druckverteilung eines Axiallagers mit externer Druckversorgung gilt entsprechend [Müll18]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \delta R_{Luft} T_{abs} \dot{m}_{in} = \nabla \frac{ph}{2} \vec{v} + \frac{\partial(ph)}{\partial t} \tag{Gl. 5-3}$$

Dabei beschreibt \vec{v} das Kreuzprodukt aus der Winkelgeschwindigkeit des Rotors und dem Vektor des Radius [Müll18]:

$$\vec{v} = \vec{\Omega} \times \vec{r} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \Omega \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} x \\ y \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\Omega y \\ \Omega x \\ 0 \end{pmatrix} \tag{Gl. 5-4}$$

Nach der numerischen Simulation der stationären Druckverteilung können die Tragkraft W durch Integration über die Projektionsfläche des Luftlagers A_{LL} (Multiplikation des Außendurchmessers d_a und der Länge l des Luftlagers) und für Radiallager der Lastwinkel ϕ (siehe Abbildung 5-1) ermittelt werden [Ham91]:

$$W_x = - \int_A p_{stat} \cos(\theta) dA_{LL} \quad \text{Gl. 5-5}$$

$$W_y = - \int_A p_{stat} \sin(\theta) dA_{LL} \quad \text{Gl. 5-6}$$

$$W_z = \int_A (p_{stat} - p_a) dA_{LL} \quad \text{Gl. 5-7}$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{W_y}{W_x} \right) \quad \text{Gl. 5-8}$$

Dabei stehen die Symbole W_x , W_y und W_z für die Tragkraft entlang der jeweiligen Koordinatenrichtung, p_{stat} für den statischen Druck und p_a für den Umgebungsdruck. Ausgehend von der stationären Druckverteilung wird der Rotor harmonisch angeregt. Die Spalthöhenfunktion erweitert sich zu [Müll18]:

$$h = c - \left(\varepsilon \cos \left(\frac{x}{r} \right) \right) \sin(2\pi t) \quad \text{Gl. 5-9}$$

Dadurch entstehen zeitabhängige Kräfte des Fluids, welche den Rotor wieder in seine Gleichgewichtslage bringen wollen. Werden diese Kräfte in Abhängigkeit der Zeit aufgetragen, können daraus entsprechende dynamische Steifigkeiten k und Dämpfungen c berechnet und in den entsprechenden Matrizen K_{AB} und C_{AB} eines Luftlagers notiert werden:

$$[K_{AB}] = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \quad \text{Gl. 5-10}$$

$$[C_{AB}] = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \quad \text{Gl. 5-11}$$

Die Symbole k_{xx} , k_{yy} , k_{xy} und k_{yx} bezeichnen die direkten Steifigkeiten und Kopplungssteifigkeiten in x- und y-Richtung, die Symbole c_{xx} , c_{yy} , c_{xy} und c_{yx} die entsprechenden Dämpfungen. Die dynamischen Steifigkeiten und Dämpfungen können anschließend in Form von Feder-Dämpfer-Elementen in rotordynamischen Analysen verwendet werden (siehe Abschnitt 5.3).

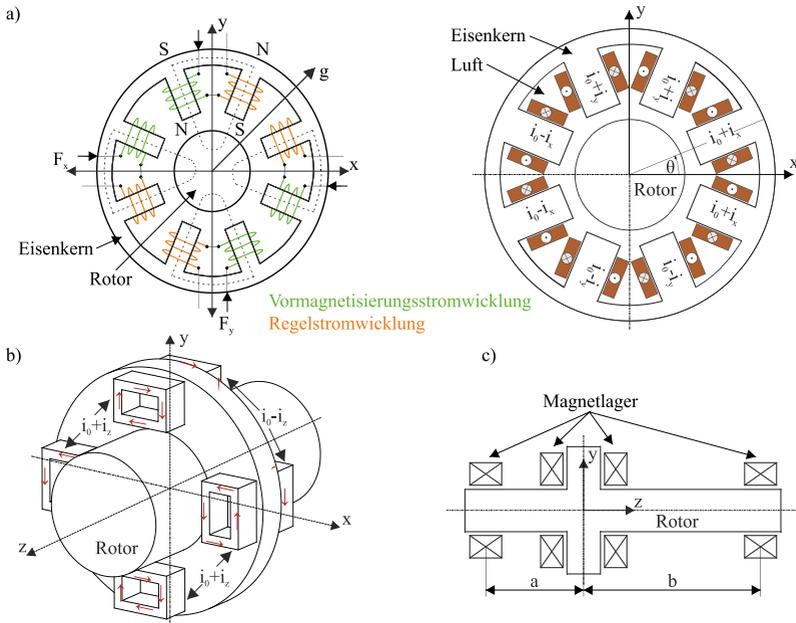
5.1.2 Magnetlager

Das Systemmodell eines Magnetlagers kann mithilfe der Mehrdomänenmodellierung erstellt werden (siehe Abschnitt 2.4). Es besteht aus einem Modell des Magnetlagers selbst und dem Regelkreis, der für die aktive Regelung des Lagers erforderlich ist. Die Bestimmung der statischen und dynamischen Eigenschaften von Magnetlagern kann auf mehrere Arten erfolgen. Die Verwendung von analytischen Formeln ermöglicht schnelle Berechnungen, während sich numerische Modellierungs- und Lösungsverfahren durch einen höheren Detaillierungsgrad auszeichnen. Dies geht allerdings mit erhöhtem Modellierungs- und Lösungsaufwand einher, kann im Einsatzbereich der spanenden Mikrobearbeitung aufgrund der geforderten Genauigkeiten dennoch sinnvoll sein. Zur Modellierung innerhalb des Regelkreises kann das Magnetlager selbst mithilfe eines äquivalenten magnetischen Schaltkreises, das heißt einer Reihe von

analytischen Formeln, dargestellt werden [Masl09]. Diese Methode hat jedoch den Nachteil, dass relevante Aspekte wie Fringing-Effekte (siehe Abschnitt 5.1.2: Statische elektromagnetische Finite-Elemente-Modellierung), nichtlineares Materialverhalten und die genaue geometrische Konfiguration des Lagers nicht berücksichtigt werden. Eine weitere Möglichkeit ist die Verwendung von gekoppelten Finite-Elemente- und Regelkreismodellen [Yang06]. Dabei wird das FEM-Modell vollständig in den Regelkreis integriert. Die Stellgröße des Reglers (elektrische Ströme) wird als Eingangsparameter für das FEM-Modell verwendet. Die Ergebnisse des FEM-Modells (magnetische Kräfte) werden als Regelgröße in den Regelkreis zurückgeführt. Ein solches gekoppeltes Modell bietet zwar eine ausreichende Genauigkeit, aber die Lösung des Gleichungssystems des FEM-Modells bei jedem Zeitschritt ist zeitaufwendig und daher nicht für die Regleroptimierung geeignet. Die Modellierung der Magnetlager erfolgt in dieser Arbeit mit ANSYS Mechanical und MATLAB/Simulink.

Analytische Modellierung

Abbildung 5-2a) zeigt schematisch den Querschnitt eines radialen Magnetlagers sowie die schematische Darstellung des zugehörigen Modells. Das Modell des axialen Magnetlagers ist in Abbildung 5-2b) schematisch dargestellt.



Symbolverzeichnis

F_x : elektromagnetische Zugkraft in x-Richtung
 F_y : elektromagnetische Zugkraft in y-Richtung
 a und b : Hebelarm
 g : Gravitationskonstante

S: Südpol
 N: Nordpol
 i_0 : Vormagnetisierungsstrom
 $i_{x,y,z}$: Regelstrom in jeweiliger Richtung

Abbildung 5-2: a) schematische Darstellung eines heteropolaren achtpoligen radialen Magnetlagers sowie die schematische Darstellung des zugehörigen Modells, b) schematische Darstellung des Modells des achtpoligen axialen Magnetlagers, c) Freikörperbild eines Rotors mit zwei radialen Magnetlagern und einem doppelseitigen axialen Magnetlager nach [Lang20, Lang21c]

Abbildung 5-2 zeigt Magnetlager mit acht Polen, von denen jeweils zwei benachbarte Pole einen Elektromagneten bilden. Insgesamt wirken auf den Rotor demnach 4 Elektromagnete. Bei den hier abgebildeten Anordnungen der Spulen handelt es sich um Differenzwicklungen. Dabei werden die benachbarten Spulen eines Elektromagnetes mit der Summe aus dem Vormagnetisierungsstrom i_0 und dem Regelstrom i_r betrieben, während die Spulen des gegenüberliegenden Elektromagneten mit der Differenz aus Vormagnetisierungsstrom und Regelstrom durchflossen werden. Dadurch wird sichergestellt, dass der Strom und damit die Kraft in einem Elektromagneten in gleichem Maße zunimmt wie sie im gegenüberliegenden Elektromagneten abnimmt.

Das Vorgehen zur analytischen Modellierung wurde vorab in [Lang20] vorgestellt. Die Berechnung der magnetischen Zugkraft F_{mag} basiert auf dem magnetischen Vektorpotential für einen Hufeisenmagneten. Die zugehörige Gleichung lautet [Masl09]:

$$F_{\text{mag}} = \frac{1}{4} \mu_0 n^2 A_l \frac{i^2}{s^2} \cos(\theta) \quad \text{Gl. 5-12}$$

Hierbei bezeichnet μ_0 die magnetische Feldkonstante, n die Anzahl an Spulenwindungen, A_l die Polfläche, i den Strom, s den Magnetlagerspalt und θ den Winkel zwischen einem Pol und der nächsten Achse. Bei dem hier modellierten achtpoligen radialen Magnetlager wirken jeweils zwei Elektromagneten in x - und y -Richtung, sodass die magnetischen Zugkräfte entlang dieser Richtungen entkoppelt formuliert werden können. Die Gesamtkraft ergibt sich dann, indem der Strom i in Gl. 5-12 durch die Summe $(i_0 + i_r)$ oder die Differenz $(i_0 - i_r)$ des Vorstroms i_0 und des Regelstroms i_r ersetzt wird. Der Abstand s wird durch die Summe $(s_0 + x)$ oder die Differenz $(s_0 - x)$ des nominalen Lagerspalts s_0 und der Koordinate der momentanen Rotorposition ersetzt [Masl09]. Dadurch entstehen eine positive Kraft $F_{\text{mag,+}}$ und eine negative Kraft $F_{\text{mag,-}}$ an den Polflächen. Mit diesen Substitutionen ergeben sich die magnetische Zugkräfte $F_{\text{mag,x}}$ und $F_{\text{mag,y}}$ in x - und y -Richtung wie folgt [Masl09]:

$$F_{\text{mag,x}} = F_{\text{mag,+}} - F_{\text{mag,-}} = \frac{1}{4} \mu_0 n^2 A_l \left(\frac{(i_0 + i_r)^2}{(s_0 + x)^2} - \frac{(i_0 - i_r)^2}{(s_0 - x)^2} \right) \cos(\theta) \quad \text{Gl. 5-13}$$

$$F_{\text{mag,y}} = F_{\text{mag,+}} - F_{\text{mag,-}} = \frac{1}{4} \mu_0 n^2 A_l \left(\frac{(i_0 + i_r)^2}{(s_0 + y)^2} - \frac{(i_0 - i_r)^2}{(s_0 - y)^2} \right) \cos(\theta) \quad \text{Gl. 5-14}$$

In z -Richtung ergibt sich die magnetische Zugkraft $F_{\text{mag,z}}$ analog wie folgt [Masl09]:

$$F_{\text{mag,z}} = F_{\text{mag,+}} - F_{\text{mag,-}} = \frac{1}{4} \mu_0 n^2 A_l \left(\frac{(i_0 + i_r)^2}{(s_0 + z)^2} - \frac{(i_0 - i_r)^2}{(s_0 - z)^2} \right) \quad \text{Gl. 5-15}$$

Hierbei bezeichnet z die Koordinate der momentanen Rotorposition in z -Richtung. Der Winkel θ zwischen einem Pol und der nächsten Achse entfällt in diesem Fall.

Bei der Modellierung des Magnetlagerrotors (siehe Abbildung 5-2c) wird dieser als starrer Körper angenommen, das heißt es wird angenommen, die gesamte Masse sei im Schwerpunkt konzentriert. Somit sind insgesamt sechs Gleichungen erforderlich, um die Translationsbewegung in x -, y - und z -Richtung, die Kippbewegung α und β (sowie deren zeitliche Ableitungen $\dot{\alpha}$, $\dot{\beta}$, $\ddot{\alpha}$ und $\ddot{\beta}$) entlang der x - und y -Achse und die Rotationsbewegung φ um die z -Achse zu beschreiben:

$$m\ddot{x} = -F_{mag,x,1} - F_{mag,x,2} + mg \sin \frac{\pi}{4} + m\varepsilon(\ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cos \varphi) \quad \text{Gl. 5-16}$$

$$m\ddot{y} = -F_{mag,y,1} - F_{mag,y,2} + mg \cos \frac{\pi}{4} + m\varepsilon(-\ddot{\varphi} \cos \varphi + \dot{\varphi}^2 \sin \varphi) \quad \text{Gl. 5-17}$$

$$m\ddot{z} = -F_{mag,z,1} - F_{mag,z,2} \quad \text{Gl. 5-18}$$

$$J_d \ddot{\alpha} + \Omega J_p \dot{\beta} = -a \cdot F_{mag,y,1} + b \cdot F_{mag,y,2} \quad \text{Gl. 5-19}$$

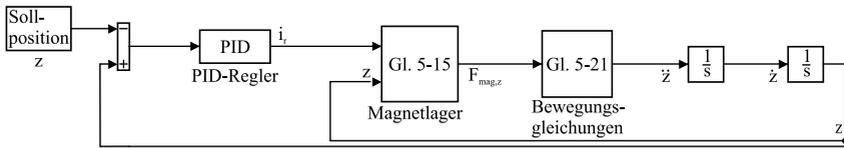
$$J_d \ddot{\beta} - \Omega J_p \dot{\alpha} = a \cdot F_{mag,x,1} - b \cdot F_{mag,x,2} \quad \text{Gl. 5-20}$$

$$J_d \ddot{\varphi} = -(F_{mag,x,1} + F_{mag,x,2}) \cdot (y + \varepsilon \sin \varphi) + (F_{mag,y,1} + F_{mag,y,2}) \cdot (x + \varepsilon \cos \varphi) + M \quad \text{Gl. 5-21}$$

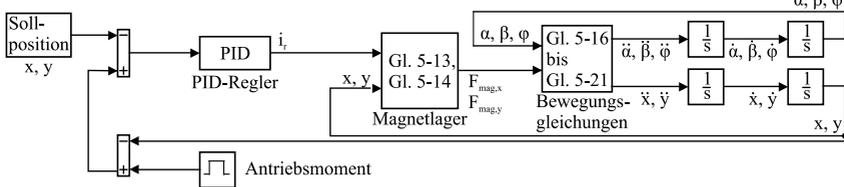
Dabei ist m die Masse, φ der Drehwinkel, $\dot{\varphi}$ die Winkelgeschwindigkeit (entspricht der Winkelgeschwindigkeit Ω), $\ddot{\varphi}$ die Winkelbeschleunigung (entspricht der Winkelbeschleunigung $\dot{\Omega}$), J_d und J_p die Trägheitsmomente um die x - und z -Achse, a und b die Hebelarme zur Beschreibung des Abstands zwischen den Magnetlagern und dem Rotorschwerpunkt und M das Antriebsmoment des Rotors. Die Indizes 1 und 2 bezeichnen das linke und rechte Magnetlager (siehe Abbildung 5-2c). Es wird keine Kopplung zwischen axialer und radialer Bewegung berücksichtigt.

Die Gl. 5-13 bis Gl. 5-21 werden anschließend in einen zeitabhängigen Regelkreis in MATLAB/Simulink implementiert (siehe Abbildung 5-3). Da hier keine Kopplung zwischen axialer und radialer Bewegung des Rotors betrachtet wird, ist der Regelkreis des Axiallagers (Abbildung 5-3a) ein Eingrößensystem (single input single output (SISO)). Der Regelkreis des Radiallagers (Abbildung 5-3b) ist ein Mehrgrößensystem (multiple input multiple output (MIMO)). Zur Regelung selbst werden PID-Regler eingesetzt. Im Falle eines Radiallagers sind zusätzliche Rückführungen notwendig, um den momentanen Drehwinkel, die Winkelgeschwindigkeit und die Winkelbeschleunigung in den Bewegungsgleichungen zu berücksichtigen. Die Modelldynamik kann für einen einzelnen Zeitschritt wie folgt beschrieben werden: Für ein gegebenes Antriebsmoment M wird die entsprechende Drehzahl berechnet. Die PID-Regler ermitteln die Abweichung der momentanen Position des Rotors von seiner Sollposition und verändern entsprechend die Regelströme i_r der Magnetlager. Aus den Momentanwerten der Regelströme und der Position des Rotors werden die entsprechenden magnetischen Zugkräfte mit den Gl. 5-13 und Gl. 5-14 ermittelt. Diese aktualisierten magnetischen Zugkräfte werden in die Bewegungsgleichungen (Gl. 5-16 bis Gl. 5-21) eingesetzt und für die Simulation der aktualisierten Position des Rotors verwendet. Zur numerischen Lösung der entsprechenden Gleichungen innerhalb des Regelkreises wird in MATLAB/Simulink automatisch der passende Gleichungslöser ausgewählt. Hierbei handelt es sich um ODE-Gleichungslöser (ODE: ordinary differential equation (deutsch: gewöhnliche Differentialgleichung)), welche die Lösung der Gl. 5-16 bis Gl. 5-21 in Abhängigkeit der Zeit und entsprechender Anfangsbedingungen ermitteln. Zur Simulation des Radiallagers wird der ODE45-Gleichungslöser verwendet, zur Simulation des Axiallagers der ODE23-Gleichungslöser. Der Zeitschritt muss entsprechend den Eingangsparametern ausgewählt werden.

a)



b)



Symbolverzeichnis
 i_r : Regelstrom
 $F_{mag,x,y,z}$: elektromagnetische Zugkraft in jeweiliger Richtung
 $x, y, z, \dot{x}, \dot{y}, \dot{z}, \ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}$: Position in jeweiliger Richtung sowie deren zeitliche Ableitungen
 $\alpha, \beta, \phi, \dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\phi}, \ddot{\alpha}, \ddot{\beta}, \ddot{\phi}$: Verkippung bzw. Drehung um die x-, y-, z-Achse sowie deren zeitliche Ableitungen

Abbildung 5-3: Regelkreis eines Magnetlagersystems mit einem Axiallager und zwei Radiallagern (Modellierung der Magnetlager mit analytischen Formeln) nach [Lang20, Lang21c]

Statische elektromagnetische Finite-Elemente-Modellierung

Werden die analytischen Formeln zur Berechnung der Magnetlagerkraft durch ein statisches elektromagnetisches Finite-Elemente-Modell ersetzt, ist es möglich, die genaue Geometrie, geometrische und elektromagnetische Nichtlinearitäten und Fringing-Effekte des Magnetlagers zu berücksichtigen. Geometrische Nichtlinearitäten beschreiben Änderungen der Geometrie während der Simulation, die so groß sind, dass sie das Verhalten des Systems beeinflussen [Kloc17]. Zu den elektromagnetischen Nichtlinearitäten zählt in diesem Fall die magnetische Sättigung. Je nach verwendetem Material können sowohl der Rotor als auch der Eisenkern eine magnetische Sättigung aufweisen, bei der eine Erhöhung des angelegten externen Magnetfeldes H die magnetische Flussdichte B im Material nicht wesentlich erhöht [Mas109]. In Bezug auf ein Magnetlager bedeutet der Sättigungseffekt, dass eine Erhöhung der Ströme in den Spulen nur noch zu einer vernachlässigbaren Änderung der elektromagnetischen Zugkräfte führt. Der Fringing-Effekt lässt sich mithilfe des elektrischen Feldes zwischen zwei Kondensatorplatten erklären, siehe Abbildung 5-4.

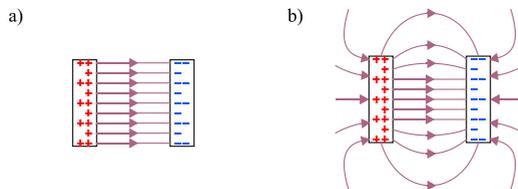


Abbildung 5-4: a) idealisierte Darstellung des elektrischen Feldes und b) reales elektrisches Feld zwischen zwei Kondensatorplatten

Abbildung 5-4a) zeigt das idealisierte elektrische Feld zwischen zwei Kondensatorplatten. Zwischen den Kondensatorplatten ist das Feld vollkommen gleichmäßig, außerhalb der Platten ist es gleich Null. Abbildung 5-4b) zeigt das reale elektrische Feld. Außerhalb der Kondensatorplatten ist das elektrische Feld ungleich Null und die Feldlinien sind gekrümmt, insbesondere an den Enden der Kondensatorplatten. Diese gekrümmten Feldlinien außerhalb der Kondensatorplatten werden als Fringing-Effekte bezeichnet.

Das Vorgehen zur statischen elektromagnetischen Finite-Elemente-Modellierung wurde vorab in [Lang21a] und [Lang21c] vorgestellt. Zur Modellierung der Magnetlager werden mithilfe von ANSYS Mechanical dreidimensionale statische elektromagnetische Modelle des Axial- und Radiallagers erstellt (siehe Abbildung 5-2 für eine schematische Darstellung der beiden Magnetlager). Analog zur analytischen Modellierung handelt es sich um achtpolige heteropolare Magnetlager mit Differenzwicklung. Zur Modellierung werden die finiten Elemente SOLID236 und SOLID237 verwendet [ANSY21f]. Diese Elemente eignen sich für die Modellierung und Simulation niederfrequenter elektromagnetischer Felder. Das modellierte elektromagnetische Feld kann mithilfe der Maxwell-Gleichungen beschrieben werden [Smyt51]:

$$\nabla \times \{H\} = \{J\} + \left\{ \frac{\partial D}{\partial t} \right\} = \{J_s\} + \{J_e\} + \{J_{vs}\} + \left\{ \frac{\partial D}{\partial t} \right\} \quad \text{Gl. 5-22}$$

$$\nabla \times \{E\} = - \left\{ \frac{\partial B}{\partial t} \right\} \quad \text{Gl. 5-23}$$

$$\nabla \cdot \{B\} = 0 \quad \text{Gl. 5-24}$$

$$\nabla \cdot \{D\} = \rho \quad \text{Gl. 5-25}$$

Die Symbole sowie ihre Bedeutung sind in Tabelle 5-1 aufgelistet.

Tabelle 5-1: Symbolverzeichnis der Maxwell-Gleichungen

Symbol	Bedeutung
$\{H\}$	Magnetische Feldstärke
$\{J\}$	Vektor der Gesamtstromdichte
$\{J_s\}$	Vektor der angelegten Quellstromdichte
$\{J_e\}$	Vektor der induzierten Wirbelstromdichte
$\{J_{vs}\}$	Vektor der Geschwindigkeitsstromdichte
$\{D\}$	elektrischer Flussdichtevektor
$\{E\}$	Vektor der elektrischen Feldstärke
$\{B\}$	magnetischer Flussdichtevektor
ρ	elektrische Ladungsdichte

Der Effekt der magnetischen Sättigung wird mit folgender Beziehung berücksichtigt [Smyt51]:

$$\{B\} = [\mu]\{H\} \quad \text{Gl. 5-26}$$

Dabei bezeichnet μ die magnetische Permeabilität, welche im Allgemeinen eine Funktion der magnetischen Feldstärke ist. Die magnetische Permeabilität wird aus materialabhängigen sogenannten Magnetisierungskurven abgeleitet, welche in Form von Tabellen hinterlegt werden. Die Gleichungen zur Beschreibung der zugehörigen elektrischen Felder lauten [Smy51]:

$$\{J\} = [\sigma][\{E\} + \{v\} \times \{B\}] \quad \text{Gl. 5-27}$$

$$\{D\} = [\varepsilon_0]\{E\} \quad \text{Gl. 5-28}$$

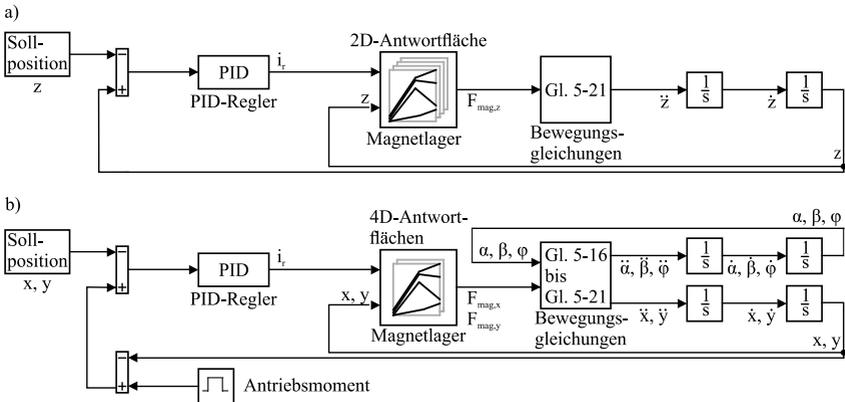
Dabei bezeichnet σ die elektrische Leitfähigkeit, ε_0 die elektrische Feldkonstante und v die Geschwindigkeit. Die Geometrie der Magnetlager wird mit der CAD-Umgebung von ANSYS, dem Design Modeler, erstellt. Dieser zeichnet sich dadurch aus, dass sich geometrische Angaben wie Längenmaße einfach parametrisieren lassen. Die Parameter werden in der jeweiligen Simulation automatisch aktualisiert, sodass effizient Parameterstudien durchgeführt werden können. Bei der Modellierung der Spulen ist zu beachten, dass jede einzelne Spule aus vier einzelnen Körpern bestehen muss, um die Flussrichtung des Stroms korrekt angeben zu können. Auf die in der Realität notwendige Isolierung zwischen den Spulen und dem Eisenkern kann bei der Modellierung verzichtet werden, wodurch die Erstellung des Rechnetzes vereinfacht wird. Bei der Modellierung von elektromagnetischen Systemen muss die Luft zwischen einzelnen Komponenten ebenfalls modelliert werden, da ansonsten kein korrektes magnetisches Feld ermittelt werden kann. Hierfür wird die Luft elastisch modelliert. Fringing-Effekte werden durch die Modellierung des Luftbereichs (Airbox) um den Eisenkern berücksichtigt. Die erforderlichen Randbedingungen sind die Anzahl der Windungen, die leitende Fläche, die Stromflussrichtung, der Strom durch jede Spule und die Rotorposition. Weiterhin müssen die Modellgrenzen durch ein Vektorpotential (magnetic flux parallel) begrenzt werden.

Für die statische elektromagnetische Modellierung wird angenommen, dass das Axiallager nur in z-Richtung wirkt, während die Radiallager nur in der x-y-Ebene wirken. Daher wird im elektromagnetischen Modell keine Kopplung zwischen axialer und radialer Bewegung und keine Verkipfung des Rotors berücksichtigt. Die Lösung der elektromagnetischen Gleichungen (Gl. 5-22 bis Gl. 5-28) wird mithilfe der kantenbasierten magnetischen Vektorpotentialmethode ermittelt [Jack99]. Die magnetischen Zugkräfte des Lagers werden mit der Maxwell-Methode, also aus dem Maxwellschen Spannungstensor ermittelt [Jack99]. Die relevanten Ergebnisgrößen zur Einbindung in den Regelkreis sind beim Axiallager die resultierende magnetische Zugkraft in z-Richtung und beim Radiallager die magnetischen Zugkräfte in x- und y-Richtung. Die Konvergenz der Simulation wird während der iterativen Lösung der elektromagnetischen Gleichungen anhand des Verlaufs der Residuen der Ströme bestimmt [ANSY21d].

Nach der Definition des Finite-Elemente-Modells erfolgt die Einbindung in den Regelkreis. Hierfür wird auf sogenannte Antwortflächen (response surfaces) zurückgegriffen, welche mithilfe von MATLAB/Simulink erstellt werden. Dabei wird das Magnetlager zunächst mit verschiedenen Parameterwerten in ANSYS Mechanical simuliert, um die zugehörigen magnetischen Zugkräfte für eine Vielzahl von Rotorpositionen und Eingangsströmen zu simulieren. Die generierten Datenpunkte werden anschließend exportiert und in MATLAB/Simulink weiterverarbeitet. Zur Erstellung der Antwortflächen wird jeweils der Simulink-Block *n-D Lookup Table* verwendet. Ein *n-D Lookup Table*-Block wertet eine Funktion $y = f(x)$ mit n abhängigen diskreten Variablen aus:

$$y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_N) \tag{Gl. 5-29}$$

Die Zuordnung funktioniert entweder direkt oder durch Interpolation der nächsten vorhandenen Datenpunkte. Diese Antwortfläche wird anschließend anstelle der analytischen Formeln in den Regelkreis implementiert (siehe Abbildung 5-5). Ansonsten funktioniert der Regelkreis analog zum Regelkreis mit analytischen Formeln zur Berechnung der Magnetlager. Die Erstellung der Antwortflächen erfolgt folgendermaßen: Die magnetischen Zugkräfte sind abhängig vom vorzugebenden Strom durch die Spulen und der Position des Rotors. Daher wird für das Axiallager eine zweidimensionale Antwortfläche mit dem Strom i_z und der z-Position des Rotors als Eingangsparameter und der magnetischen Zugkraft in z-Richtung als Ausgangsparameter benötigt. Für ein Radiallager sind zwei vierdimensionale Antwortflächen erforderlich: eine zur Darstellung der magnetischen Zugkräfte in x-Richtung und eine zur Darstellung der magnetischen Zugkräfte in y-Richtung. Für beide Antwortflächen sind die Ströme i_x und i_y sowie die Rotorposition in x- und y-Richtung die Eingangsparameter. Die Ausgangsparameter sind die magnetischen Zugkräfte in x- und y-Richtung.



Symbolverzeichnis
 i_z : Regelstrom
 $F_{mag,x,y,z}$: elektromagnetische Zugkraft in jeweiliger Richtung
 $x, y, z, \dot{x}, \dot{y}, \dot{z}, \ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}$: Position in jeweiliger Richtung sowie deren zeitliche Ableitungen
 $\alpha, \beta, \phi, \dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\phi}, \ddot{\alpha}, \ddot{\beta}, \ddot{\phi}$: Verkippung bzw. Drehung um die x-, y-, z-Achse sowie deren zeitliche Ableitungen

Abbildung 5-5: Regelkreis eines Magnetlagersystems mit einem Axiallager und zwei Radiallagern (Modellierung der Magnetlager mit statischem elektromagnetischem Finite-Elemente-Modell, repräsentiert durch Antwortflächen) nach [Lang20, Lang21c]

Gekoppelte transiente magnetostrukturelle Finite-Elemente-Modellierung

Durch die statische elektromagnetische Finite-Elemente-Modellierung ist es möglich, das Magnetlager genauer zu beschreiben als mit einem analytischen Ansatz. Der Rotor wird bei diesem Ansatz jedoch weiterhin so modelliert, als sei die gesamte Masse im Schwerpunkt konzentriert. Eine wesentliche Einschränkung dieses Ansatzes ist der hohe Vereinfachungsgrad bei der Modellierung der Massen- und Trägheitsverteilung sowie die resultierende Ungenauigkeit bei der Simulation der Deformationen und Spannungen in den einzelnen Rotorkomponenten selbst. Bei der gekoppelten transienten magnetostrukturellen Finite-Elemente-Modellierung wird nicht nur

das Magnetlager, sondern der gesamte Rotor durch finite Elemente modelliert. Dabei werden nicht nur elektromagnetische Effekte, sondern auch strukturmechanische Effekte berücksichtigt.

Im Bereich des Magnetlagers sind Geometrie sowie das Rechenetz identisch zum statischen elektromagnetischen Modell. Zusätzlich werden in diesem Fall der gesamte Rotor sowie die umliegende Luft modelliert. Der verwendete Elementtyp ist jedoch unterschiedlich. Die hier verwendeten multiphysikalischen Elementen SOLID226 und SOLID227 ermöglichen die Berücksichtigung der Interaktion zwischen elektromagnetischen und strukturellen Freiheitsgraden [ANSY21f]. Die Definition der Elementgeometrie ist analog zu den rein elektromagnetischen finiten Elementen SOLID226 und SOLID237, welche bei der statischen elektromagnetischen Modellierung eingesetzt werden.

Zur Kopplung der elektromagnetischen und strukturellen Freiheitsgrade existieren zwei Methoden: die direkte und die indirekte Kopplung. Für multiphysikalische Simulationen, die keinen hohen Grad an nichtlinearer Wechselwirkung aufweisen, ist die indirekte Methode effizienter und flexibler, da die einzelnen physikalischen Phänomene unabhängig voneinander simuliert werden und die Ergebnisse nach jedem Simulationsschritt an die andere Teilsimulation weitergegeben werden. Somit sind die einzelnen zu lösenden Gleichungssysteme kleiner und mit weniger Rechnerkapazität zu lösen. Die direkte Kopplung ist vorteilhaft, wenn eine starke Wechselwirkung zwischen den gekoppelten physikalischen Phänomenen besteht oder die Wechselwirkung stark nichtlinear ist. Da die strukturellen Verschiebungen und Deformationen maßgeblich von elektromagnetischen Feldern der Magnetlager beeinflusst werden, wird in diesem Fall ein direkt gekoppeltes Gleichungssystem aufgestellt und gelöst. Allgemein lautet die Gleichung für ein direkt gekoppeltes multiphysikalisches Systems:

$$\begin{bmatrix} [K_{11}] & [K_{12}] \\ [K_{21}] & [K_{22}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{X_1\} \\ \{X_2\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_1\} \\ \{F_2\} \end{Bmatrix} \quad \text{Gl. 5-30}$$

Dabei beschreiben die Matrizen $[K_{11}]$ und $[K_{22}]$ die jeweiligen physikalischen Phänomene (z. B. Elektromagnetismus und Strukturmechanik), die Vektoren $\{X_1\}$ und $\{X_2\}$ die Freiheitsgrade der jeweiligen physikalischen Phänomene und $\{F_1\}$ sowie $\{F_2\}$ die Lastvektoren der jeweiligen physikalischen Phänomene (z. B. anliegende Spannung und aufgebrachte Kraft). Die Kopplungseffekte (z. B. Magnetoelastizität) werden durch die beiden Submatrizen $[K_{12}]$ und $[K_{21}]$ berücksichtigt. Für die in diesem Fall durchgeführte gekoppelte elektromagnetisch-strukturmechanische Simulation lautet das zugehörige Gleichungssystem in allgemeiner Form [ANSY21d]:

$$\begin{bmatrix} [M] & [0] & [0] & [0] \\ [0] & [0] & [0] & [0] \\ [0] & [0] & [0] & [0] \\ [0] & [0] & [0] & [0] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{u}\} \\ \{\ddot{A}\} \\ \{\Delta\dot{V}\} \\ \{\ddot{e}\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C] & [0] & [0] & [0] \\ [0] & [0] & [0] & [0] \\ [0] & s[K^{AV}]^T & [0] & [0] \\ [0] & -[K^{AV}]^T & [0] & [0] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{u}\} \\ \{\dot{A}\} \\ \{\Delta\dot{V}\} \\ \{\dot{e}\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K] + [K_M^{uu}] & [K_M^{uA}] & [0] & [0] \\ [K_M^{uA}]^T & [K^{AA}] & [K^{AV}] & -[K^{AV}] \\ [0] & [0] & s[K^{VV}] & [0] \\ [0] & [0] & [0] & -[K^{VV}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{u\} \\ \{A\} \\ \{\Delta V\} \\ \{e\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F\} \\ \{\Psi_i\} \\ \{I\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad \text{Gl. 5-31}$$

Die zugehörigen Lastvektoren lauten [ANSY21d]:

$$\{F\} = \{F^{nd}\} + \{F^{pr}\} + \{F^{ac}\} + \{F^{th}\} \quad \text{Gl. 5-32}$$

$$\{\Psi_i\} = \{\Psi_i^{nd}\} + \{\Psi^s\} + \{\Psi^{pm}\} \quad \text{Gl. 5-33}$$

Die Symbole sowie ihre Bedeutung sind übersichtlich in Tabelle 5-2 zusammengefasst:

Tabelle 5-2: Symbolverzeichnis der Gleichungen Gl. 5-31 bis Gl. 5-33 zur Beschreibung eines multiphysikalischen Systems (elektromagnetisch-strukturmechanische Kopplung)

Symbol	Bedeutung
[M]	Strukturmassenmatrix
[C]	Strukturdämpfungsmatrix
[K ^{AV}]	magnetoelektrische Kopplungsmatrix
[K]	Struktursteifigkeitsmatrix
[K _M ^{uu}]	Maxwellsche Spannungs-Versteifungsmatrix
[K _M ^{uA}]	Maxwellsche Spannungs-Kopplungsmatrix
[K ^{AA}]	magnetische Reluktanzmatrix
[K ^{VV}]	elektrische Leitfähigkeitsmatrix
{u}	Verschiebungsvektor
{A}	magnetisches Vektorpotential bzw. magnetischer Kantenfluss
{ΔV}	Vektor des Spannungsabfalls in einer stromdurchflossenen Spule
{e}	Vektor des elektromagnetischen Kraftabfalls
{F nd }	Knotenkraftvektor
{F ^{pr} }	Druckkraftvektor
{F ^{ac} }	Beschleunigungskraftvektor (d. h. Schwerkraft)
{F th }	Kraftvektor der thermischen Belastung
{Ψ _i nd }	Knotenflussvektor
{Ψ ^s }	Stromquellenvektor
{Ψ ^{pm} }	Vektor der Koerzitivkraft (Permanentmagnet)

Neben den elektromagnetischen Randbedingungen, welche denen der statischen elektromagnetischen Analyse entsprechen, müssen bei der gekoppelten magnetostrukturellen Analyse auch strukturelle Randbedingungen eingefügt werden. Hierfür werden die strukturellen Freiheitsgrade aller Statorkomponenten gesperrt. Die Luft wird an den Modellgrenzen, an denen auch das Vektorpotential definiert ist, ebenfalls als nicht beweglich definiert. Je nach Analyseziel kann der Rotor in seiner Bewegung eingeschränkt werden, prinzipiell ist eine Einschränkung jedoch nicht notwendig. Sofern eine Rotation simuliert wird, müssen gyroskopische Effekte sowie Unwuchtkräfte (siehe Abschnitt 5.3) ebenfalls implementiert werden. Bei der Lösung des

gekoppelten Gleichungssystem wird die Konvergenz sowohl anhand der Residuen mechanischer Größen als auch elektromagnetischer Größen beurteilt. In diesem Fall werden die Residuen der Kraft, der Verschiebung und der Ströme als Konvergenzkriterien herangezogen [ANSY21d].

Der Regelkreis wird bei der gekoppelten transienten magnetostrukturellen Finite-Elemente-Modellierung direkt in ANSYS Mechanical implementiert. Hierfür wird ein implementiertes Skript nach jedem Zeitschritt aufgerufen. Dieses Skript enthält in prozeduraler Form den gleichen Regelkreis, der bereits bei der analytischen und statischen elektromagnetischen Methode beschrieben wurde und in Abbildung 5-3 graphisch dargestellt ist, also die virtuelle Messung der Rotorposition, die Berechnung der notwendigen Regelströme durch die PID-Regler und anschließend die Bestromung der entsprechenden Spulen.

5.2 Antrieb

Je nach physikalischem Wirkprinzip des Antriebs einer Werkzeugspindel sind, ebenso wie bei der Lagerung, unterschiedliche numerische Simulationsmodelle zur Untersuchung notwendig. So basiert ein Turbinenantrieb auf der strömungsmechanischen Impulsübertragung und verlangt eine strömungsmechanische Simulation. Im Gegensatz dazu müssen das elektromagnetische Feld und die sich daraus ergebenden Größen eines Elektromotors mit einer niederfrequenten elektromagnetischen Simulation ermittelt werden. Müssen zur Ermittlung von Drehmomenten, Kräften und Wirkungsgraden auch Interaktionen mit dem strukturellen Verhalten der Spindelwelle berücksichtigt werden, ist eine multiphysikalische Simulation notwendig.

Im Folgenden werden die Modellierung eines Turbinenantriebs in Form einer Impulsturbine und eines Elektromotors in Form eines Asynchronmotors mit Kurzschlussläufer (siehe Abschnitt 2.3.2) beschrieben. Ob eine Interaktion zwischen dem Antrieb und dem strukturellen Verhalten der Spindelwelle berücksichtigt werden muss, wird in Abschnitt 8.2.2 untersucht.

5.2.1 Turbinenantrieb

Im Rahmen dieser Arbeit werden ausschließlich tangential angeströmte Turbinen modelliert und untersucht. Die Analyse von radial und axial angeströmten Turbinen funktioniert prinzipiell gleich. Bei der Konstruktion einer tangential angeströmten Turbine für eine Werkzeugspindel kann diese entweder direkt in die Spindelwelle eingearbeitet (siehe beispielsweise [Grec19]) oder als eigene Komponente mit der Spindelwelle verbunden werden (siehe Abbildung 5-6a)).

Bei einer Strömungssimulation wird nicht die Turbinengeometrie selbst, sondern das Strömungsgebiet untersucht. Dieses lässt sich mithilfe einer booleschen Operation extrahieren, so dass ein zusätzlicher Körper, das sogenannte Nassvolumen, entsteht. Dieser enthält das Strömungsgebiet zwischen Turbinenrotor und -stator (siehe Abbildung 5-6b)). Die Geometrieerstellung wird mit dem ANSYS Design Modeler, die Vernetzung mit dem ANSYS Meshing Tool durchgeführt. Für die Definition der Strömungs- und Randbedingungen sowie die eigentliche Lösung der strömungsmechanischen Gleichungen (siehe Gl. 2-4 bis Gl. 2-7) und Visualisierung wird ANSYS Fluent verwendet.

Bei der Erstellung des Rechnetzes wird die Finite-Volumen-Methode (siehe Abschnitt 2.4.2) eingesetzt. Für eine hohe Ergebnisgüte werden die Vernetzungsparameter so gewählt, dass mindestens fünf Elemente entlang jedes Querschnittes vorhanden sind. Anschließend erfolgt die

Definition der Randbedingungen. Hierbei müssen die entsprechenden Zonen zunächst deklariert werden. Die entsprechenden Flächen zur Definition der Randbedingungen für das Turbinenmodell in Abbildung 5-6c) und Abbildung 5-6d) zu sehen. Für die Strömungssimulation müssen die Flächen, durch welche die Druckluft einströmt, sowie die Flächen, durch welche die Luft wieder abströmt, definiert werden. Weiterhin muss die gesamte momentenerzeugende Fläche definiert werden. Diese Flächen sind in Abbildung 5-6a) und Abbildung 5-6b) gekennzeichnet (bei Abbildung 5-6a) direkt an der Turbine, bei Abbildung 5-6b) die entsprechenden Flächen des Nassvolumens). Bei der Turbinengeometrie aus Abbildung 5-6b) lassen sich zusätzlich noch Symmetrierandbedingungen definieren. Dadurch kann die benötigte Anzahl an finiten Volumina und somit die Simulationsdauer deutlich reduziert werden.

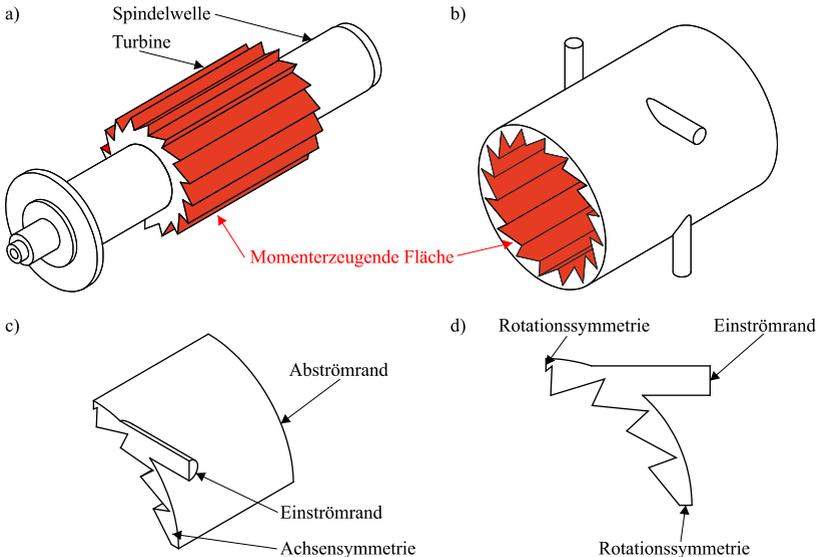


Abbildung 5-6: Geometriemodell zur Simulation eines Turbinenantriebes: a) mit Spindelwelle verbundene Turbine, b) extrahiertes Nassvolumen für die Strömungssimulationen, c) und d) Randbedingungen der modellierten Turbinenantriebe

Zur vollständigen Definition der Strömungsbedingungen muss das strömende Fluid ausgewählt werden. In diesem Fall handelt es sich um druckluftbetriebene Turbinen, deswegen wird Luft als Fluid gewählt. Die Luft wird als ideales Gas modelliert. Zur Berücksichtigung von Turbulenzen muss weiterhin ein Turbulenzmodell ausgewählt werden. Bei der Wahl des Turbulenzmodells gibt es mehrere Auswahlmöglichkeiten, welche sich in ihrer Eignung je nach Anwendungsfall unterscheiden. Für die Analyse einer rotierenden Strömungsmaschine eignet sich das Menter- $k-\omega$ -Shear-Stress-Transport-Modell [Lech14], weswegen dieses ausgewählt wird.

Die richtige Wahl der Randbedingungen ist bei einer Strömungssimulation essentiell, ansonsten kann es zu stark verfälschten Ergebnissen und/oder Simulationsabbrüchen kommen [Lech14]. Am Strömungseinlass werden der Totaldruck und die Totaltemperatur vorgegeben, am Strömungsauslass hingegen lediglich der statische Druck (siehe auch Abschnitt 2.4.2). Weiterhin wird die bereits zuvor definierte momentenerzeugende Fläche als rotierende Fläche definiert, um

die Rotationsgeschwindigkeit der Turbine zu berücksichtigen. Alle sonstigen äußeren Flächen werden als adiabate Flächen modelliert. Die Simulation erfolgt mit der Frozen-Rotor-Methode. Diese Methode ermöglicht es, eine stationäre Simulation anstatt einer transienten Simulation durchzuführen, bei der sich der Turbinenrotor dreht. Hierfür wird der Turbinenrotor an einer vordefinierten Stelle positioniert, sozusagen eingefroren. Anschließend wird das resultierende Strömungsprofil für diese Turbinenrotorposition simuliert. Nachteil der Methode ist, dass die Ergebnisgrößen nur für diese spezielle Turbinenrotorposition gelten. Um beispielsweise den Momentenverlauf über eine gesamte Drehung des Turbinenrotors zu bestimmen, können daher mehrere Simulationen mit verschiedenen Rotorpositionen durchgeführt werden. Die Ergebnisse können anschließend zusammengefügt und interpoliert werden, um den Momentenverlauf über eine gesamte Umdrehung darzustellen [Grec19].

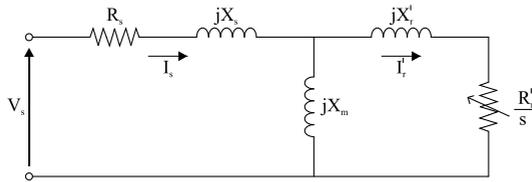
Weitere Simulationseinstellungen (beispielsweise Anzahl der Iterationen) sind von der genauen Geometrie und den Randbedingungen abhängig. Die Konvergenz der Simulation wird während der iterativen Lösung der strömungsmechanischen Gleichungen anhand von mehreren Kriterien bestimmt. Die grundlegenden Kriterien sind der Verlauf der Residuen der Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie (Gl. 2-4 bis Gl. 2-6). Da bei der Turbinensimulation vor allem das erzeugte Moment von Relevanz ist, wird zusätzlich das Konvergenzverhalten des Moments als Kriterium verwendet. Weitere relevante Größen können beispielsweise erzeugte Längs- und Querkräfte sowie die Temperatur sein. Sobald die Werte der Residuen weit genug gesunken sind oder sich nach einem ausreichenden Abfall nicht mehr verändern und das Moment sich nicht mehr ändert, wird die Turbinensimulation als konvergiert betrachtet.

5.2.2 Elektromotor

Die Modellierung des Elektromotors erfolgt zunächst mithilfe eines analytischen Modells. Hierbei wird der Elektromotor, in diesem Fall ein Asynchronmotor mit Kurzschlussläufer, durch ein sogenanntes T-Ersatzschaltbild repräsentiert [Bind17]. Die analytische Modellierung dient zur schnellen Berechnung wichtiger Kenngrößen, beispielsweise des erzeugten Drehmoments, der mechanischen Leistung und des Wirkungsgrades. Weiterhin kann das analytische Modell zur Verifikation des Finite-Elemente-Modells eingesetzt werden. Für die analytische Modellierung wird die Software ANSYS RMXprt eingesetzt. Über das in RMXprt erstellte Modell kann direkt ein zwei- oder ein dreidimensionales Finite-Elemente-Modell in ANSYS Maxwell erzeugt werden. Dieses benötigt eine längere Simulationsdauer als die analytische Berechnung in RMXprt, bietet aber im Gegenzug eine höhere Genauigkeit sowie Informationen über orts- und zeitabhängige Größen.

Analytische Modellierung

Das entsprechende T-Ersatzschaltbild des dreiphasigen Asynchronmotors mit Kurzschlussläufer ist in Abbildung 2-15 zu sehen [Bind17]. Hierbei handelt es sich um die Darstellung einer einzelnen Phase für sinusförmig veränderliche zeitliche Ströme und Spannungen. Ummagnetisierungsverluste werden dabei vernachlässigt und die Versorgungsspannung wird reell angenommen [Bind17]. Somit kann das T-Ersatzschaltbild mithilfe der folgenden Größen und Gleichungen nach [Bind17] bzw. [Knig22] beschrieben werden: dem Statorwiderstand R_s und dem Statorblindwiderstand X_s , dem Läuferwiderstand R_r' und dem Läuferblindwiderstand X_r' , dem Schlupf s sowie dem Magnetisierungsblindwiderstand X_m .



Symbolverzeichnis	
V_s : Statorphasenspannung	X'_r : Läuferblindwiderstand
R_s : Statorwiderstand	I'_r : Läuferstrom
I_s : Statorstrom	R'_r : Läuferwiderstand
X_s : Statorblindwiderstand	s : Schlupf
X_m : Magnetisierungsblindwiderstand	

Abbildung 5-7: T-Ersatzschaltbild eines Asynchronmotors mit Käfigläufer

Die grundlegende elektrischen Gleichung lautet dann entsprechend für die Synchronwinkelgeschwindigkeit Ω_s :

$$\Omega_s = \frac{2\pi n_s}{60} = 2\pi f_s = \frac{4\pi f}{p} \tag{Gl. 5-34}$$

Hierbei bezeichnet n_s die Synchrondrehzahl, f_s die Synchrondrehfrequenz des Stators, f die Statorspeisefrequenz und p die Anzahl der Pole im Motor. Die äquivalente Eingangsimpedanz Z_m berechnet sich zu:

$$Z_m = R_s + jX_s + \frac{\left(\frac{1}{s}R'_r + jX'_r\right)(jX_m)}{\frac{1}{s}R'_r + j(X'_r + X_m)} \tag{Gl. 5-35}$$

Daraus kann der Statorstrom I_s berechnet werden:

$$I_s = \frac{V_s}{Z_m} = V_s / \left(R_s + jX_s + \frac{\left(\frac{1}{s}R'_r + jX'_r\right)(jX_m)}{\frac{1}{s}R'_r + j(X'_r + X_m)} \right) \tag{Gl. 5-36}$$

Das Symbol V_s bezeichnet die Statorphasenspannung. Der Läuferstrom I'_r , bezogen auf die Statorseite und den Statorstrom, ergibt sich zu:

$$I'_r = \frac{jX_m}{\frac{1}{s}R'_r + j(X'_r + X_m)} \cdot I_s \tag{Gl. 5-37}$$

Aus dem T-Ersatzschaltbild erhält man:

$$\frac{1}{s}R'_r = R'_r \cdot \frac{1-s}{s} + R'_r \tag{Gl. 5-38}$$

Zur Berechnung der Leistung wird der Zusammenhang genutzt, dass die Luftspaltleistung P_{gap} gleich der Summe der mechanischen Ausgangsleistung P_{em} und der Kupferverlustleistung P_r des Läufers ist. Daraus ergeben sich die folgenden Gleichungen:

$$P_{gap} = P_{em} + P_r \tag{Gl. 5-39}$$

$$P_r = 3R_r' I_r'^2 \quad \text{Gl. 5-40}$$

$$P_{gap} = \frac{3R_r' I_r'^2}{s} \quad \text{Gl. 5-41}$$

$$P_{em} = 3R_r' I_r'^2 \cdot \frac{1-s}{s} \quad \text{Gl. 5-42}$$

$$P_{em} = P_{gap}(1-s) \quad \text{Gl. 5-43}$$

Die erzeugte mechanische Ausgangsleistung kann somit in Abhängigkeit der Drehzahl des Läufers n_r angegeben werden:

$$P_{em} = \frac{3R_r' I_r'^2 n_r}{s n_s} \quad \text{Gl. 5-44}$$

Das erzeugte Drehmoment M kann anschließend mithilfe der nun bekannten Leistung und der entsprechenden Winkelgeschwindigkeit des Läufers Ω_r berechnet werden:

$$M = \frac{P_{em}}{\Omega_r} = \frac{P_r}{s} = \frac{3I_r'^2 R_r'}{\Omega_s s} \quad \text{Gl. 5-45}$$

Zur Lösung der vorangegangenen Gleichungen (Gl. 5-34 bis Gl. 5-45) müssen die Geometrie des Motors, die Materialparameter sowie die Betriebsparameter definiert werden. Hierzu wird zunächst die Anzahl der Pole (nicht Polpaarzahl) sowie die Läuferposition (Innen- oder Außenläufer) angegeben.

Für den Stator werden die geometrischen Abmaße Länge, Außen- und Innendurchmesser angegeben. Mithilfe des Füllfaktors (engl.: stacking factor) kann die Blechung des Läufers und/oder Stators berücksichtigt werden, indem angegeben wird, welches Verhältnis zwischen Blech und Isolierung besteht. Sofern keine Blechung verwendet wird, entspricht das Verhältnis dem Wert Eins. Des Weiteren wird hier die Anzahl, sowie die Grundgeometrie der Nuten und die Nutschrägung, sofern vorhanden, definiert. Die Parameter der Wicklung enthalten Informationen über die Anzahl, Anordnung und Schaltung der einzelnen Spulen. Weiterhin werden der Drahtdurchmesser, die Drahtisolierung, die Anzahl der Leiter und die Anzahl der Einzeldrähte je Leiter festgelegt.

Für den Läufer werden ebenfalls die geometrischen Abmaße Länge, Außen- und Innendurchmesser sowie der Füllfaktor angegeben. Anschließend wird die Geometrie der Stäbe definiert und festgelegt, ob die Spindelwelle magnetisch ist. Bei dem Asynchronmotor der verwendeten Werkzeugspindel besitzt der Stator 18 Nuten, der Läufer weist 13 Stäbe auf (siehe auch Abschnitt 4.1 und Tabelle 13-1). Somit ist der Querschnitt des abgebildeten Asynchronmotors nicht achsensymmetrisch. Tabelle 5-3 gibt einen Überblick über die geometrischen Eingangsparameter des Elektromotors, Abbildung 5-8 zeigt den Querschnitt eines Asynchronmotors mit Kurzschlussläufer nach Definition der vorangegangenen Parameter.

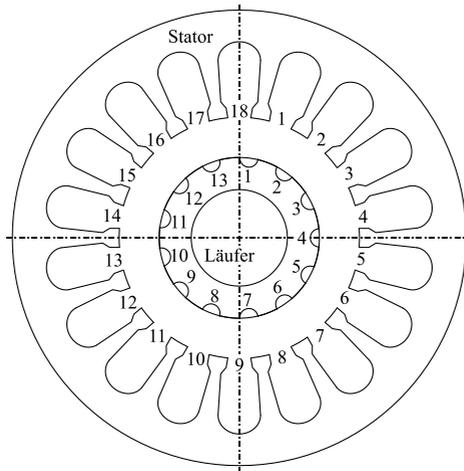


Abbildung 5-8: Schematische Darstellung des Querschnitts eines vollständig definierten Asynchronmotors mit Kurzschlussläufer

Tabelle 5-3: Geometrische Eingangsparameter des Elektromotors (siehe auch Abschnitt 4.1 und Tabelle 13-1).

Parameter	Wert	Parameter	Wert
Außendurchmesser des Stators	40 mm	Innendurchmesser des Stators	21 mm
Länge des Stators	47 mm	Länge eines einzelnen Blechpakets	0,2 mm
Anzahl der Statornuten	18	Anzahl der Leiter pro Nut	43
Außendurchmesser des Läufers	20,5 mm	Innendurchmesser des Läufers	12,5 mm
Länge des Läufers	35 mm	Anzahl der Läuferstäbe	13

Zur Berechnung des Motors mithilfe der Gl. 5-34 bis Gl. 5-45 müssen der Lastfall sowie die Betriebsparameter vorgegeben werden. Hier ist möglich, zwischen verschiedenen Lastfällen zu wählen, beispielsweise konstanter Drehzahl, konstanter Ausgangsleistung oder konstantem Drehmoment. Schließlich müssen noch die Versorgungsspannung und Versorgungsfrequenz festgelegt werden. Je nach Lastfall und Bedarf sind zusätzliche Eingaben für die anvisierte Ausgangsleistung, die anvisierte Drehzahl und die Betriebstemperatur notwendig.

Zur korrekten Berechnung der mechanischen Ausgangsleistung müssen folgende Verlustleistungen definiert werden: der Streuverlust, der Reibungsverlust (Reibungswiderstand) sowie Luftverluste.

Als Streuverlust wird die Summe aus Verlusten durch ungleichmäßige Stromverteilung im Kupfer der Spulen und Eisenverlusten durch Verzerrung des magnetischen Flusses durch den anliegenden Strom bezeichnet. Richtwerte für passende Werte können der IEEE-Norm [Inst17] entnommen werden.

Für Luftlager, wie sie bei der verwendeten Werkzeugspindel eingesetzt werden (siehe auch Abschnitt 4.1 und Tabelle 13-1), berechnen sich die Reibungsverluste in Folge des Luftwiderstandes für das Radiallager P_{rad} nach [Powe70] über die Petroffgleichung wie folgt:

$$P_{rad} = \frac{\pi \mu \Omega^2 l d_a^2}{4 h} \quad \text{Gl. 5-46}$$

Hierbei bezeichnet μ wieder die dynamische Viskosität, Ω die Winkelgeschwindigkeit, l die Länge des Luftlagers, d_a den Außendurchmesser des Luftlagers und h die radiale Luftfilmhöhe. Für die Reibungsverlustleistung des Axiallagers P_{ax} wird nach [Powe70] die wie folgt angepasste Petroffgleichung herangezogen:

$$P_{ax} = \frac{\pi \mu \Omega^2 (r_a^4 - r_i^4)}{h} \quad \text{Gl. 5-47}$$

Hier steht r_a für den Außen- und r_i für den Innenradius des Lagers, h gibt die axiale Luftfilmhöhe an. Die Luftwiderstandsverlustleistung des Läufers P_{LW} berechnet sich nach [Gao16] und [Vran68] über:

$$P_{LW} = C_r C_f \rho \pi \omega^3 r^4 l \quad \text{Gl. 5-48}$$

Dabei gibt ρ die Dichte des den Läufer umgebenden Mediums an, in diesem Fall Luft. Der Außenradius des Läufers wird durch r angegeben, l bezeichnet die Länge des Läufers. C_r ist ein Maß für die Rauheit der Oberfläche des Läufers, ein Wert von Eins steht für eine glatte Oberfläche. C_f bezeichnet einen Reibungskoeffizienten, welcher abhängig von der Reynoldszahl Re wie folgt definiert wird [Gao16]:

$$C_f = 0,515 \cdot \frac{\left(\frac{\delta}{r}\right)^{0,3}}{Re^{0,2}} \quad \text{für } 500 < Re < 10^4 \quad \text{Gl. 5-49}$$

$$C_f = 0,0325 \cdot \frac{\left(\frac{\delta}{r}\right)^{0,3}}{Re^{0,2}} \quad \text{für } Re > 10^4 \quad \text{Gl. 5-50}$$

Die Reynoldszahl Re berechnet sich nach [Reyn83] durch den Ausdruck:

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot \delta}{\mu} \quad \text{Gl. 5-51}$$

Hierbei beschreibt U die Umfangsgeschwindigkeit des Läufers, welche als Strömungsgeschwindigkeit angenommen wird. Der Luftspalt zwischen Läufer und Stator wird mit δ bezeichnet.

Finite-Elemente-Modellierung

Das analytische Modell des Motors wird ausgehend von dem RMxprt-Modell in ein Finite-Elemente-Modell in ANSYS Maxwell überführt. Dieses wird anhand der zuvor definierten Parameter automatisch generiert und anhand seiner Symmetrieeigenschaften reduziert, um die Simulationsdauer zu verkürzen. Lediglich bei der dreidimensionalen Modellierung müssen die Endringe des Läufers, welche die einzelnen Stäbe verbinden, nachträglich modelliert werden. Vor der Erstellung des Finite-Elemente-Modells kann gewählt werden, ob eine zwei- oder

dreidimensionale Analyse durchgeführt werden soll. Eine zweidimensionale Analyse ist aufgrund des Entfalls aller Gleichungen in axialer Richtung sowie der erheblich reduzierten Anzahl an finiten Elementen deutlich schneller. Nachteilig ist jedoch die Vernachlässigung des Einflusses der Wickelköpfe, also der Spulenden des Stators, auf das magnetische Feld. Eine Untersuchung von gegebenenfalls auftretenden Längskräften ist ebenfalls nicht möglich. Diese beiden Aspekte lassen sich mit einer dreidimensionalen Simulation untersuchen, jedoch mit erheblichem Anstieg des Modellierungsaufwands und der Simulationsdauer.

Für die initiale Vernetzung wird das *Tau Mesh* verwendet [ANSY21c]. Eine Besonderheit bei der Vernetzung ist, dass kein Interface zwischen Läufer und Stator generiert und bei jeder neuen Läuferposition neu definiert werden muss. Stattdessen wird eine zusätzliche Komponente modelliert, ein sogenanntes *Band*-Objekt. Dieses *Band*-Objekt muss sämtliche sich bewegenden Motorkomponenten enthalten, ohne dass die begrenzenden Flächen einer Komponente und des *Band*-Objektes sich berühren. Das heißt, dass das *Band*-Objekt etwas größer sein muss. Die einzige Ausnahme bilden dabei Flächen, an denen Symmetrierandbedingungen definiert werden. Bei der Simulation einer Rotation ermöglicht dieses *Band*-Objekt die Nutzung eines Sliding-Band-Ansatzes, bei welchem keine Neuvernetzung oder manuelle Definition des Interfaces zwischen Läufer und Stator notwendig ist [ANSY21c].

Die Randbedingungen zur Durchführung der Simulation beinhalten die Spulenströme im Stator, die Drehzahl des Läufers sowie das Vektorpotential an den Außenrändern des Simulationsmodells (siehe Abschnitt 2.3.2: Statische elektromagnetische Finite-Elemente-Modellierung). Die Spulenströme sowie die Drehzahl lassen sich vom analytischen Modell übertragen. Die Lösung des Simulationsmodells erfolgt durch die Lösung der Maxwell-Gleichungen (siehe Gl. 5-22 bis Gl. 5-28). Hierfür müssen die Simulationszeit sowie der Zeitschritt vorgegeben werden. Die Konvergenz der Simulation wird anhand von mehreren Kriterien bestimmt. Hierzu zählen bei Elektromotoren das erzeugte Drehmoment, die Ströme sowie die induzierten Spannungen. Zur Untersuchung der Auswirkungen einer dynamischen Exzentrizität (siehe Abschnitt 2.3.2: Elektromotor) wird das erstellte Finite-Elemente-Modell modifiziert. Hierfür wird der Schwerpunkt aller Läuferkomponenten um den jeweiligen Wert der Exzentrizität in x-Richtung verschoben. Zu beachten ist hierbei, dass bei der Modellierung der keine Symmetriebedingungen verwendet werden können.

5.3 Spindelwelle

Die in Abschnitt 2.3 genannten maßgeblichen Einflüsse der Spindelneigungsbewegungen auf das Prozessergebnis verlangen eine detaillierte Modellierung der Spindelwelle, um die Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel zu analysieren. So müssen sowohl die dynamischen Eigenschaften der Lagerung und gegebenenfalls des Antriebs implementiert werden. Zusätzlich ist es notwendig die Massen- und Trägheitsverteilung möglichst genau abzubilden, um drehzahlabhängige Effekte, beispielsweise Unwuchtkräfte und den gyroskopischen Effekt zu berücksichtigen. Als gyroskopischer Effekt werden die Kreismomente bezeichnet, die entstehen, wenn die Hauptträgheitsachse der Spindelwelle nicht mit der Rotationsachse übereinstimmt oder wenn sich die Spindelwelle während der Rotation um die x- oder y-Achse neigt [Dres16]. Aus diesen Gründen wird die Spindelwelle durch ein Finite-Elemente-Modell repräsentiert. Dadurch ist es auch möglich, geometrische Nichtlinearitäten zu simulieren. Als Software wird ANSYS Mechanical verwendet.

Abbildung 5-9 zeigt eine schematische Darstellung (sowie die Geometriedaten) der modellierten Spindelwelle, welche durch zwei Radiallager und ein doppelseitiges Axiallager gelagert wird. Zwischen den beiden Radiallagern befindet sich der Antrieb, bei welchem es sich um einen Asynchronmotor mit Kurzschlussläufer handelt.

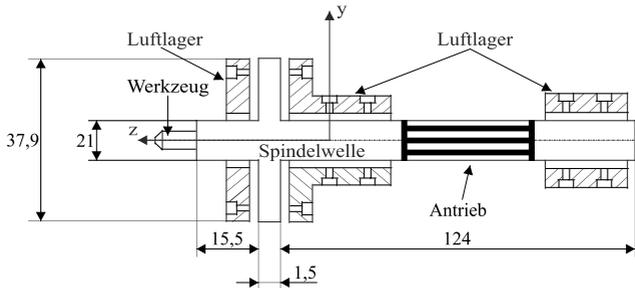
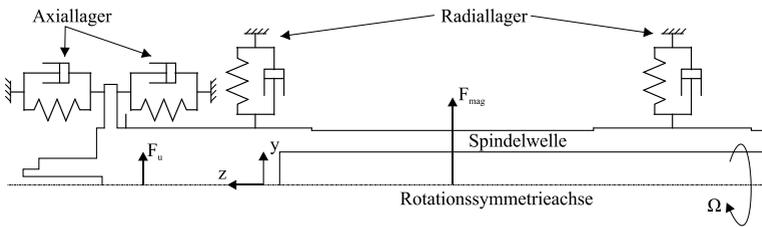


Abbildung 5-9: Schematische Darstellung und Geometriedaten der modellierten Spindelwelle (alle Angaben in mm)

Bei der Spindelwelle handelt es sich um eine rotationssymmetrische Geometrie, sodass spezielle finite Elemente genutzt werden können, um den Modellierungsaufwand und die Simulationsdauer zu verringern. Hierfür wird mithilfe des ANSYS Design Modelers zunächst ein zweidimensionaler Längsschnitt der Spindelwelle erstellt. Dieses zweidimensionale Modell wird anschließend mit den Elementen SOLID272 bzw. SOLID273 [ANSY21f] vernetzt. Hierfür wird das erstellte zweidimensionale Modell zunächst als Masterebene deklariert. Anschließend werden zusätzlich zwei bis elf Stützebenen definiert. Insgesamt werden demnach drei bis zwölf Ebenen erstellt, welche die Knotenpunkte der finiten Elemente beinhalten. Nach Erstellung des Finite-Elemente-Modells erfolgt die Auswahl und Definition der Rand- und Analysebedingungen. Hier werden zunächst die Drehzahl und die sich daraus ergebende Unwuchtkraft definiert. Für den Vektor der Unwuchtkraft $\{F_u\}$ gilt die Formel (definiert in der x-y-Ebene):

$$\{F_u\} = m\varepsilon \begin{Bmatrix} \dot{\Omega} \sin(\Omega t) + \Omega^2 \cos(\Omega t) \\ -\dot{\Omega} \cos(\Omega t) + \Omega^2 \sin(\Omega t) \end{Bmatrix} \quad \text{Gl. 5-52}$$

Hierbei bezeichnet m die Masse der Spindelwelle, ε die Exzentrizität, Ω die Winkelgeschwindigkeit und $\dot{\Omega}$ die Winkelbeschleunigung der Spindelwelle. Je nach Anwendungsfall kann die Schwerkraft definiert werden. Die Implementierung der Prozesskräfte erfolgt als zusätzliche auf das Werkzeug wirkende Kraft und ist in Abschnitt 5.4 und Kapitel 6 beschrieben. Kräfte des Antriebs, beispielsweise unausgeglichene magnetische Zugkräfte des Elektromotors, können ebenfalls als Randbedingung in Form einer Kraft definiert werden. Die dynamischen Eigenschaften der aerostatischen Radial- und Axiallager werden in Form von Feder-Dämpfer-Elementen implementiert. Hierfür werden jeweils die finiten Elemente COMBI214 und COMBI40 [ANSY21f] verwendet. Die jeweils zugehörigen Steifigkeits- und Dämpfungswerte werden gemäß den Ausführungen in Abschnitt 5.1.1 ermittelt. Eine Übersicht über sämtliche definierten Randbedingungen ist in Abbildung 5-10 zu sehen. Bei dem zu modellierenden Material für die Spindelwelle der verwendeten Werkzeugspindel handelt es sich um rostfreien magnetischen Stahl (siehe auch Abschnitt 4.1 und Tabelle 13-1 für sämtliche Parameter zur Modellierung der Werkzeugspindel).



Symbolverzeichnis	
F_u : Unwuchtkraft	Ω : Winkelgeschwindigkeit
F_{mag} : (unausgeglichene) magnetische Zugkraft	

Abbildung 5-10: Randbedingungen der modellierten Spindelwelle

Je nach Ziel gibt es verschiedene Analyseformen, welche mit dem erstellten Finite-Elemente-Modell durchgeführt werden können. In allen Fällen lautet die allgemeine Bewegungsgleichung [Fris10]:

$$[M]\{\ddot{U}\} + ([G] + [C])\{\dot{U}\} + ([B] + [K])\{U\} = \{F\} \tag{Gl. 5-53}$$

Dabei bezeichnen $[M]$, $[G]$, $[C]$, $[B]$ und $[K]$ die Massen-, Dämpfungs-, Steifigkeits-, Gyroskop- und Rotationsdämpfungsmatrix. Die Matrizen $[K_{AB}]$ und $[C_{AB}]$ für die dynamische Steifigkeit und Dämpfung der Luftlager werden mit den Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen $[K]$ und $[C]$ der Spindelwelle verrechnet.

Bei der statischen Analyse werden die Auswirkungen von Lasten und Kräften untersucht, welche sich zeitlich nicht verändern. Demnach werden alle zeitabhängigen Terme in Gl. 5-53 bei der Lösung des Systems ignoriert. Darunter fallen Trägheits-, Dämpfungs- und Gyroskopeffekte.

Mit der Modalanalyse kann die Eigendynamik der Spindelwelle analysiert werden. Hierbei werden externe Kräfte (Unwuchtkräfte, Prozesskräfte, usw.) ignoriert und lediglich die Eigenwerte und Eigenvektoren der linken Seite von Gl. 5-53 ermittelt (homogene Lösung). Mithilfe der Modalanalyse können die Eigenfrequenzen und zugehörigen Eigenmoden der Spindelwelle simuliert werden. Bei der Rotordynamik von Luftlagerspindeln sind die Dämpfungs-, Steifigkeits- und Gyroskopmatrix drehzahlabhängig, wodurch sich die Eigenfrequenzen ebenfalls mit der Drehzahl verändern. Zur übersichtlichen Darstellung dieses Sachverhalts werden die Eigenfrequenzen über der Drehzahl in einem Campbell-Diagramm aufgetragen [Fris10, Gasc02]. Das Campbell-Diagramm enthält weiterhin den sogenannten Fahrstrahl. Der Fahrstrahl bezeichnet den Wert, an dem Eigenfrequenz und Drehfrequenz der Spindelwelle übereinstimmen. Schneidet der Fahrstrahl eine Eigenfrequenz, kann dies zu überhöhten Schwingungsamplituden führen, sofern die Eigenfrequenz angeregt wird. Eine biegekritische Drehzahl tritt auf, wenn der Fahrstrahl die biegekritische Eigenfrequenz schneidet. Bei der Auswertung der Eigenfrequenzen und Eigenmoden ist jedoch zu beachten, dass lediglich die ermittelten Frequenzen und Schwingformen eine physikalische Bedeutung haben. Die zugehörigen Amplituden können mithilfe einer Modalanalyse nicht ermittelt werden. Dies ist nur mithilfe der harmonischen Analyse möglich.

Die harmonische Analyse wird verwendet, um die Dynamik der Spindelwelle infolge einer harmonischen Erregerkraft durch eine Lösung von Gl. 5-53 im Frequenzbereich zu ermitteln

(partikuläre Lösung). So können für die mit der Modalanalyse ermittelten Eigenfrequenzen und Eigenmoden bzw. für beliebige Frequenzen die zugehörigen Amplituden in Abhängigkeit der Erregerkraft ermittelt werden. Die häufigste äußere Anregung eines beliebigen Rotors erfolgt durch die eigene Unwucht, welche mitrotierende harmonische Kräfte auf diesen ausübt. Die Erregerkreisfrequenz entspricht in diesem Fall der Winkelgeschwindigkeit des Rotors.

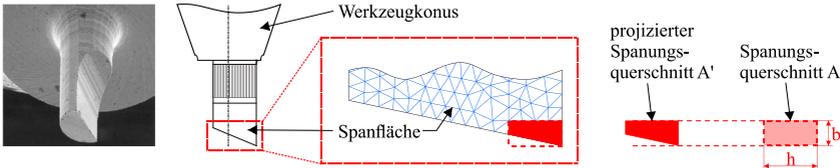
Bei der transienten Analyse wird die allgemeine Bewegungsgleichung Gl. 5-53 im Zeitbereich gelöst. Im Gegensatz zur Lösung im Frequenzbereich ist es deswegen möglich, die Auswirkungen beliebiger Kräfte zu analysieren. Hierunter fallen unter anderem Prozesskräfte, insbesondere unter Beachtung der Interaktionen zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel. Trägheits- und Dämpfungseffekte, welche ebenfalls zeitabhängig sind, können hier im Gegensatz zur statischen Simulation ebenfalls berücksichtigt werden. Die Lösung im Zeitbereich verlangt bei den Analyseeinstellungen die Wahl einer geeigneten Simulationszeit und eines ausreichend kleinen Zeitschritts, um sowohl den Verlauf der aufgebrachtten Kräfte sowie die Dynamik des Systems genau abzubilden. Außerdem muss das korrekte Voranschreiten der Simulation anhand passender Konvergenzkriterien beurteilt werden. Für die rotordynamischen Analysen werden sowohl die Residuen der Kraft als auch der Verschiebung als Konvergenzkriterien herangezogen.

5.4 Werkzeuge

Von den in Abschnitt 4.3 beschriebenen Mikrofräs- und Mikroschleifwerkzeugen werden zunächst CAD-Modelle erstellt, um sie anschließend mit finiten Elementen modellieren zu können. Die zugehörigen Daten für die modellierten Werkzeuge sind in Abschnitt 4.3 beschrieben. Im Gegensatz zur Spindelwelle handelt es sich bei den Werkzeugen nicht um rotationssymmetrische Komponenten, weswegen eine dreidimensionale Modellierung und Vernetzung notwendig ist. Hierfür werden die Elemente SOLID185 bzw. SOLID187 [ANSYS21f] verwendet. Analog zur Modellierung der Spindelwelle gibt es verschiedene Analyseformen (statische Analyse, Modalanalyse, harmonische Analyse und transiente Analyse), welche mit dem erstellten Finite-Elemente-Modell durchgeführt werden können. Dabei wird ebenfalls die allgemeine Bewegungsgleichung, welche in Gl. 5-53 gegeben ist, numerisch gelöst. Nach Erstellung des Finite-Elemente-Modells erfolgt die Auswahl und Definition der Rand- und Analysebedingungen. Die Kopplung der dreidimensional vernetzten Werkzeuge mit dem zweidimensional modellierten Geometriemodell und rotationssymmetrisch vernetzten Rotor wird in Abschnitt 7.1 beschrieben. Als einzige Randbedingung für die Werkzeuge müssen die Prozesskräfte definiert werden.

Mikrofräswerkzeuge

Für das Mikrofräswerkzeug wird die Zerspankraft auf der Spanfläche definiert (siehe Abbildung 5-11). Hierfür wird der Spanungsquerschnitt A , definiert durch das Produkt aus Spanungsbreite b und Spanungsdicke h , auf die Spanfläche des Werkzeugs projiziert. Die Anzahl und Verteilung der finiten Elemente entlang der Spanfläche muss dementsprechend so gewählt werden, dass die projizierte Fläche durch eine ausreichende Anzahl an Elementen repräsentiert wird. Der genaue Wert der Zerspankraft ist vom Spanungsquerschnitt abhängig, welcher bei Berücksichtigung möglicher Interaktionen auch von der Spindelkinematik abhängig sein kann. Die Methode zur Berechnung der idealen Zerspankraft wird in Abschnitt 6.1.1 und in Abschnitt 7.2.1 unter Berücksichtigung von Interaktionen beschrieben.

**Symbolverzeichnis**

h: Spannsdicke

b: Spannsbreite

Abbildung 5-11: Visualisierung der vernetzten Spanfläche des Mikrofräswerkzeugs und projizierter Spannungsquerschnitt nach [Lang22b]

Es ist anzumerken, dass die beschriebene Methode der Aufteilung der Spanfläche als Mittel zur Anwendung der Zerspankraft zu einem Fehlereintrag führt, da der projizierte Spannungsquerschnitt A' statisch definiert ist und sich somit nicht an Änderungen des Spannungsquerschnitts durch Interaktionen anpasst. Dazu müsste der projizierte Spannungsquerschnitt in jedem Simulationsschritt neu definiert werden. Dies würde bedeuten, dass das Werkzeug jedes Mal neu vernetzt werden müsste. Voruntersuchungen haben jedoch gezeigt, dass der daraus resultierende Fehler durch die Nichtanpassung des projizierten Spannungsquerschnitts A' vernachlässigbar ist [Lang22b].

Mikroschleifwerkzeuge

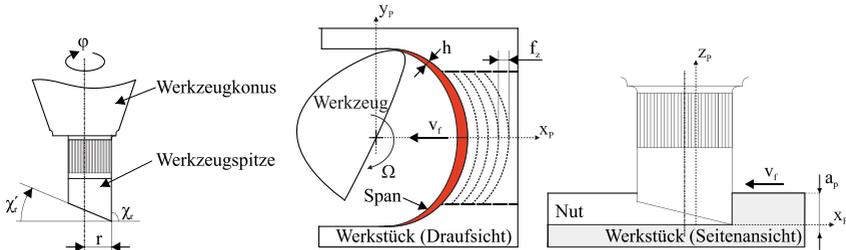
Die Geometrie der Mikroschleifstifte besitzt zwar kreisrunde Grundkörper, jedoch ist die Kornverteilung und die Belastung der einzelnen Körner je nach Korneingriff nicht zwangsläufig rotationssymmetrisch. Aus diesem Grund wird die Spitze der Mikroschleifstifte, das heißt der Bereich, welcher im Eingriff ist, ebenfalls mit dreidimensionalen finiten Elementen vernetzt. Zusätzlich müssen die Korngeometrie und Kornverteilung aufgrund der geometrisch unbestimmten Schneiden entweder gemessen [Bart18] und in ein geeignetes Modell konvertiert werden oder modelliert werden. Dabei kann die modellierte Form der Körner das Simulationsergebnis beeinflussen, weswegen in verschiedenen Arbeiten unterschiedliche Korngeometrien angenommen und verglichen wurden. So wird beispielsweise in [Chen17] ein Finite-Elemente-Modell zur Modellierung der Prozesskräfte beim Mikroschleifen vorgestellt. In der Publikation wurde die Modellierung und der Vergleich kugelförmiger, ellipsoidischer, pyramidenförmiger und kegelstumpfförmiger Körner zur Einflussanalyse der Kornform auf die erzeugten Prozesskräfte beschrieben. In den [Liu13] publizierten Arbeiten wurde die Untersuchung verschiedener Kornformen (Kugel, Kegelstumpf, Kegel) zur Einflussanalyse bei der erzeugten Werkstückoberfläche vorgestellt. Da das Ziel der nachfolgenden Untersuchungen die simulationsgestützte Analyse der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel ist, spielt die exakte Modellierung der erzeugten Oberfläche nur eine untergeordnete Rolle. Aus diesem Grund kann für die Körner eine einfache Würfelform angenommen werden, ohne dass, anders als in [Chen17] und [Liu13] publizierten Arbeiten, verschiedene Korngeometrien und Kornverteilungen untersucht werden müssen.

Als Randbedingung sind die Prozesskräfte zu definieren. Als Kraftangriffsfläche können wahlweise ein einzelnes Korn oder mehrere Körner gewählt werden. Die Prozesskräfte wurden experimentell ermittelt und liegen als zeitabhängige Werte vor. Die Simulation wird entsprechend angepasst, sodass zu jedem Zeitschritt der Simulation ein Messwert zugeordnet werden kann. Die gemessenen Kräfte werden dann als zeitabhängige Krafterandbedingung an den Stirnflächen des Korns bzw. der Körner des Mikroschleifstiftes eingefügt. Die Ermittlung der zugehörigen

Prozesskräfte wird in den Abschnitten 6.2.1 und 7.3 beschrieben. Da die eingefügten Prozesskräfte aus Messungen resultieren, enthalten sie auch Kraftkomponenten, die sich durch elastische und plastische Verformungen ergeben. Daher kann davon ausgegangen werden, dass mehrere Körner gleichzeitig im Eingriff sind, obwohl die Korrelation zwischen dem Verlauf der Prozesskräfte und der Unwuchtkraft auf ein dominierendes Korn hindeuten kann (siehe Abschnitt 6.2.1). In dieser Arbeit werden daher fünf Körner modelliert und äquidistant über den Umfang des Werkzeugs verteilt.

6 Modellierung des Prozesses

Zur Analyse der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine ist neben der dynamischen Modellierung der Spindel die Modellierung des Prozesses notwendig. Die Modellierung des Prozesses umfasst die Beschreibung der Kinematik sowie die Berechnung bzw. Modellierung der Prozesskräfte. Möglicherweise auftretende Werkzeugdeformationen werden durch die dynamische Modellierung des Werkzeugs (siehe Abschnitt 5.4) berücksichtigt und sind daher nicht bei der Modellierung der Kinematik enthalten. Zur Modellierung des Prozesses wird ein rechtshändiges Koordinatensystem mit dem Index P für Prozess verwendet (siehe Abbildung 6-1). Die Vorschubrichtung ist entlang der positiven y-Achse gerichtet, die Rotationsachse des Werkzeugs fällt mit der positiven z-Achse zusammen.



Symbolverzeichnis

r: äußerer Werkzeugradius	Ω : Winkelgeschwindigkeit	a_p : Schnitttiefe
χ_c : Einstellwinkel der Stirnschneide	v_f : Vorschubgeschwindigkeit	x_p : prozessbezogene x-Koordinate
χ_r : Einstellwinkel der Umfangsschneide	f_z : Vorschub pro Zahn	y_p : prozessbezogene y-Koordinate
φ : Werkzeugdrehwinkel	h: Spannungsdicke	z_p : prozessbezogene z-Koordinate

Abbildung 6-1: Modelliertes Fräs Werkzeug und schematische Darstellung der idealen Werkzeugkinematik beim Mikrofräsen

6.1 Mikrofräsen

Zur Berechnung der idealen Zerspankraft beim Mikrofräsen wird die Kienzle-Gleichung [Kien52] verwendet. Die Berechnung der idealen Zerspankraft erfolgt mit einer implementierten Subroutine direkt in ANSYS Mechanical. Zur Simulation der Kinematik wird die Software MATLAB verwendet.

6.1.1 Ideale Zerspankraft

Die Berechnung der Momentanwerte der Zerspankraft F_c erfolgt mithilfe der Kienzle-Gleichung. Diese lautet [Kloc17]:

$$F_c = bhk_c \tag{Gl. 6-1}$$

Dabei bezeichnet k_c die spezifische Schnittkraft, b die Spanungsbreite und h die Spanungsdicke. Die Spanungsbreite b und Spanungsdicke h sind folgendermaßen definiert [Kloc17]:

$$b = \frac{a_p}{\sin \chi_r} \tag{Gl. 6-2}$$

$$h = \left(f_z \sin \varphi + \frac{f_z^2}{2r} \cos \varphi \right) \sin \chi_r \quad \text{Gl. 6-3}$$

Hier bezeichnet a_p die Schnitttiefe, χ_r den Einstellwinkel der Umfangsschneide, f_z den Vorschub pro Zahn, r den Werkzeugradius und φ den Drehwinkel des Werkzeugs (siehe auch Abbildung 6-1). Das Produkt aus der Spanungsbreite und der Spanungsdicke ergibt den Spanungsquerschnitt A . Der mittlere Term in Gl. 6-3 bezeichnet die Radialvorschubkomponente. Der Term berücksichtigt die Tatsache, dass die Zerspankraft beim Stirnfräsen eine radiale Komponente hat, die von der Geometrie des Werkzeuges und der Krümmung der Schneidkante abhängt.

Trägt man den Verlauf der Zerspankraft F_c über dem Werkzeugdrehwinkel auf, ergibt sich der Kurvenverlauf aus Abbildung 6-2. Der Verlauf der Zerspankraft selbst ist vom Vorschub pro Zahn abhängig. So kann sich je nach gewähltem Wert auch ein Verlauf einstellen, der von der üblichen parabelförmigen Darstellung abweicht. Die spezifische Schnittkraft k_c kann mit folgender Formel berechnet werden:

$$k_c = k_{cX,Y} \cdot \left(\frac{h}{h_0} \right)^{-m_c} \quad \text{Gl. 6-4}$$

wobei m_c eine material- und prozessabhängige Konstante darstellt. Der Term $(h/h_0)^{-m_c}$ ist ein dimensionsloser Faktor, der die Abhängigkeit der spezifischen Schnittkraft k_c von der Spanungsdicke h beschreibt. Der Referenzwert h_0 ist ein beliebiger Wert, der die gleiche Einheit wie h hat. Er dient dazu, die Spanungsdicke h in eine dimensionslose Größe umzuwandeln, indem er als Nenner verwendet wird. Der Wert von h_0 hat keinen Einfluss auf die Berechnung der Zerspankraft F_c . In dieser Arbeit wird $h_0 = 1$ mm gewählt. Der Wert $k_{cX,Y}$ ist dann die spezifische Schnittkraft für eine Spanungsbreite von $b = X$ mm und eine Spanungsdicke von $h = Y$ mm.

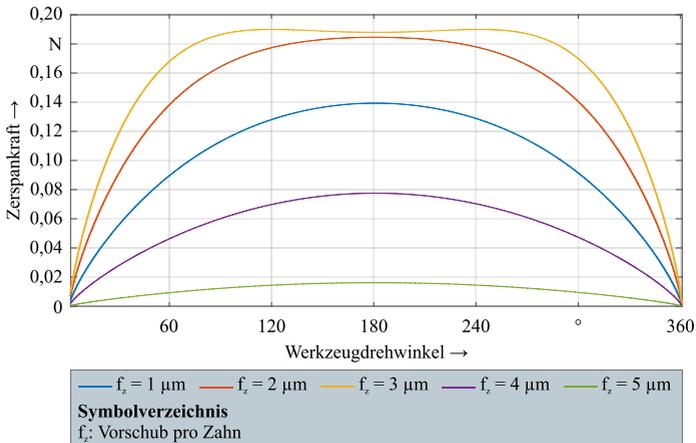


Abbildung 6-2: Verlauf der Zerspankraft in Abhängigkeit des Werkzeugdrehwinkels und des Vorschubs pro Zahn nach Gl. 6-1

Die Ermittlung der spezifischen Schnittkraft kann experimentell erfolgen. Die spezifische Schnittkraft wurde im Rahmen der in [Schn17] publizierten Arbeiten für Spannungsdicken von 0,4 μm , 5,2 μm und 10 μm ermittelt. Von diesen Datenpunkten ausgehend wurde ein Kurvenverlauf für die spezifische Schnittkraft inter- und extrapoliert (siehe Abbildung 6-3). Der Kurvenverlauf wird durch zwei Exponentialfunktionen gebildet, wobei die erste Exponentialfunktion für Spannungsdicken zwischen 0 μm und 5,2 μm gilt und die zweite für Werte ab 5,2 μm . Die Exponentialfunktionen besitzen die allgemeine Form:

$$f(x) = a \cdot \exp(b \cdot x) \quad \text{Gl. 6-5}$$

wobei x die Spannungsdicke h repräsentiert. Die Werte für die Koeffizienten a und b lauten $a_1 = 8.292$ und $b_1 = -250,8$ für die erste Funktion und $a_2 = 2.425$ und $b_2 = -14.37$ für die zweite.

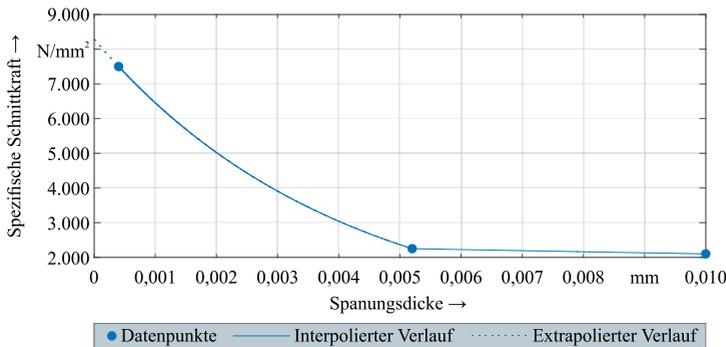


Abbildung 6-3: Gemessene spezifische Schnittkräfte bei der Zerspaltung von Titan [Schn17] und inter- und extrapolierte Datenkurve

6.1.2 Ideale Kinematik

Mit der Annahme einer idealen Vorschub- und Rotationsbewegung sowie einem Schneidkantenradius $r_b = 0 \mu\text{m}$ kann die ideale Prozesskinematik eines beliebigen Punktes der Schneidkante für das Stirn-Umfangsfräsen mit einschneidigen Mikrofräswerkzeugen exakt modelliert werden. Die zugehörige Gleichung zur Beschreibung der idealen Prozesskinematik lautet (siehe auch [Lang21a]):

$$\begin{pmatrix} x_p \\ y_p \\ z_p \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r' \cdot \sin \varphi \\ r' \cdot \cos \varphi \\ (r - r') \cdot \tan(\chi'_r) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ f_z / 2\pi \cdot \varphi \\ 0 \end{pmatrix}, \quad r' \in [0, r] \quad \text{Gl. 6-6}$$

Dabei ist r' die Laufvariable des Werkzeugradius, r der äußere Werkzeugradius, χ'_r der Einstellwinkel der Stirnschneide, φ der Werkzeugdrehwinkel und f_z der in positiver y_p -Richtung definierte Vorschub pro Zahn. Die Neigung der Schneidkante wird durch die Höhenfunktion $f(z_p) = (r - r') \cdot \tan(\chi'_r)$ entlang der z_p -Richtung wiedergegeben. Durch die Diskretisierung der Laufvariable r' des Werkzeugradius lässt sich die Bewegungsbahn des gesamten Werkzeugs durch Lösung von Gl. 6-6 ermitteln. Abbildung 6-4 zeigt das modellierte Fräswerkzeug sowie die zugehörige Bewegungsbahn des Werkzeugs in Form einer Zykliden, welche sich durch die Lösung von Gl. 6-6 ergibt.

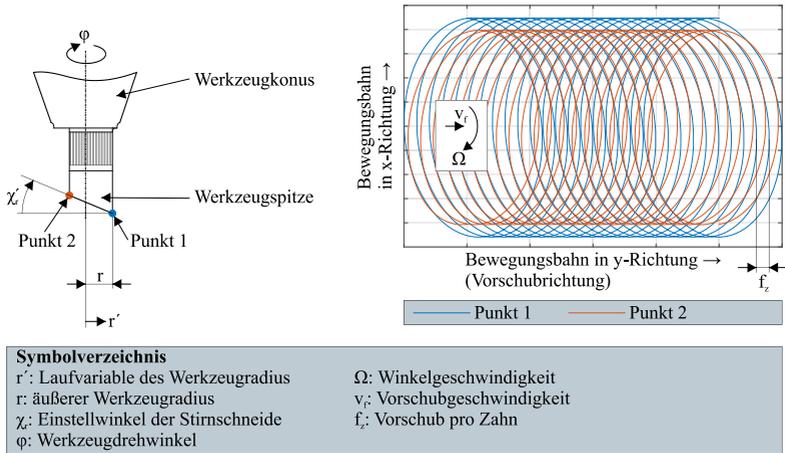


Abbildung 6-4: Modelliertes Fräs Werkzeug und zugehörige Bewegungsbahn beim Stirn-Umfangsfräsen

6.2 Mikroschleifen

Bei dem Mikroschleifen handelt es sich um einen Zerspanprozess mit geometrisch unbestimmter Schneide, das heißt, die genaue Kornverteilung auf dem Mikroschleifstift ist unbekannt. Die Kinematik wird deshalb vereinfachend für ein einzelnes Korn beschrieben. Die idealisierten Prozesskräfte werden unter Zuhilfenahme gemessener Prozesskräfte und Ausgleichsrechnungen (engl.: curve fitting) ermittelt. Als Software wird MATLAB verwendet.

6.2.1 Idealisierte Prozesskräfte

Zur Modellierung der Prozesskräfte beim Mikroschleifen mit Mikroschleifstiften kann prinzipiell ebenfalls die Kienzle-Gleichung verwendet werden [Auri13]. Makroskopisch wird der Schleifprozess durch Überlagerung des modellierten Schleifstifts und des geometrischen Werkstückmodells kinematisch simuliert. Um realistische Simulationsergebnisse zu erzielen, ist jedoch eine genaue Modellierung der Topografie des Schleifstifts notwendig. Die Mikrogeometrie eines Schleifstifts kann entweder durch topografische Messungen [Hou03] oder durch Modellierung unter Verwendung einer mathematischen Beschreibung der Kornmorphologie [Zitt99] bestimmt werden. Für die Modellierung der Kornverteilung werden in der Regel statistische Methoden angewendet [Chan08]. Die meisten Modellierungskonzepte nutzen einfache, abstrakte Beschreibungen geometrischer Körper [Brin06]. Diese Methode führt jedoch nur zu groben Annäherungen an die tatsächliche Kornmorphologie. Alternative Ansätze basieren auf komplexen Grundgeometrien (Ellipsoide, Tetraeder, Quader und Oktaeder) [Auri13]. Diese Grundgeometriemodelle werden unter statistischen Variationen modifiziert, um realistischere Kornmodelle zu erzielen. Mit solch einem Simulationsansatz ist es möglich, die experimentell nicht messbare Spandicke, Spanlänge, Spanbreite und den Spanquerschnitt jedes Kornes zu ermitteln. Die ermittelten Parameter können verwendet werden, um die spezifische Schleifkraft in Abhängigkeit vom gewählten Prozess und dem Werkstoff des Werkstücks zu berechnen. Basierend auf der Kienzle-Gleichung können dann die Kräfte jedes einzelnen Kornes und anschließend des gesamten Schleifstifts berechnet werden. Insgesamt ist es demnach möglich, die

Kienzle-Gleichung auch für die Modellierung der Prozesskräfte beim Schleifen zu nutzen. Hierfür ist jedoch neben der Modellierung der Prozesskinematik eine genaue Vermessung oder Modellierung der Topografie des Schleifstifts erforderlich. Da dies einen hohen Aufwand erfordert, lohnt sich dieser in erster Linie, wenn zusätzlich zu den Kräften auch Spanbildungsmechanismen oder die entstehende Oberfläche analysiert werden sollen. Da in dieser Arbeit lediglich die Prozesskräfte von Interesse sind, werden diese direkt mittels Messung erfasst (siehe Abschnitt 4.4 für eine Beschreibung der Versuchstechnik und Versuchsdurchführung).

Die Verwendung gemessener Prozesskräfte ist ebenfalls nicht ohne weiteres möglich. Grund hierfür ist, dass die idealen Prozesskräfte durch Kraftänderungen durch Interaktionen (und zusätzlich durch Messrauschen und statistische Ausreißer) überlagert werden. Demnach gilt [Lang22a]:

$$F_{gem} = F_{ges} = F_P + F_I \quad \text{Gl. 6-7}$$

In dieser Formel steht F_{gem} für die gemessenen Prozesskräfte, welche die Gesamtkräfte F_{ges} darstellen, die sich aus den Prozesskräften F_P und den zusätzlichen Kräften durch Interaktionen F_I zusammensetzen. Der prozentuale Anteil dieser Kräfte ist jedoch unbekannt. Daher ist es notwendig, die idealisierten Prozesskräfte zu modellieren (ohne Änderung der Kräfte aufgrund von Interaktionen Werkzeugdeformation, Verschleiß, usw.). So kann zwischen Prozess-Werkzeug-Interaktionen aufgrund der alleinigen Berücksichtigung der Prozesskräfte und zusätzlichen Interaktionen aufgrund möglicher signifikanter Prozesskraftänderungen (zusätzliche Variation der Prozesskräfte durch Werkzeugdeformation, Werkzeug- und Spindelbewegung und umgekehrt) unterschieden werden. Die verwendete Methodik wurde in verkürzter Form vorab in [Lang22a] vorgestellt.

Zur Modellierung der idealisierten Prozesskräfte, ohne Berücksichtigung von Interaktionen, Werkzeugdeformation und Verschleiß, werden die gemessenen Prozesskräfte deswegen mithilfe von Ausgleichsrechnungen ermittelt. Unter der Annahme, dass die idealisierten Prozesskräfte einen periodischen Verlauf besitzen (siehe auch Abschnitt 2.1.1), lassen sie sich durch ein Sinussummenmodell (engl.: sum of sines model) approximieren:

$$f(x) = \sum_{i=1}^n a_i \sin(b_i x + c_i) \quad \text{Gl. 6-8}$$

Hierbei bezeichnet a die Amplitude, b die Frequenz und c den konstanten Phasenversatz jedes einzelnen Sinustermes und n die Anzahl der verwendeten Sinusterme mit der Zählvariable i . Die gemessenen Prozesskräfte zeigen einen Verlauf, welcher am ehesten einem Sinussummenmodell mit einem einzelnen Sinusterm ähnelt (siehe Abbildung 6-5 bis Abbildung 6-7). Demnach ist die Anzahl n der verwendeten Sinusterme gleich Eins und der Phasenversatz c gleich Null. Die Amplitude a stellt in diesem Fall die Amplitude der approximierten Prozesskräfte dar, die Frequenz b das periodische Auf- und Abklingen der Prozesskräfte. Die Ermittlung der Amplitude a und der Frequenz b wurde mit der Curve Fitting App mit der Software MATLAB durchgeführt.

Generell müssen für jede Drehzahl und für jede Koordinatenrichtung separate Kurvenverläufe approximiert werden. Weiterhin kann wahlweise eine einzige Ausgleichsrechnung für jeweils eine Messung, das heißt für einen Pendelvorgang bzw. Schnitt durchgeführt werden oder jeder Schnitt in einzelne zeitliche Ausschnitte unterteilt werden (siehe Abschnitt 4.4 für eine

Beschreibung der Prozessstrategie und -parameter). Für jeden zeitlichen Ausschnitt kann eine eigene Ausgleichsrechnung durchgeführt werden, um die Anzahl an statistischen Ausreißern zu minimieren und somit die höchstmögliche Übereinstimmung mit dem gemessenen Verlauf zu erreichen. Anschließend kann die jeweils ermittelte Funktion mit den gemessenen Prozesskräften der anderen zeitlichen Ausschnitte überlagert werden, um sicherzustellen, dass die ermittelte Funktion nicht nur zufällig mit genau einem zeitlichen Ausschnitt übereinstimmt. Im Folgenden werden für jede Drehzahl jeweils drei ermittelte Funktionen vorgestellt. Die verwendeten Prozessparameter zur Ermittlung der Prozesskräfte sind in Tabelle 6-1 aufgelistet.

Tabelle 6-1: Verwendete Prozessparameter zur Ermittlung der Prozesskräfte beim Mikroschleifen (siehe auch Tabelle 13-1)

Parameter	Wert	Parameter	Wert
Prozess	Pendelschleifen (Schleifen von Vollnuten)	Drehzahl	30.000, 90.000 und 150.000 min ⁻¹
Werkzeugdurchmesser	50 µm	Zugehörige Rundlaufabweichung (gemittelt)	2,80, 4,70 und 3,56 µm (siehe auch Abbildung 8-8)
Werkstückmaterial	16MnCr5 (660 HV 30)	Vorschub pro Umdrehung	0,33 µm
Werkzeuggrundkörpermaterial	Stahl	Schnitttiefe	0,5 µm
Werkzeugbeschichtung	Nickel-Phosphor-Legierung mit Körnern aus kubischem Bornitrid (cBN)	Anzahl an Schnitten pro Nut	10
Solltiefe der Nut	5 µm		

Abbildung 6-5 zeigt auf der linken Seite für eine Drehzahl von 30.000 min⁻¹ drei Ausschnitte des Verlaufs der gemessenen Prozesskräfte in x-Richtung in Abhängigkeit der Zeit (Abbildung 6-5a), c) und e) in blau). Außerdem zeigt Abbildung 6-5 die zugehörigen durch Ausgleichsrechnung ermittelten Funktionen (Abbildung 6-5a), c) und e) in rot) und zusätzlich einen Vergleich mit dem Verlauf der Unwuchtkraft in Abhängigkeit der Zeit bei gleicher Drehzahl (Abbildung 6-5g)). Auf der rechten Seite von Abbildung 6-5 sind die entsprechenden Verläufe in y-Richtung (Vorschubrichtung) zu sehen. Die Parameter der zugehörigen durch Ausgleichsrechnung ermittelten Funktionen bei einer Drehzahl von 30.000 min⁻¹ sind in Tabelle 6-2 aufgelistet.

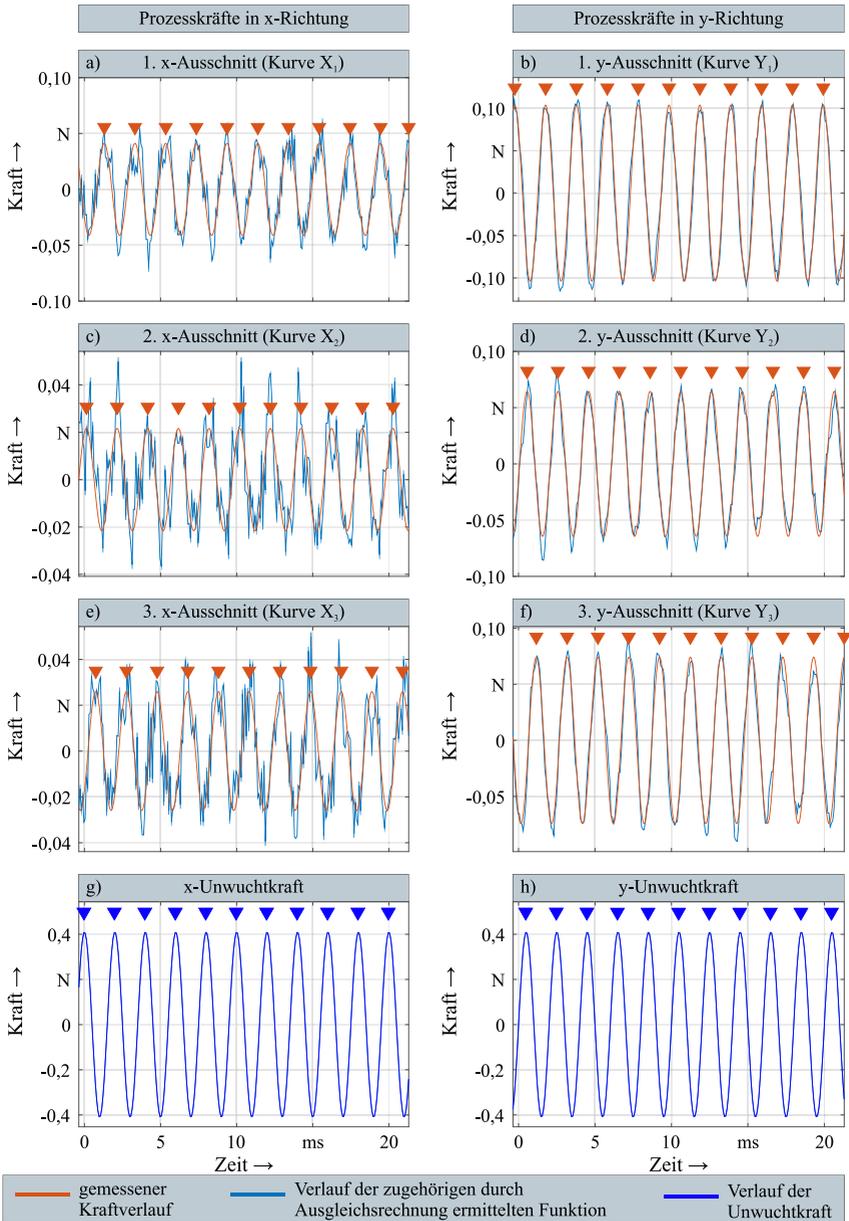


Abbildung 6-5: Ausschnitt des Verlaufs der gemessenen Prozesskräfte und der zugehörigen durch Ausgleichsrechnung ermittelten Funktionen: a), c), e) in x-Richtung, b), d), f) in y-Richtung und Vergleich mit dem Verlauf der Unwuchtkraft bei einer Drehzahl von 30.000 min⁻¹: g) in x-Richtung, h) in y-Richtung

Insgesamt lässt sich festhalten, dass die ermittelten Funktionen den gemessenen Verlauf approximieren können. Beim Vergleich der gemessenen Prozesskräfte und der ermittelten Funktionen in x-Richtung ist zu sehen, dass das Verhältnis von Minima und Maxima mit ausreichender Güte übereinstimmt. Die Amplitude der gemessenen Prozesskräfte ist teilweise höher als die Amplitude der ermittelten Funktionen. Gründe für die erhöhten Amplituden bei den gemessenen Prozesskräften könnten Interaktionen, Deformationen und Verschleiß sein. Vergleicht man die gemessenen Prozesskräfte und die ermittelten Funktionen zur Beschreibung der idealisierten Prozesskräfte mit dem Verlauf der Unwuchtkraft, so lässt sich hier ebenfalls eine Übereinstimmung des Verlaufs erkennen, da das Verhältnis von Minima und Maxima identisch ist. Dies lässt sich möglicherweise dadurch erklären, dass ein einzelnes Korn immer am weitesten über den Werkzeuggrundkörper und die Beschichtung herausragt und somit die dominierende Schneide bildet (siehe auch Abschnitt 2.1.1). Ein exzentrisch eingespanntes Werkzeug ändert diesen Sachverhalt nicht, lediglich die Amplitude der Kraft würde sich ändern. In y-Richtung zeigt der Vergleich der gemessenen Prozesskräfte mit den ermittelten Funktionen sowohl beim Verlauf als auch beim Vergleich der Amplituden eine hohe Übereinstimmung. Auch der Vergleich mit der Unwuchtkraft zeigt eine hohe Übereinstimmung, da das Verhältnis von Minima und Maxima übereinstimmt.

Tabelle 6-2: Parameter der ermittelten Sinussummenmodelle bei einer Drehzahl von 30.000 min^{-1}

Kurve	a	b	c	n	SSE-Wert	R-Quadrat-Wert
X ₁	0,04	19,6	-1,30	1	0,04	0,84
X ₂	0,02	19,63	2,40	1	0,03	0,67
X ₃	0,03	19,61	0,46	1	0,03	0,76
Y ₁	0,10	19,59	-2,76	1	0,03	0,98
Y ₂	0,06	19,67	1,12	1	0,02	0,97
Y ₃	0,07	19,61	-0,83	1	0,02	0,97

Zusätzlich sind noch die Residuenquadratsumme (engl.: summed square of residuals (SSE)) und das Bestimmtheitsmaß (engl.: coefficient of determination), auch als R-Quadrat-Wert bezeichnet, angegeben. Der SSE-Wert gibt die Summe der quadrierten Residuen, also die Abweichungen zwischen den Datenpunkten und den vorhergesagten Werten, aller Datenpunkte an [Fiel18]. Ein näher bei Null liegender Wert zeigt an, dass das Modell eine kleinere zufällige Fehlerkomponente hat und dass die ermittelte Funktion zuverlässiger ist. Die zugehörige Gleichung lautet:

$$SSE = \sum_{i=1}^n w_i (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad \text{Gl. 6-9}$$

Hier bezeichnet w_i den Gewichtungsfaktor zur Reduzierung der Fehlerabschätzung, y_i den jeweils ermittelten Wert und \hat{y}_i den jeweils durch die Regressionsgerade ermittelten Wert. Der R-Quadrat-Wert gibt an, wie gut die Datenpunkte zu der ermittelten Funktion passen. Der R-

Quadrat-Wert ist definiert als das Verhältnis der Residuenquadratsumme (engl.: residual sum of squares (SSR)) und der Gesamtsumme der Quadrate (engl.: total sum of squares (SST)). Der SSR-Wert lässt sich folgendermaßen berechnen:

$$SSR = \sum_{i=1}^n w_i (\hat{y}_i - \bar{y})^2 \quad \text{Gl. 6-10}$$

Hierbei bezeichnet \bar{y} den Mittelwert einer Stichprobe der ausgewerteten Datenpunkte. Der SST-Wert bezeichnet die Summe der Quadrate um den Mittelwert und ist definiert als:

$$SST = \sum_{i=1}^n w_i (y_i - \bar{y})^2 \quad \text{Gl. 6-11}$$

Der R-Quadrat-Wert ergibt sich dann zu:

$$R^2 = SSR/SST \quad \text{Gl. 6-12}$$

Der R-Quadrat-Wert kann einen Wert zwischen Null und Eins annehmen, wobei ein Wert, der näher bei Eins liegt, bedeutet, dass ein größerer Anteil der Varianz durch die Funktion erklärt wird, also die Datenpunkte besser repräsentiert.

Im Folgenden werden analog zum Vorgehen bei 30.000 min⁻¹ die Prozesskräfte bei einer Drehzahl von 90.000 min⁻¹ analysiert. Abbildung 6-6 zeigt auf der linken Seite für eine Drehzahl von 90.000 min⁻¹ drei Ausschnitte des Verlaufs der gemessenen Prozesskräfte in x-Richtung in Abhängigkeit der Zeit (Abbildung 6-6a, c) und e) in blau). Außerdem zeigt Abbildung 6-6 die zugehörigen durch Ausgleichsrechnung ermittelten Funktionen (Abbildung 6-6a), c) und e) in rot) und zusätzlich einen Vergleich mit dem Verlauf der Unwuchtkraft in Abhängigkeit der Zeit bei gleicher Drehzahl (Abbildung 6-6g)). Auf der rechten Seite von Abbildung 6-6 sind die entsprechenden Verläufe in y-Richtung (Vorschubrichtung) zu sehen. Die Parameter der zugehörigen durch Ausgleichsrechnung ermittelten Funktionen bei einer Drehzahl von 90.000 min⁻¹ sind in Tabelle 6-3 aufgelistet.

In x-Richtung zeigt ein Vergleich der Verläufe, dass die gemessenen Prozesskräfte mit der modellierten Funktion eine geringere Übereinstimmung aufweisen, als dies für eine Drehzahl von 30.000 min⁻¹ der Fall ist. Beim ersten zeitlichen Ausschnitt approximiert die ermittelte Funktion den Verlauf der gemessenen Prozesskräfte, jedoch ist der Unterschied zwischen den gemessenen und approximierten Amplituden höher. Beim zweiten zeitlichen Ausschnitt ist die Übereinstimmung noch geringer. In diesem Fall sind die Unterschiede der Amplituden zwischen den gemessenen Prozesskräften und der ermittelten Funktion sehr deutlich zu erkennen, was sich auch anhand des geringen SSE-Wertes und R-Quadrat-Wertes zeigt (siehe Tabelle 6-3). Der dritte zeitliche Ausschnitt zeigt wiederum eine hohe Übereinstimmung zwischen den gemessenen Prozesskräften und der ermittelten Funktion, sowohl für den approximierten Verlauf als auch die Amplituden. Der Vergleich der drei zeitlichen Ausschnitte mit dem Verlauf der Unwuchtkraft zeigt wieder eine Korrelation des Verhältnisses zwischen Minima und Maxima, so dass auch hier von einem dominierenden Korn ausgegangen werden kann. In y-Richtung lässt sich ebenfalls wieder eine hohe Übereinstimmung der gemessenen Prozesskräfte und der ermittelten Funktionen sowie dem Verlauf der Unwuchtkraft erkennen.

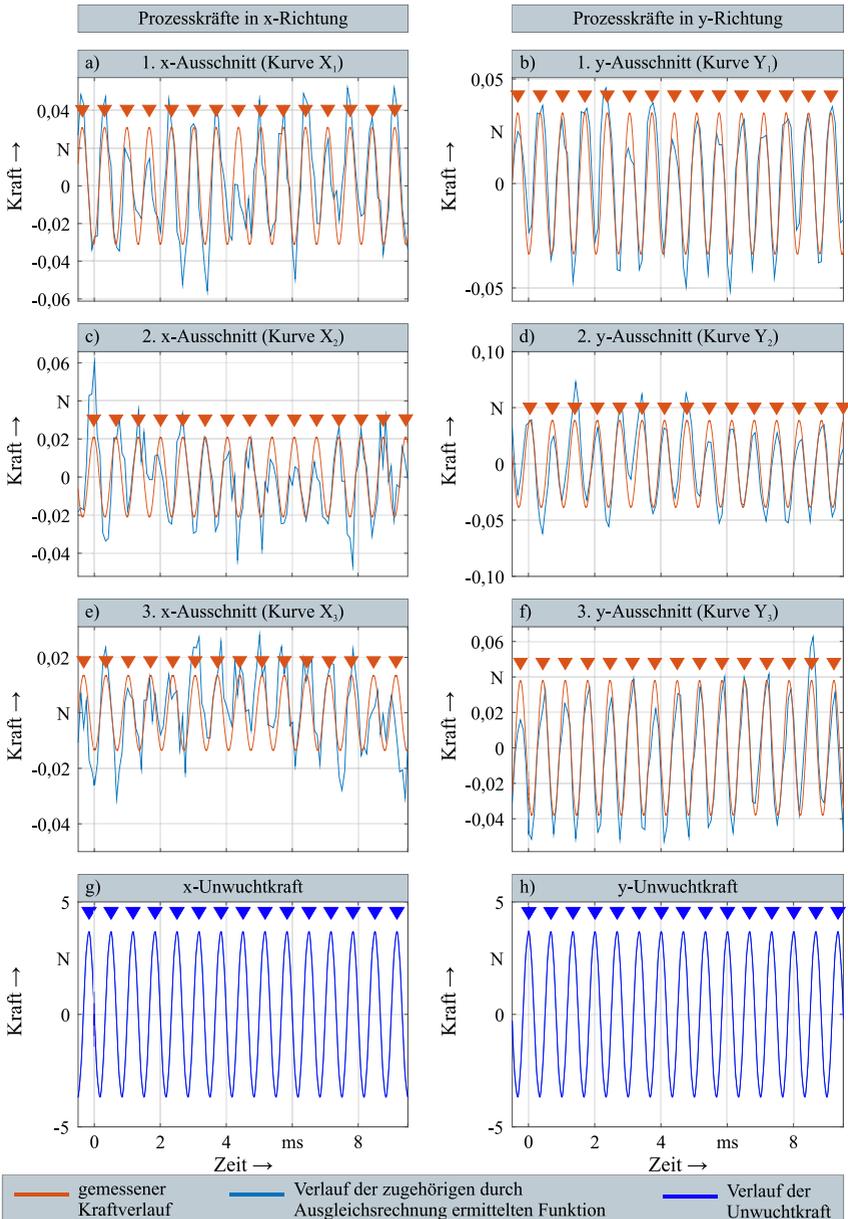


Abbildung 6-6: Ausschnitt des Verlaufs der gemessenen Prozesskräfte und der zugehörigen durch Ausgleichsrechnung ermittelten Funktionen: a), c), e): in x-Richtung, b), d), f) in y-Richtung und Vergleich mit dem Verlauf der Unwuchtkraft bei einer Drehzahl von 90.000 min^{-1} : g): in x-Richtung, h): in y-Richtung

Tabelle 6-3: Parameter der ermittelten Sinussummenmodelle bei einer Drehzahl von 90.000 min^{-1}

Kurve	a	b	c	n	SSE-Wert	R-Quadrat-Wert
X ₁	0,03	27,14	2,83	1	0,02	0,70
X ₂	0,02	27,17	-0,35	1	0,02	0,58
X ₃	0,01	27,15	2,50	1	0,01	0,48
Y ₁	0,03	27,19	2,55	1	0,01	0,83
Y ₂	0,04	27,11	-1,00	1	0,03	0,77
Y ₃	0,04	27,17	1,75	1	0,01	0,86

Für die Analyse der Kräfte bei einer Drehzahl von 150.000 min^{-1} zeigt Abbildung 6-7 auf der linken Seite für eine Drehzahl von 150.000 min^{-1} drei Ausschnitte des Verlaufs der gemessenen Prozesskräfte in x-Richtung in Abhängigkeit der Zeit (Abbildung 6-7a), c) und e) in blau). Außerdem zeigt Abbildung 6-7 die zugehörigen durch Ausgleichsrechnung ermittelten Funktionen (Abbildung 6-7a), c) und e) in rot) und zusätzlich einen Vergleich mit dem Verlauf der Unwuchtkraft in Abhängigkeit der Zeit bei gleicher Drehzahl (Abbildung 6-7g)). Auf der rechten Seite von Abbildung 6-5 sind die entsprechenden Verläufe in y-Richtung (Vorschubrichtung) zu sehen. Die Parameter der zugehörigen durch Ausgleichsrechnung ermittelten Funktionen bei einer Drehzahl von 150.000 min^{-1} sind in Tabelle 6-4 aufgelistet.

In x-Richtung zeigen der erste und dritte zeitliche Ausschnitt eine ausreichende Übereinstimmung des Verlaufs zwischen gemessenen Prozesskräften und den ermittelten Funktionen. Die Amplituden der gemessenen Prozesskräfte weisen teilweise höhere Werte auf als die der ermittelten Funktion. Dies spiegelt sich auch in den niedrigen R-Quadrat-Werten wider (siehe Tabelle 6-4). Der Vergleich mit der Unwuchtkraft zeigt für den ersten und dritten zeitlichen Ausschnitt 3 bezüglich des Verhältnisses der Minima und Maxima eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Prozesskräften und den ermittelten Funktionen. Beim zweiten zeitlichen Ausschnitt kommt es nicht nur in Bezug auf die Amplituden zu Abweichungen. Auch der Verlauf der gemessenen Prozesskräfte kann durch die ermittelte Funktion nicht durchgehend abgebildet werden. Dies lässt sich am deutlichsten am markierten Bereich in Abbildung 6-7 erkennen, wo die ermittelte Funktion ein Maximum aufweist, während die gemessenen Prozesskräfte hier einen fallenden Verlauf aufweisen. Somit stimmt das Verhältnis von Minima und Maxima zwischen den gemessenen Prozesskräften und der Unwuchtkraft für diesen zeitlichen Ausschnitt ebenfalls nicht überein. In y-Richtung zeigt der Vergleich zwischen gemessenen Prozesskräften, ermittelten Funktionen und der Unwuchtkraft ein ähnliches Verhalten. Zur Beurteilung der ermittelten Funktionen ist insbesondere in diesem Fall die visuelle Beurteilung der Approximation wichtig, um zu prüfen, ob sich die Charakteristika der gemessenen Prozesskräfte auch bei den ermittelten Funktionen zeigen. Abbildung 6-7 zeigt, dass dies für die meisten Bereiche der Fall ist. Insgesamt zeigen die visuellen Vergleiche eine ausreichende Approximation der Kräfte durch die ermittelten Funktionen, jedoch treten nicht zu vernachlässigende Unterschiede der Amplituden auf, was sich insbesondere auf die R-Quadrat-Werte auswirkt.

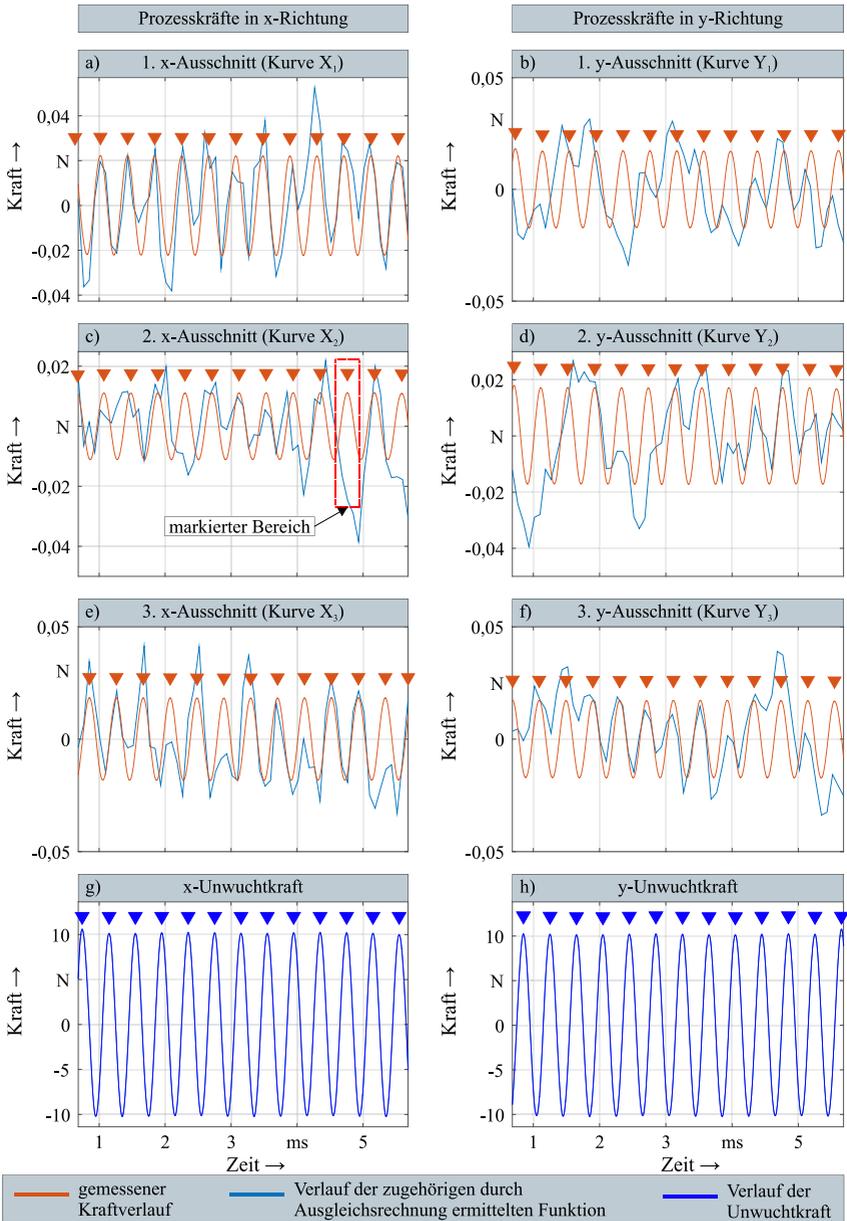


Abbildung 6-7: Ausschnitt des Verlaufs der gemessenen Prozesskräfte und der zugehörigen durch Ausgleichsrechnung ermittelten Funktionen: a), c), e): in x-Richtung, b), d), f) in y-Richtung und Vergleich mit dem Verlauf der Unwuchtkraft bei einer Drehzahl von 150.000 min^{-1} : g): in x-Richtung, h): in y-Richtung

Tabelle 6-4: Parameter der ermittelten Sinussummenmodelle bei einer Drehzahl von 150.000 min⁻¹

Kurve	a	b	c	n	SSE-Wert	R-Quadrat-Wert
X ₁	0,02	22,66	-3,00	1	0,01	0,54
X ₂	0,02	22,66	-2,99	1	0,0111	< 0,3
X ₃	0,02	22,80	-0,21	1	0,01	0,46
Y ₁	0,02	23,12	1,33	1	0,0252	< 0,3
Y ₂	0,02	23,12	1,33	1	0,0181	< 0,3
Y ₃	0,01	5,65	2,34	1	0,0148	< 0,3

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass es mithilfe von Ausgleichsrechnungen möglich ist, aus gemessenen Prozesskräften Funktionen zur Beschreibung der idealisierten Prozesskräfte zu ermitteln. Die Approximation der Prozesskräfte durch ein Sinussummenmodell ist zwar insbesondere bei hohen Drehzahlen nicht ausreichend genau, um ein exaktes Modell zur Vorhersage der Prozesskräfte zu erstellen, aber ausreichend genau, um die Größenordnung und den Verlauf der idealisierten Prozesskräfte zu bestimmen. Die erzielte Güte der Approximation kann für spätere Untersuchungen zur Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel (siehe Abschnitt 9.2) als ausreichend angesehen werden, da einzelne abweichende Bereiche zwischen gemessenen Prozesskräften und den ermittelten Funktionen (siehe beispielsweise den markierten Bereich in Abbildung 6-7c)) sich nicht signifikant auf die restlichen Segmente auswirken.

6.2.2 Ideale Kinematik

Die grundsätzliche Kinematik des Mikroschleifens mit Mikroschleifstiften besteht wie beim Mikrofräsen aus einer Überlagerung von Vorschub- und Rotationsbewegung. Analog zum Mikrofräsen entspricht die Bewegungsbahn eines Kornes unter Idealbedingungen einer Zykloiden, wie Abbildung 6-8 zeigt.

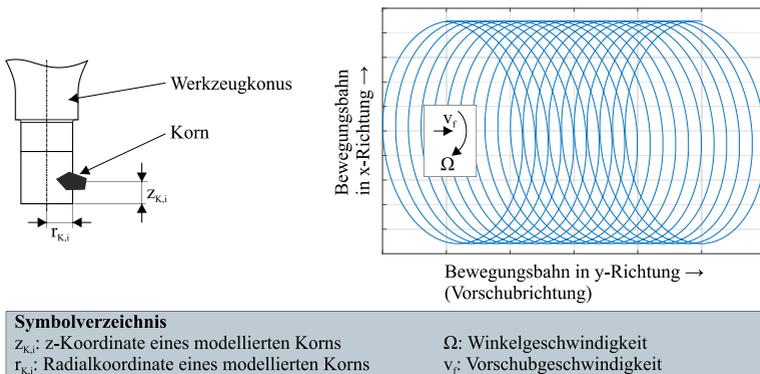


Abbildung 6-8: Modelliertes Schleifwerkzeug mit einem Korn (vergrößert dargestellt) und zugehörige Bewegungsbahn

Das modellierte Korn wird durch die Zylinderkoordinaten $r_{K,i}$ und $z_{K,i}$ im Raum definiert. Weiter bezeichnet v_f die Vorschubgeschwindigkeit, Ω die Winkelgeschwindigkeit und t die Prozesszeit. Für einen beliebigen Punkt bzw. den Mittelpunkt eines beliebigen Schleifkorns (in Abbildung 6-8 vergrößert dargestellt) lautet die zugehörige Gleichung:

$$\begin{pmatrix} x_P \\ y_P \\ z_P \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r_{K,i} \cdot \sin \Omega t \\ r_{K,i} \cdot \cos \Omega t \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ v_f \cdot t \\ z_{K,i} \end{pmatrix} \quad \text{Gl. 6-13}$$

7 Modellkopplung

In den vorangegangenen Kapiteln wurden insgesamt vier Simulationsmodelle vorgestellt, welche im Folgenden modifiziert und gekoppelt werden, um die Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel untersuchen zu können. Zusammenfassend handelt es sich bei diesen vier Simulationsmodellen um:

- ❑ Ein Modell zur dynamischen Modellierung der Spindel bzw. in diesem Fall der Spindelwelle,
- ❑ Ein Modell zur dynamischen Modellierung des Werkzeugs,
- ❑ Ein Modell bzw. Satz von Gleichungen zur Berechnung der Momentanwerte der Prozesskräfte,
- ❑ Ein Modell zur Beschreibung der Prozesskinematik.

Der Algorithmus zur Kopplung dieser Simulationsmodelle ist in Abbildung 7-1 dargestellt. In Abhängigkeit der Geometrie sowie der notwendigen Eingangsparameter wird zunächst die dynamische Modellierung der Spindel durchgeführt. Dabei wird in dieser Arbeit die Werkzeugspindel modelliert. Anschließend wird die dynamische Modellierung des Werkzeugs durchgeführt. Diese beiden Komponenten werden anschließend mithilfe einer multidimensionalen Kopplungsbedingung verbunden (siehe Abschnitt 7.1). Im Anschluss werden die Simulationsmodelle zur Berechnung der Zerspankraft bzw. zur Berücksichtigung der Prozesskräfte in das dynamische Modell der Spindel implementiert. Je nachdem, ob Interaktionen bei der Mikrofräs- oder Mikroschleifbearbeitung untersucht werden, unterscheidet sich der Algorithmus in diesem Bereich.

Für das Mikrofräsen wird die Kienzle-Gleichung (siehe Abschnitt 6.1.1) verwendet, um den Momentanwert der Zerspankraft zu berechnen. Soll nur die ideale Zerspankraft berücksichtigt werden, können die zugehörigen Gleichungen unverändert in das dynamische Modell der Spindel integriert werden. Zur Berücksichtigung von Zerspankraftänderungen durch Interaktion wird die Kienzle-Gleichung modifiziert (siehe Abschnitt 7.2.1) und anschließend implementiert.

Im Falle des Mikroschleifens werden die Prozesskräfte mithilfe der experimentell ermittelten Prozesskräfte modelliert. Sollen nur idealisierte Prozesskräfte berücksichtigt werden, werden die in Abschnitt 6.2.1 beschriebenen Ausgleichsrechnungen verwendet, um die idealisierten Prozesskräfte aus den gemessenen Kräften zu extrahieren. Die gemessenen Prozesskräfte enthalten unvermeidlich sowohl die idealen Prozesskräfte sowie den Anteil an Kräften, der aus Interaktionen entsteht (siehe Abschnitt 6.2.1 und Abschnitt 7.3). Zur Untersuchung von Interaktionen werden die gemessenen Prozesskräfte deswegen direkt als Randbedingung in das dynamische Modell der Spindel integriert. Dies ermöglicht die Simulation der Rückkopplung zwischen den Prozesskräften und der Werkzeugbewegung (siehe Abschnitt 7.3).

Bisher entsteht demnach ein Simulationsmodell, welches die dynamische Modellierung der Spindel sowie die Prozesskräfte, wahlweise mit oder ohne Berücksichtigung von Kraftänderungen durch Interaktionen, enthält. Die Superposition dieses Modells mit der Prozesskinematik ermöglicht schließlich die Simulation der Werkzeugbewegung, sowohl ohne als auch mit Berücksichtigung der Interaktionen zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel. Diese Superposition wird in Abschnitt 7.2.2 für das Mikrofräsen und in Abschnitt 7.3 für das Mikroschleifen

erläutert. Das Koordinatensystem für das gekoppelte Simulationsmodell erhält den Index I für Interaktion.

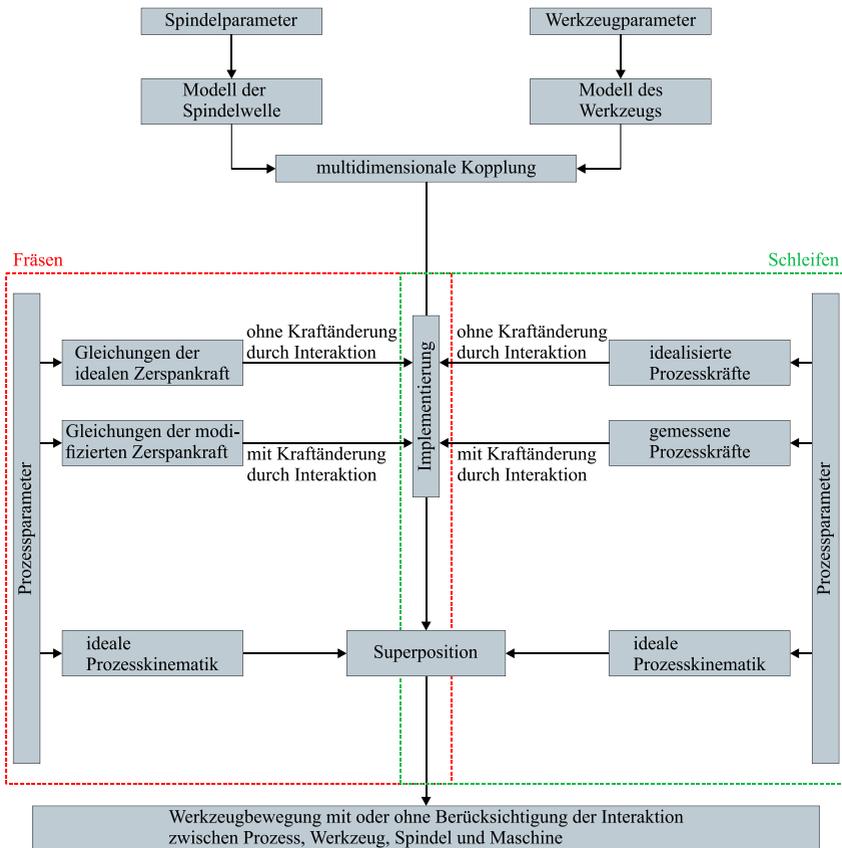


Abbildung 7-1: Algorithmus zur Modellkopplung für das Mikrofräsen und Mikroschleifen

7.1 Kopplung von Rotor und Werkzeug

Wie in Abschnitt 5.3 beschrieben, werden die rotationssymmetrische Spindelwelle und der rotationssymmetrische Werkzeugschaft zunächst als zweidimensionales Modell definiert. Im Gegensatz dazu werden für die Modellierung des Werkzeugs, sowohl für das Fräs- als auch für das Schleifwerkzeug, dreidimensionale finite Elemente verwendet (siehe Abschnitt 5.4). Aus diesem Grund muss eine multidimensionale Kopplungsbedingung definiert werden (siehe Abbildung 7-2), welche die hintere Stirnfläche des Werkzeugs (in Abbildung 7-2 rot gekennzeichnet) mit der vorderen Kante des Werkzeugschafts bzw. Werkzeugkonus verbindet (in Abbildung 7-2 blau gekennzeichnet). Hierfür werden die beiden Kontaktelemente CONTAC175 und TARGE170 [ANSY21f] verwendet. Bei der Modellierung des Kontakts ist zu beachten, dass die Fläche als Kontaktkomponente und die Kante als Zielkomponente deklariert werden muss,

da die Verbindung der Kontaktelemente CONTAC175 und TARGE170 in der Software ansonsten nicht möglich ist [ANSY21f].

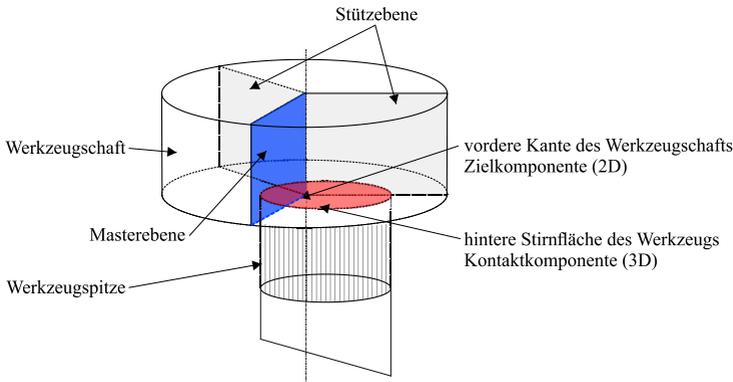
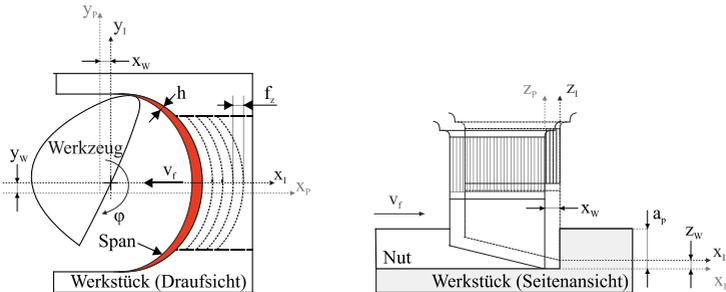


Abbildung 7-2: Multidimensionale Kopplung des zweidimensional modellierten Werkzeugschafts und des dreidimensionalen Werkzeugs

7.2 Mikrofräsen

Zur Berücksichtigung der Interaktionen zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel müssen die Gleichungen zur Berechnung der Zerspankraft (siehe Abschnitt 6.1.1) und zur Modellierung der Prozesskinematik (siehe Abschnitt 6.1.2) modifiziert werden, um die momentane Position des Werkzeugs und eventuelle Änderungen der Eingriffsbedingungen korrekt darzustellen. Die hierfür verwendete Methodik wurde in verkürzter Form vorab in [Lang21b] und [Lang22b] vorgestellt. Abbildung 7-3 zeigt schematisch, wie sich die Werkzeugposition ändern kann.



Symbolverzeichnis

v_f : Vorschubgeschwindigkeit	z_p : prozessbezogene z-Koordinate
a_p : Schnitttiefe	x_i : x-Koordinate unter Berücksichtigung von Interaktionen
φ : Werkzeugdrehwinkel	y_i : y-Koordinate unter Berücksichtigung von Interaktionen
f_z : Vorschub pro Zahn	z_i : z-Koordinate unter Berücksichtigung von Interaktionen
h : Spanungsdicke	x_w : zusätzliche Bewegung des Werkzeugs in x-Richtung
x_p : prozessbezogene x-Koordinate	y_w : zusätzliche Bewegung des Werkzeugs in y-Richtung
y_p : prozessbezogene y-Koordinate	z_w : zusätzliche Bewegung des Werkzeugs in z-Richtung

Abbildung 7-3: Schematische Darstellung der Werkzeugkinematik beim Mikrofräsen unter Berücksichtigung möglicher Interaktionen zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel nach [Lang21b]

Dabei beziehen sich Koordinaten mit dem Index P und die durchgezogenen Linien auf das Werkzeug unter Idealbedingungen, die Koordinaten mit dem Index W auf das Werkzeug und die Spindel und die Koordinaten mit dem Index I und die gestrichelten Linien auf das Werkzeug unter Berücksichtigung eventueller Interaktionen.

7.2.1 Zerspankräfte unter Berücksichtigung von Interaktionen

Zur Berechnung der Zerspankraft unter Berücksichtigung von Kraftänderungen durch Interaktionen $F_{c,I}$ wird die Kienzle-Gleichung (siehe Abschnitt 6.1.1 und Gl. 6-1) modifiziert, um die Änderungen des Spannungsquerschnitts zu berücksichtigen:

$$F_{c,I} = b_I \cdot h_I \cdot k_c \quad \text{Gl. 7-1}$$

Dabei bezeichnet b_I die modifizierte Spannungsbreite und h_I die modifizierte Spannungsdicke. Die spezifische Schnittkraft berechnet sich in diesem Fall zu:

$$k_c = k_{cX,Y} \cdot h_I^{-m_c} \quad \text{Gl. 7-2}$$

Der Wert $k_{cX,Y}$ beschreibt wieder die spezifische Schnittkraft in Abhängigkeit der modifizierten Spannungsbreite und der modifizierten Spannungsdicke. Diese beiden Größen berechnen sich gemäß den folgenden Formeln:

$$b_I = \frac{a_p + z_W}{\sin \chi_r} \quad \text{Gl. 7-3}$$

$$h_I = \left((f_z + x_W) \sin \varphi + \frac{(f_z + x_W)^2}{2r} \cos \varphi + y_W \cos \varphi \right) \sin \chi_r \quad \text{Gl. 7-4}$$

Dabei bezeichnen x_W , y_W sowie z_W die zusätzliche Bewegung des Werkzeugs in den drei Raumkoordinaten (in Gl. 7-3 und Gl. 7-4 rot gekennzeichnet), a_p , f_z , φ , r und χ_r wieder die Schnitttiefe, den Vorschub pro Zahn, den Drehwinkel, den Radius und Einstellwinkel der Umfangsschneide des Werkzeugs. Die Gleichungen Gl. 7-1 bis Gl. 7-4 sind abhängig von dem aktuellen Wert des Drehwinkels φ und der Position des Werkzeugs, beschrieben durch x_W , y_W und z_W . Damit handelt es sich bei den möglichen Interaktionen um einen transienten Effekt, sodass die Zerspankraft gemäß Gl. 7-1 bei jedem Simulationsschritt neu berechnet werden muss und demnach als Randbedingung in einer transienten Simulation implementiert werden muss.

7.2.2 Kinematik unter Berücksichtigung von Interaktionen

Die Superposition der momentanen Position des Werkzeugs, welche bereits die Bewegung und Deformation der Spindel sowie die Einflüsse der Zerspankraft enthält, mit der idealen Prozesskinematik liefert schließlich die komplette Werkzeugkinematik unter Berücksichtigung der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel. Die zugehörige Kopplungsgleichung lautet [Lang21a]:

$$\begin{pmatrix} x_I \\ y_I \\ z_I \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_P \\ y_P \\ z_P \end{pmatrix} + \underbrace{\begin{pmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & -\cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}}_{\text{Rotationsmatrix}} \cdot \begin{pmatrix} x_W \\ y_W \\ z_W \end{pmatrix} \quad \text{Gl. 7-5}$$

Die ideale Prozesskinematik wird durch die drei Koordinaten mit dem Index P beschrieben und gemäß Gl. 6-6 modelliert. Die Bewegung und Deformation von Werkzeug (und Spindel) unter Berücksichtigung der Zerspankraft wird durch die Koordinaten mit dem Index W beschrieben. Obwohl sowohl die Prozesskinematik als auch das Werkzeug und die Spindelwelle mithilfe von raumfesten Koordinaten modelliert werden, ist für die korrekte Superposition eine Rotationsmatrix erforderlich. Dies ist darauf zurückzuführen, dass das rotodynamische Modell der Spindelwelle und des Werkzeugs nicht tatsächlich rotiert. Bei der Formulierung und Lösung der rotodynamischen Gleichung (Gl. 5-53) werden nur die physikalischen Effekte, das heißt der gyroskopische Effekt und der Rotationsdämpfungseffekt, berücksichtigt. Die tatsächliche Rotation des Werkzeugs wird also durch Multiplikation der Werkzeug- und Spindelposition mit der Rotationsmatrix um den Drehwinkel φ berücksichtigt.

7.3 Mikroschleifen

Zur Modellierung und Analyse der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel wird beim Mikroschleifen auf gemessene Prozesskräfte zurückgegriffen (siehe Abschnitt 6.2.1). Da die gemessenen Prozesskräfte gemäß Gl. 6-7 bereits den Anteil der Prozesskräfte enthalten, der sich durch Interaktionen zwischen Prozess und Werkzeug ergibt, können die gemessenen Prozesskräfte direkt als Randbedingung in das Simulationsmodell integriert werden. Dies ist möglich, weil die Bewegung des Werkzeugs durch Prozesskräfte und auch durch Prozesskraftänderungen aufgrund von Interaktionen im dynamischen Modell der Spindel und des Werkzeugs berücksichtigt werden kann. Das heißt, das Modell kann die Rückkopplung zwischen den Prozesskräften und der Werkzeugbewegung simulieren, indem die zeitabhängigen Prozesskräfte und Prozesskraftänderungen durch Interaktionen bei den jeweils zugehörigen Zeitschritten der Simulation des dynamischen Modells der Spindel und des Werkzeugs implementiert werden. Die finale Superposition der momentanen Position des Werkzeugs und der idealen Prozesskinematik wird analog zur Superposition beim Mikrofräsen durchgeführt (siehe Abschnitt 7.2.2), wobei die ideale Prozesskinematik für das Mikroschleifen (Koordinaten mit dem Index P) durch Gl. 6-13 modelliert wird:

$$\begin{pmatrix} x_l \\ y_l \\ z_l \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_p \\ y_p \\ z_p \end{pmatrix} + \underbrace{\begin{pmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & -\cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}}_{\text{Rotationsmatrix}} \cdot \begin{pmatrix} x_w \\ y_w \\ z_w \end{pmatrix} \quad \text{Gl. 7-6}$$

8 Verifikation, Validierung und Untersuchung der Interaktion zwischen Spindelwelle und Elektromotor

Bevor die gekoppelten Simulationsmodelle zur Untersuchung der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel eingesetzt werden können, muss sichergestellt werden, dass die Modelle die Realität möglichst genau abbilden. Hierzu werden sowohl Verifikationen als auch Validierungen eingesetzt. Die experimentelle Untersuchung der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel ist jedoch durch die Schwierigkeit der Abgrenzung von Einflüssen und Interaktionen der verschiedenen Komponenten und Parameter eingeschränkt. Die gemessenen Größen spiegeln stets das Zusammenspiel aller Faktoren wider, so dass die Ursache eines auftretenden Effekts nicht eindeutig zugeordnet werden kann (siehe auch Kapitel 2). Demnach ist eine Verifikation und Validierung nur für die jeweiligen einzelnen Teilmodelle zielführend möglich. Bei der dynamischen Modellierung der Spindel muss das Finite-Elemente-Modell des Magnetlagers verifiziert und validiert werden. Das Finite-Elemente-Modell des Elektromotors ist inhärent verifiziert und validiert, da es direkt vom analytischen Modell des Elektromotors generiert wird, wobei alle Geometrieparameter, Rand- und Analysebedingungen verifiziert werden. Dadurch werden ebenso der Schlupf, die Spulenströme und das erzeugte Drehmoment verifiziert und validiert. Unterschiede zwischen den Ergebniswerten des analytischen Modells und des Finite-Elemente-Modells lassen sich demnach auf die notwendigen Vereinfachungen bei der analytischen Modellierung mithilfe des T-Ersatzschaltbildes zurückführen (beispielsweise Ummagnetisierungsverluste, siehe Abschnitt 5.2.2). Neben der Verifikation und Validierung des Magnetlagers muss das rotordynamische Simulationsmodell der Werkzeugspindel sowie die modellierten Zerspankräfte bei der Mikrofräsbearbeitung validiert werden. Hierfür gilt es auch zu identifizieren, ob elektromagnetische Kräfte bei der Validierung der Rundlaufabweichung berücksichtigt werden müssen. Die Luftlager werden mithilfe des Software-Tools PABS modelliert, dessen Verifikation und Validierung bereits in [Müll18] vorgestellt wurde.

Die Verifikation und Validierung der Teilsysteme erfolgt wie folgt: Das Finite-Elemente-Modell des Magnetlagers wird mit einem analytischen Referenzmodell verglichen, um die Korrektheit der Implementierung zu überprüfen. Die anschließende Validierung des Magnetlagers wird mit einem analytischen und einem numerischen Referenzmodell durchgeführt, um die Übereinstimmung zu bewerten (siehe Abschnitt 8.1). Die Berechnungsmethode der Zerspankraft wird anhand von experimentell gemessenen Werten validiert, um die Anwendbarkeit für die spanende Mikrobearbeitung zu prüfen (siehe Abschnitt 8.2.1). Das rotordynamische Simulationsmodell der Werkzeugspindel wird durch den Vergleich der numerisch ermittelten Rundlaufabweichung mit experimentell gemessenen Werten validiert, um die Genauigkeit der Finite-Elemente-Modellierung zu beurteilen (siehe Abschnitt 8.2.3).

8.1 Magnetlager

Zur Verifikation und Validierung des Finite-Elemente-Modells des Magnetlagers werden die Ergebnisgrößen magnetische Flussdichte und magnetische Zugkraft für zwei verschiedene Geometrien verglichen. Hierfür wird das Modell des Magnetlagers (siehe Abschnitt 5.1.2: Statische elektromagnetische Finite-Elemente-Modellierung) zur Verifikation mit einem analytischen Modell und zur Validierung mit einem numerischen Referenzmodell unter Verwendung einer anderen elektromagnetischen Simulationssoftware (ANSYS Maxwell) verglichen. Die Verifikation und Validierung wurde vorab in [Lang21c] vorgestellt.

Bei der ersten zu vergleichenden Geometrie handelt es sich um einen U-förmigen Elektromagneten. Die entsprechenden analytischen Formeln für die Berechnung der magnetischen Flussdichte B und der magnetischen Zugkraft F_{mag} lauten wie folgt [Masl09]:

$$B = \frac{\mu_0 \cdot n \cdot i}{2s} \tag{Gl. 8-1}$$

$$F_{mag} = \frac{1}{4} \mu_0 n^2 A_l \frac{i^2}{s^2} \tag{Gl. 8-2}$$

Die Eingangsgrößen wurden mit Bezug zu [Lang20] gewählt und sind in Tabelle 8-1 aufgelistet. Bei der zweiten zu vergleichenden Geometrie handelt es sich um ein Radiallager mit acht Polen und Differenzwicklung (siehe Abbildung 5-2a)). Die entsprechenden analytischen Formeln für die Berechnung der magnetischen Flussdichte B_x und der magnetischen Zugkraft $F_{mag,x}$ in x-Richtung lauten [Masl09]:

$$B_x = B_+ - B_- = \frac{1}{2} \mu_0 n \left(\frac{(i_0 + i)}{(s_0 + x)} - \frac{(i_0 - i)}{(s_0 - x)} \right) \cos \theta_x \tag{Gl. 8-3}$$

$$F_{mag,x} = F_{mag,+} - F_{mag,-} = \frac{1}{4} \mu_0 n^2 A_l \left(\frac{(i_0 + i)^2}{(s_0 + x)^2} - \frac{(i_0 - i)^2}{(s_0 - x)^2} \right) \cos \theta_x \tag{Gl. 8-4}$$

In y-Richtung können die entsprechenden Größen analog berechnet werden. Die Eingangsparameter wurden wieder mit Bezug zu [Lang20] gewählt und sind ebenfalls in Tabelle 8-1 aufgelistet. Die Verifikations- und Validierungsergebnisse für die beiden Geometrien sind in Tabelle 8-2 aufgelistet.

Tabelle 8-1: Eingangsparameter des U-förmigen Elektromagneten und des achtpoligen Radiallagers mit Differenzwicklung zur Verifikation und Validierung

Parameter des U-förmigen Elektromagneten	Wert	Parameter des achtpoligen Radiallagers mit Differenzwicklung	Wert
Magnetische Feldkonstante μ_0	$1,2566 \cdot 10^{-6}$ N/A	Magnetische Feldkonstante μ_0	$1,2566 \cdot 10^{-6}$ N/A
Anzahl an Spulenwindungen n	460	Anzahl an Spulenwindungen n	460
Polfläche A_l	$2,52 \cdot 10^{-4}$ m ²	Polfläche A_l	$2,52 \cdot 10^{-4}$ m ²
Strom i	1 A	Vormagnetisierungsstrom i_0	2 A
Magnetlagerspalt s	$5 \cdot 10^{-4}$ m	Regelstrom i_r	1 A
		Winkel zwischen einem Pol und der nächsten Achse θ	22,5°
		Magnetlagerspalt s	$1 \cdot 10^{-3}$ m

Tabelle 8-2: Vergleich zwischen der ermittelten magnetischen Flussdichte und der magnetischen Zugkraft des in dieser Arbeit erstellten Finite-Elemente-Modells, eines numerischen Referenzmodells und eines analytischen Modells

Geometrie	Modell	Magnetische Flussdichte/T	Verhältnis	Magnetische Zugkraft/N	Verhältnis
U-Magnet	Erstellt	0,62	-	173,75	-
	Numerische Referenz	0,61	1,01	176,90	0,98
	Analytisch	0,63	0,98	163,36	1,06
Radiallager	Erstellt	1,02	-	113,57	-
	Numerische Referenz	1,09	0,94	110,23	1,03
	Analytisch	1,89	0,54	584,83	0,20

Für den U-Magneten stimmen die Ergebnisse aller Modelle sehr gut überein. Der Vergleich der Ergebnisse für die zweite Geometrie zeigt jedoch, dass die beiden numerischen Modelle zwar gut übereinstimmen, das analytische Ergebnis jedoch um etwa 46 % bzw. 80 % von der numerisch ermittelten magnetischen Flussdichte und der magnetischen Zugkraft abweicht. Dies ist hauptsächlich darauf zurückzuführen, dass die analytischen Formeln die magnetische Sättigung nicht berücksichtigen. Darüber hinaus werden Streueffekte vernachlässigt und die analytische Modellierung basiert nach wie vor auf U-förmigen, um die x-Achse gedrehten Magneten und berücksichtigt daher nicht die genaue geometrische Konfiguration. Insgesamt konnte das Finite-Elemente-Modell des Magnetlagers demnach verifiziert und validiert werden. Weiterhin konnte aufgezeigt werden, dass insbesondere im Bereich der magnetischen Sättigung die numerische Modellierung zu bevorzugen ist.

8.2 Rundlaufabweichung und Zerspankraft

Die für die Validierung benötigten Prozess- und Spindelparameter (Parameter der Werkzeugspindel wurden Herstellerangaben entnommen und/oder mit geeigneten Messmitteln vermessen, siehe auch Abschnitt 4.1 und Tabelle 13-1) sind in Tabelle 8-3 aufgelistet. Die Geometriedaten des Rotors können Abbildung 5-9 entnommen werden. Die ermittelten Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten der Radiallager sind in Abbildung 8-1 dargestellt.

Tabelle 8-3: Parameter zur Validierung der Rundlaufabweichung und der modellierten Zerspankraft

Parameter	Wert	Parameter	Wert
Durchmesser der Einlassdüsen der Radiallager	0,12 mm	Durchmesser der Einlassdüsen der Axiallager	0,16 mm
Lagerspalt der Radiallager	21,5 µm	Lagerspalt der Axiallager	25 µm
Lagerlänge der Radiallager	30 mm	Innendurchmesser der Axiallager	22,21 mm
Dynamische Viskosität	18 µPa·s	Außendurchmesser der Axiallager	37,9 mm
Versorgungsdruck	6 bar	Umgebungsdruck	1 bar
Dichte der Spindelwelle	7,85 g/cm ³	Dichte des Werkzeugs	14,4 g/cm ³
Elastizitätsmodul der Spindelwelle	210 GPa	Elastizitätsmodul des Werkzeugs	600 GPa
Poissonzahl der Spindelwelle	0,29	Poissonzahl des Werkzeugs	0,3
Exzentrizität der Spindelwelle samt Werkzeug	0,15 µm	Werkzeugradius	25 µm
Vorschub pro Zahn	1 µm	Einstellwinkel der Umfangsschneide	90°
Schnitttiefe	5 µm	Einstellwinkel der Stirnschneide	12°

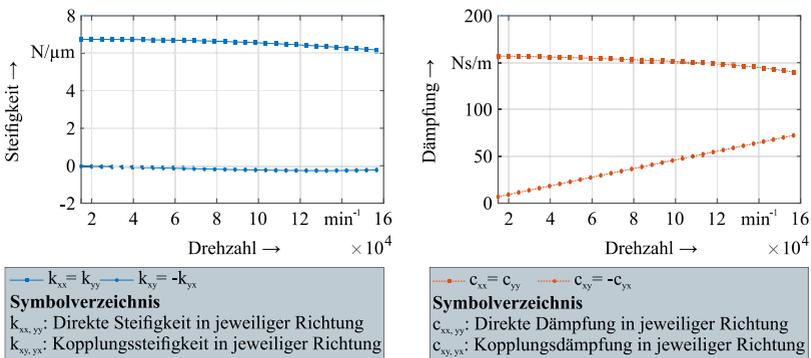


Abbildung 8-1: Ermittelte Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten der Radiallager in Abhängigkeit der Drehzahl

8.2.1 Zerspankraft beim Mikrofräsen

Die Validierung der berechneten Zerspankraft erfolgt mit Messwerten, welche im Rahmen der in [Kier20] publizierten Arbeiten ermittelt wurden. Als Werkstückwerkstoff wurde dort

Reintitan (cp-Titan Grade 2) verwendet. Die Parameter Vorschub pro Zahn ($f_z = 1 \mu\text{m}$) und Schnitttiefe ($a_p = 5 \mu\text{m}$) wurden konstant gehalten. Die Drehzahl der Werkzeugspindel wurde von 30.000 min^{-1} bis 330.000 min^{-1} in 10.000 min^{-1} -Schritten variiert. Daraus ergaben sich für die Schnittgeschwindigkeit Werte zwischen 4,7 und 51,8 m/min. Als Werkzeuge wurden einschneidige Fräserwerkzeuge aus Hartmetall (Sandvik Hyperion PN90, mittlere Korngröße $0,2 \mu\text{m}$) mit einem Wirkdurchmesser von $d \leq 50 \mu\text{m}$ bzw. $r \leq 25 \mu\text{m}$ verwendet. Die Hartmetallrohlinge besaßen eine Länge von $40 \pm 0,1 \text{ mm}$ bei einem Schaftdurchmesser von $d = 3 \text{ mm}$. Die Rohlinge wurden geschliffen und zur besseren Einspannung an einer Stirnseite gefast. Die Herstellung der Fräsergeometrie erfolgte in einem dreiteiligen Schleifprozess [Bohl20]. Der Einstellwinkel der Stirnschneide χ_r betrug 12° . Abbildung 8-2a) und Abbildung 8-2b) zeigen eine schematische Darstellung und eine REM-Aufnahme eines Mikrofräserwerkzeugs.

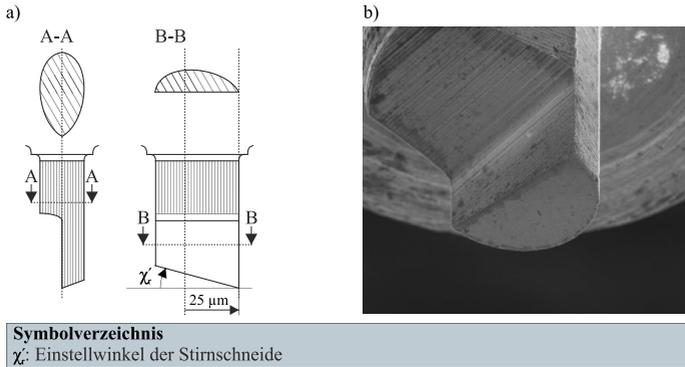


Abbildung 8-2: a) schematische Darstellung und b) REM-Aufnahme eines Mikrofräserwerkzeugs vor dem Einsatz [Kier21]

Abbildung 8-3 zeigt den Vergleich der gemittelten berechneten und der gemittelten gemessenen Zerspankraft. Da die genauen Eingriffsbedingungen, also der absolute Rotationswinkel des Werkzeugs, zur Zeit der jeweils erfassten Messpunkte unbekannt war, wurden sowohl die gemessene Zerspankraft als auch die berechnete Zerspankraft gemittelt. Im Folgenden werden sowohl die Berechnungsgrundlagen als auch die Mittelungen erläutert. Mit Gl. 6-1 (siehe Abschnitt 6.1.1) kann zunächst die Zerspankraft berechnet werden, wobei die spezifische Schnittkraft k_c mit folgenden Korrekturfaktoren verrechnet wurde:

$$k_c = k_{c1.1} \cdot h^{-mc} \cdot K_V \cdot K_{st} \cdot K_{ver} \quad \text{Gl. 8-5}$$

Der Parameter K_V gibt den Einfluss der Schnittgeschwindigkeit an und kann folgendermaßen berechnet werden [Tsch05]:

$$K_V = \left(\frac{100}{v_c} \right)^{0,1} \quad \text{Gl. 8-6}$$

Die Parameter K_{st} und K_{ver} geben den Einfluss der Spanstauchung und des Verschleißes an. Gemäß den Angaben für das Fräsen nach [Tsch05] wurde für K_{st} der Wert 1,2 gewählt. Da der Korrekturfaktor für Verschleiß K_{ver} unbekannt ist, wird er oft mit 1,5 abgeschätzt [Tsch05, Schö02]. Da die verwendeten Werkzeuge ausschließlich für die experimentellen

Untersuchungen verwendet wurden, ist der tatsächliche Korrekturfaktor für Verschleiß wahrscheinlich niedriger als 1,5. In Abbildung 8.3 ist der Verlauf der berechneten Zerspankraft für einen Korrekturfaktor von 1,35 gezeigt. Alternativen wären Werte zwischen 1,0 (kein Verschleiß) bis 1,5 (hoher Verschleiß). Es ist jedoch zu beachten, dass der Verschleiß vom Vorschubweg abhängt. Das heißt, der Verschleiß und somit auch der Korrekturfaktor steigen mit der Zeit, je länger das Werkzeug im Einsatz ist.

Die berechnete Zerspankraft ist eine Funktion des Rotationswinkels des Werkzeugs (siehe auch Abbildung 6-2). Um die mittlere berechnete Zerspankraft zu ermitteln, wurden die rotationswinkelabhängigen Zerspankraftwerte über eine Umdrehung, also über einen Winkelbereich von 0° bis 360°, gemittelt (gemittelte berechnete Zerspankraft). Die gemessene Zerspankraft wurde in Abbildung 8-3 für jede Drehzahl als einzelner Messpunkt aufgetragen (gemessene Zerspankraft). Da die genauen Eingriffsbedingungen, also der absolute Rotationswinkel des Werkzeugs, zur Zeit der jeweils erfassten Messpunkte unbekannt war, zeigen die einzelnen Messpunkte den zeitlichen Mittelwert der gemessenen Zerspankraft über die Dauer der Messung bei der jeweiligen Drehzahl. Abbildung 8-3 enthält eine zusätzliche Linie, welche die aufgetragenen Messpunkte der gemessenen Zerspankraft mit der Anzahl der Messpunkte (bei verschiedenen Drehzahlen) mittelt (gemittelte gemessene Zerspankraft). Das heißt, diese Linie gibt an, wie groß die gemessene Zerspankraft über alle Drehzahlen im Mittel ist.

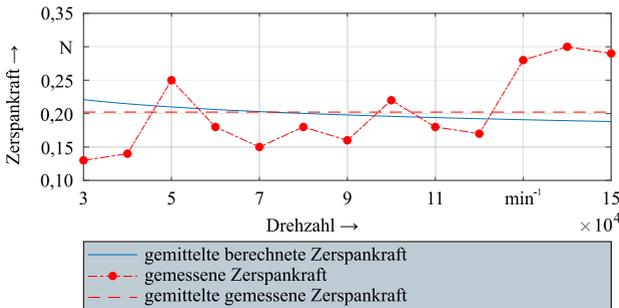


Abbildung 8-3: Vergleich der gemittelten berechneten Zerspankraft und der gemittelten gemessenen Zerspankraft

Bei der gemessenen Zerspankraft lässt sich generell kein Trend zu steigenden oder sinkenden Kräften in Abhängigkeit der Drehzahl feststellen. Der Vergleich zwischen der gemittelten berechneten Zerspankraft und der gemittelten gemessenen Zerspankraft bei verschiedenen Drehzahlen der Spindel zeigt eine gute Übereinstimmung, insbesondere wenn für den Parameter K_{ver} für den Einfluss des Verschleißes ein Wert unter 1,5 eingesetzt wird (in Abbildung 8.3 ist ein konstanter Wert von 1,35 für K_{ver} verwendet worden). Da der Verschleiß in der Realität nicht konstant ist, sondern über die Zeit ansteigt, könnte statt einem konstanten Wert von 1,35 für den Einfluss des Verschleißes auch ein kontinuierlich zunehmender Wert, beispielsweise von 1,0 bis 1,35, verwendet werden. Insgesamt lässt sich jedoch sagen, dass die Kienzle-Gleichung somit für den Anwendungszweck, also die Untersuchung der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel, als validiert und ausreichend genau angesehen werden.

8.2.2 Einfluss der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte auf die Rundlaufabweichung der Werkzeugspindel

Die Validierung des rotordynamischen Modells erfolgt mithilfe einer bzw. mehrerer harmonischen Analysen (siehe Abschnitt 5.3), bei welcher die Spindelwelle und das Werkzeug Schwingungen aufgrund der stets vorhandenen Exzentrizität bzw. Unwucht ausführen. Hierfür muss jedoch zunächst untersucht werden, ob Interaktionen zwischen der Spindelwelle und dem Elektromotor und/oder ein Einfluss des Elektromotors auf die Spindelwelle auftreten. Zunächst wird das Verhältnis der auf die Werkzeugspindel wirkenden elektromagnetischen Kräfte und der Unwuchtkraft verglichen. Hieraus lässt sich ableiten, ob elektromagnetische Kräfte bei der Validierung der Rundlaufabweichung berücksichtigt werden müssen. Die Eingangsparameter des modellierten Elektromotors sind in Tabelle 5-3 aufgelistet. Während der Stator 18 Nuten aufweist, sind beim Läufer lediglich 13 Stäbe vorhanden. Das Verhältnis aus Statornuten zu Läuferstäben ist demnach $18/13 \approx 1,39$, das heißt der Querschnitt des Motors ist nicht achsensymmetrisch (siehe Abbildung 5-8). Als Folge des nicht symmetrischen Querschnitts des Motors kann sich selbst bei perfekt zentrierter Lage des Rotors kein achsensymmetrisches elektromagnetisches Feld aufbauen. Dadurch sind die auf den Rotor wirkenden Kräfte in x- und y-Richtung stets ungleich. Somit treten bei diesem Motortyp selbst ohne die Modellierung einer Exzentrizität bereits unausgeglichene magnetische Zugkräfte (siehe Abschnitt 5.2.2) auf, welche auch als Querkräfte bezeichnet werden. Durch die Lösung des in Abschnitt 5.2.2: Finite-Elemente-Modellierung beschriebenen Simulationsmodells ergibt sich der Betrag dieser Zugkräfte in Abhängigkeit der Spindeldrehzahl gemäß Abbildung 8-4. Der Verlauf der Unwuchtkraft ist für eine Exzentrizität von $0,15 \mu\text{m}$ ebenfalls in Abbildung 8-4 abgebildet. Der Betrag der unausgegliehenen magnetischen Zugkräfte verhält sich antiproportional zur Drehzahl. Grund hierfür ist, dass bei steigender Drehzahl die Zeit verringert wird, die ein Läuferstab zum Passieren einer Statornut benötigt und von der dort vorliegenden Magnetfeldverteilung beeinflusst wird. Der Betrag der Unwuchtkraft steigt gemäß Gl. 5-52 quadratisch mit der Drehzahl an. Der Vergleich der Beträge zwischen unausgegliehenen magnetischen Zugkräften und der Unwuchtkraft zeigt auf, dass insbesondere bei niedrigen Drehzahlen der Einfluss des Elektromotors berücksichtigt werden muss. Aus diesem Grund werden die unausgegliehenen magnetischen Zugkräfte in die Simulation der Rundlaufabweichung zur Validierung des rotordynamischen Modells implementiert.

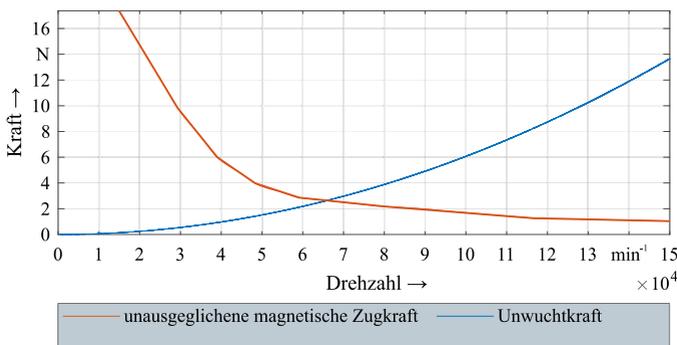


Abbildung 8-4: Beträge der auf die Spindelwelle wirkenden unausgegliehenen magnetischen Zugkräfte und Unwuchtkraft in Abhängigkeit der Drehzahl

Im Folgenden werden die unausgeglichene magnetischen Zugkräfte untersucht. Abbildung 8-5 zeigt den Verlauf der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte in x- und y-Richtung in Abhängigkeit der Zeit für ein zeitliches Intervall von zwei Umdrehungen (bei einer Drehzahl von ca. 160.000 min^{-1} bzw. Drehfrequenz von ca. $2.666,67 \text{ Hz}$).

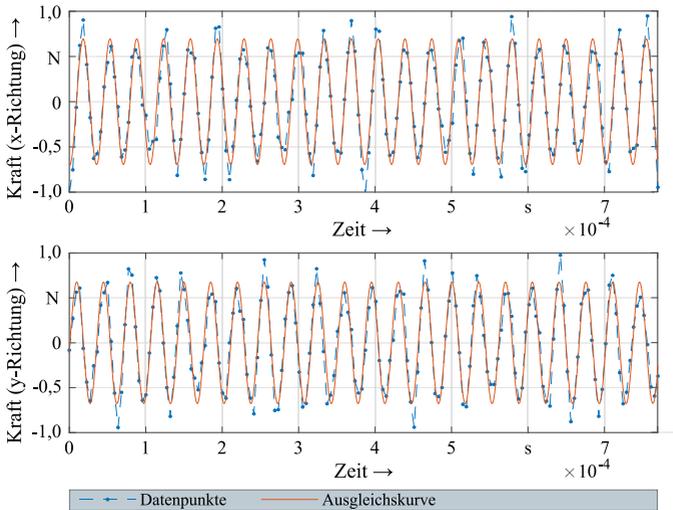


Abbildung 8-5: Verlauf der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte und der Unwuchtkräfte in x- und y-Richtung in Abhängigkeit der Zeit bei einer Drehzahl von ca. 160.000 min^{-1}

Betrachtet man die beiden Verläufe, so fällt auf, dass die magnetischen Zugkräfte mit einem Vielfachen der Drehfrequenz variieren. Dies gilt für alle Drehzahlen und hängt vom Aufbau des Elektromotors sowie dem Schlupf bei der jeweiligen Drehzahl ab. Da die unausgeglichene magnetischen Zugkräfte und die Unwuchtkraft mit unterschiedlichen Frequenzen auftreten, müssen mehrere harmonische Analysen zur Simulation und Validierung der Rundlaufabweichung durchgeführt und superponiert werden. Somit sind sowohl eine harmonische Analyse unter Berücksichtigung der Unwuchtkraft als auch harmonische Analysen unter Berücksichtigung der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte für jede Drehzahl notwendig. Die gesamte harmonische Bewegung kann anschließend durch Superposition der harmonischen Analysen (siehe Abschnitt 8.2.3) [ANSY21e].

Schließlich muss noch überprüft werden, wie stark sich die unausgeglichene magnetischen Zugkräfte in Abhängigkeit der Exzentrizität ändern. Bei einer geringen Änderung beeinflusst der Elektromotor das dynamische Verhalten der Spindelwelle einseitig. Ändern sich die unausgeglichene magnetischen Zugkräfte jedoch stark in Abhängigkeit der Exzentrizität, liegt eine Interaktion zwischen den Komponenten Spindelwelle und Elektromotor vor. In diesem Fall muss das rotordynamische Modell in ein multiphysikalisches Modell überführt werden, welches sowohl strukturmechanische als auch elektromagnetische Freiheitsgrade enthält, ähnlich wie bei der gekoppelten transienten magnetostrukturellen Modellierung des Magnetlagers (siehe Abschnitt 5.1.2: Gekoppelte transiente magnetostrukturelle Finite-Elemente-Modellierung). Abbildung 8-6 zeigt den Einfluss der Exzentrizität auf den Betrag der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte bei einer Drehzahl von 30.000 min^{-1} bei verschiedenen Drehwinkeln.

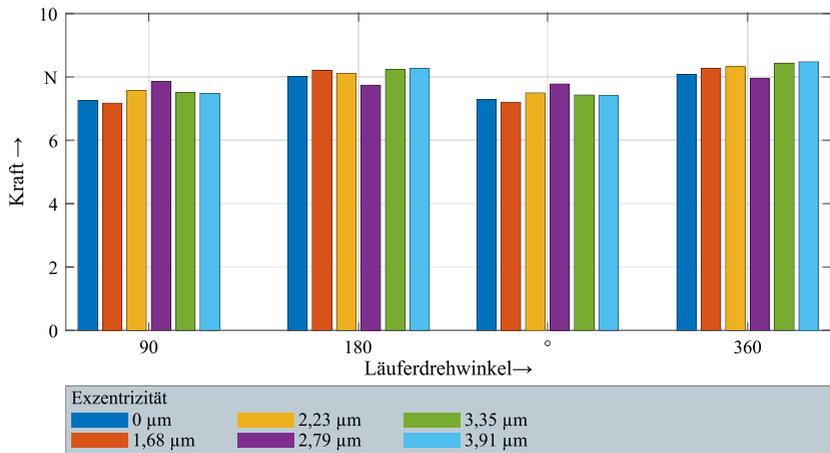


Abbildung 8-6: Einfluss der Exzentrizität auf den Betrag der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte bei einer Drehzahl von 30.000 min^{-1}

Das Diagramm zeigt eindeutig, dass die Exzentrizität den Betrag der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte nicht signifikant beeinflusst. Dies gilt für alle Drehzahlen. Das heißt, dass keine Interaktion zwischen dem Elektromotor und der Spindelwelle stattfindet. Stattdessen beeinflusst der Elektromotor die Spindelwelle.

Neben den unausgeglichene magnetischen Zugkräften in x- und y-Richtung können auch unausgeglichene magnetische Zugkräfte in z-Richtung entstehen, wenn zwischen dem Läufer und Stator ein axialer Versatz durch Ungenauigkeiten bei der Fertigung und Montage vorhanden ist. Diese Kräfte werden auch als Längskräfte bezeichnet und können zu axialen Schwingungen führen, welche die Prozesskinematik und somit das Prozessergebnis in Form von schwingungsbedingten Oberflächenmodulationen beeinflussen können (siehe auch Abschnitt 2.5.2). Je nach Motortyp und Aufbau des Motors treten diese Schwingungen bei unterschiedlichen Frequenzen auf (siehe Abschnitt 2.3.2: Elektromotor).

Abbildung 8-7 zeigt die normalisierte frequenzbasierte Darstellung (Fast-Fourier-Transformation) der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte in z-Richtung bei einer Drehzahl von 30.000 min^{-1} . Charakteristisch für Asynchronmotoren ist das Sinken der Amplitudenwerte mit steigender Frequenz. Weiterhin sind hohe Schwingungsamplituden nahe der Drehfrequenz des Läufers (hier: 29.760 min^{-1} bzw. 496 Hz) und des rotierenden Magnetfeldes (hier: 500 Hz) und den doppelten Frequenzen sowie erhöhte Amplituden bei den umliegenden Frequenzen üblich. Bei numerischen Simulationen zeigen sich bei niedrigen Frequenzen weitere Amplitudenmaxima, welche sich auf numerische Einschwingvorgänge und Rundungs- und Abbruchfehler zurückführen lassen. Abbildung 8-7a) zeigt dieses erhöhte Frequenzband mit Markierung der Drehfrequenz des Läufers und der doppelten Frequenz. Abbildung 8-7b) zeigt die normalisierte frequenzbasierte Darstellung für höhere Frequenzen. Im Diagramm sind ganzzahlige Vielfache der Drehfrequenz des Läufers farblich hervorgehoben. Diese Schwingungen der Kräfte werden synchrone Vibrationen zur Grundfrequenz genannt. Es ist zu erkennen, dass die Amplituden der Schwingungen der ganzzahligen Vielfachen kontinuierlich mit steigender Frequenz abnehmen, mit Ausnahme der zehnfachen Drehfrequenz, welche eine leichte Erhöhung aufweist. Im

Gegensatz hierzu ist bei der 13-fachen Drehfrequenz eine deutlich höhere Amplitude zu erkennen. Diese Schwingung fällt mit der im Englischen als rotor bar pass frequency (RBPF) bezeichneten Frequenz zusammen. Dies ist die Drehfrequenz des Läufers multipliziert mit der Anzahl der Läuferstäbe. Auch die 15-fache Drehfrequenz zeigt eine höhere Amplitude. Betrachtet man die normalisierte frequenzbasierte Darstellung der doppelten 13-fachen und 15-fachen Drehfrequenz (Abbildung 8-7c), ist eine deutlich höhere Amplitude lediglich bei der doppelten 13-fachen (26-fachen) Drehfrequenz zu sehen. Die 15-fache Drehfrequenz stellt somit lediglich eine synchrone Vibration der Drehfrequenz dar. Analog verhält es sich bei der 17-fachen und 18-fachen Drehfrequenz. Aus den Ergebnissen lässt sich in Bezug auf eine mögliche schwingungsbedingte Oberflächenmodulation auf ein ganzzahliges Modulationsverhältnis von 13 schließen. Das exakte Modulationsverhältnis kann demnach fast oder exakt 13 betragen. Diese mögliche schwingungsbedingte Oberflächenmodulationen kann die Prozesskinematik in Form einer schwingungsbedingten Oberflächenmodulation beeinflussen. Die Auswirkungen dieser schwingungsbedingten Oberflächenmodulation werden in Abschnitt 9.2.2 erläutert.

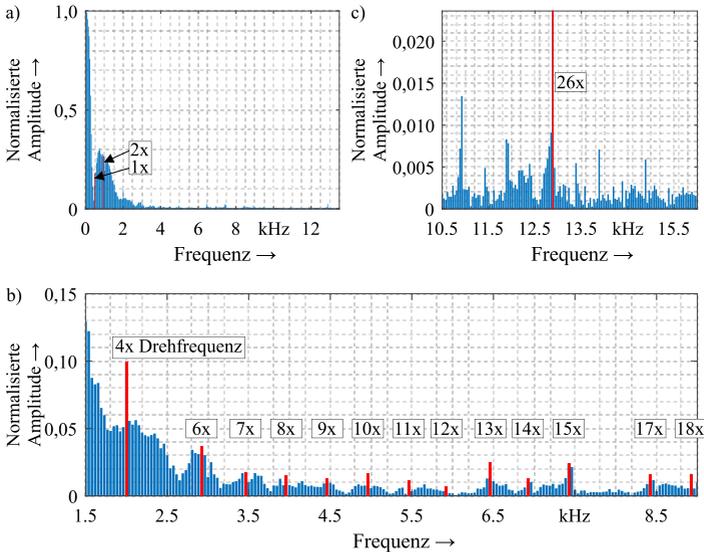


Abbildung 8-7: Normalisierte frequenzbasierte Darstellung (Fast-Fourier-Transformation) der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte in z-Richtung bei einer Drehzahl von 30.000 min⁻¹

8.2.3 Rundlaufabweichung der Werkzeugspindel

Nach der Analyse des Einflusses des Elektromotors auf die Spindelwelle kann die Validierung der Rundlaufabweichung durchgeführt werden. Zunächst ist eine harmonische Analyse unter Berücksichtigung der Unwuchtkraft notwendig. Anschließend muss für jede Drehzahl eine harmonische Analyse unter Berücksichtigung der entsprechenden unausgeglichene magnetischen Zugkräfte durchgeführt werden. Die harmonische Bewegung eines Systems in Folge mehrerer gleichzeitig wirkender anregender harmonischer Kräfte mit unterschiedlichen Frequenzen kann anschließend durch Superposition der harmonischen Analysen mit jeweils einer einzelnen Kraft ermittelt werden [ANSY21e]. Demnach müssen mehrere harmonische Analysen zur Simulation

und Validierung der Rundlaufabweichung durchgeführt und superponiert werden. Abbildung 8-8 zeigt den Vergleich der numerisch ermittelten und der gemessenen Rundlaufabweichung mit Berücksichtigung der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte. Die zugehörigen Eingangsparameter für die Simulation sind in Tabelle 5-3 und Tabelle 8-3 aufgelistet.

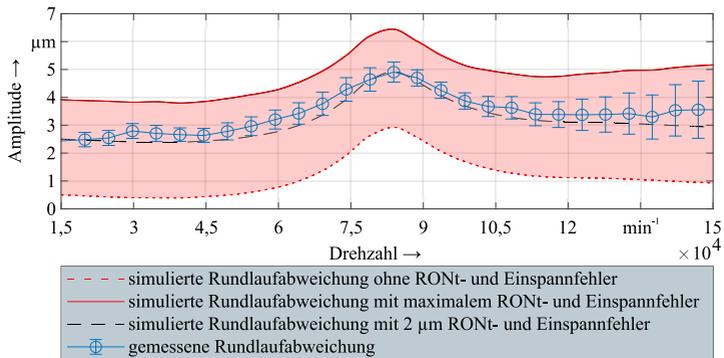


Abbildung 8-8: Vergleich der simulierten und gemessenen Rundlaufabweichung der Werkzeugspindel mit Berücksichtigung der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte des Elektromotors

Die gemessene Rundlaufabweichung zeigt ein globales Amplitudenmaximum bei einer Drehzahl von ca. 84.000 min^{-1} . Ein weiteres kleineres Amplitudenmaximum ist bei einer Drehzahl von ca. 30.000 min^{-1} sichtbar. Der numerisch ermittelte Verlauf zeigt, dass das Finite-Elemente-Modell in der Lage ist, den gemessenen Werkzeugrundlauf zu reproduzieren. Die Berücksichtigung der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte beeinflusst sowohl den Verlauf als auch die Amplitude der simulierten Rundlaufabweichung, insbesondere bei niedrigen Drehzahlen. Dies deckt sich auch mit den experimentellen Ergebnissen aus [Lang09], welche aufzeigten, dass magnetische Querkräfte eines Asynchronmotors das Rundlaufverhalten der Spindel beeinflussen. Durch die Berücksichtigung der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte bildet die simulierte Rundlaufabweichung den gemessenen Verlauf auch bei niedrigen Drehzahlen mit ausreichender Güte ab, sodass der Verlauf als validiert angesehen werden kann. Lediglich das lokale Amplitudenmaximum bei ca. 30.000 min^{-1} kann durch die Simulation nicht abgebildet werden.

Beim Vergleich der numerisch ermittelten und gemessenen Amplitude müssen zwei Aspekte beachtet werden. Zum einen wirkt sich der Einspannfehler des Werkzeugs auf die gemessene Rundlaufabweichung aus. Der Einfluss des Einspannfehlers bei wiederholter Einspannung des Werkzeugs in die Spindel wird durch die angegebenen Fehlerbalken der gemessenen Rundlaufabweichung repräsentiert. Dabei fällt auf, dass der Einspannfehler mit steigenden Drehzahlen der Spindel einen zunehmenden Einfluss hat. Zum anderen muss der in der Realität vorliegende Rundheitsgesamtfehler (RONt-Fehler) des Werkzeugschafts berücksichtigt werden. In [Bohl20] wurde der RONt-Fehler eines typischen Hartmetallstifts mit $3,16 \pm 0,58 \mu\text{m}$ beziffert. In [Müll18] wurde die Untersuchung der RONt-Fehler verschiedener Hartmetallstifte publiziert. Dort wurde eine mittlere Rundheitsabweichung von $0,74 \mu\text{m}$ festgestellt, wobei aus den Ergebnissen hervorgeht, dass der RONt-Fehler stark vom individuellen Werkzeug abhängig ist. Die möglichen Auswirkungen des Einspannfehlers und des RONt-Fehlers auf die

Rundlaufabweichung werden durch den schattierten Bereich zwischen den gestrichelten Kurven in Abbildung 8-8 dargestellt. Dabei stellt die untere Begrenzung die numerisch ermittelte Rundlaufabweichung ohne Einspannfehler und RONT-Fehler dar, das heißt bei perfekt rundem Werkzeug und perfekter Einspannung. Die obere Begrenzung stellt die numerisch ermittelte Rundlaufabweichung mit Berücksichtigung der maximalen Fehlerwerte von Einspann- und RONT-Fehler dar. Für einen quantitativen Vergleich muss demnach der RONT-Fehler des eingesetzten Werkzeugs zur simulierten Rundlaufabweichung addiert werden. Der Einspannfehler kann sich sowohl positiv als auch negativ auf die Rundlaufabweichung auswirken, weswegen er entsprechend mit der simulierten Rundlaufabweichung einbezogen werden muss. Beim Vergleich der Amplitude zeigt sich, dass die gemessene Rundlaufabweichung über das gesamte Drehzahlband mittig im schattierten Bereich liegt und mit ausreichender Näherung der simulierten Rundlaufabweichung zuzüglich addiertem RONT-Fehler und/oder addiertem Einspannfehler von ca. 2 µm entspricht (siehe Abbildung 8-8). Insgesamt kann das rotordynamische Modell demnach als validiert angesehen werden.

Ob es sich bei dem Amplitudenmaximum bei der Drehzahl von ca. 84.000 min⁻¹ (siehe Abbildung 8-8) um die Auswirkungen einer Eigenfrequenz handelt, kann mithilfe eines Campbell-Diagramms ermittelt werden (siehe Abbildung 8-9). Aus dem Campbell-Diagramm ist ersichtlich, dass nahe der Drehzahl von 82.000 min⁻¹ eine Eigenfrequenz auftritt, welche das Amplitudenmaximum verursacht.

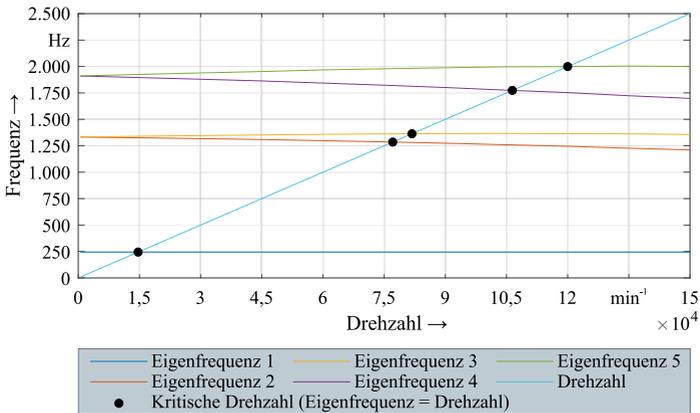


Abbildung 8-9: Campbell-Diagramm der Spindelwelle

9 Untersuchung der Interaktionen zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel

Die verifizierten und validierten Simulationsmodelle werden in diesem Kapitel eingesetzt, um mögliche Interaktionen zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel zu untersuchen. Dabei soll grundsätzlich unterschieden werden, ob es sich bei auftretenden Aspekten um Interaktionen handelt oder nur um einseitige Einflüsse, welche keine Rückkopplung bewirken und somit nicht als Interaktionen bezeichnet werden. Hierbei wird zunächst das Mikrofräsen und anschließend das Mikroschleifen analysiert. Weiterhin wird mithilfe der erstellten Simulationsmodelle untersucht, welche Möglichkeiten zur Steigerung der Bearbeitungsgenauigkeit möglich sind. Der Zahnvorschub bzw. der Vorschub pro Umdrehung ist bei allen Analysen konstant.

9.1 Mikrofräsen

Zur Untersuchung möglicher Interaktionen beim Mikrofräsen werden das dynamische Verhalten der Werkzeugschindel und des Werkzeugs sowie die sich ergebende Prozesskinematik grundlegend in drei Fälle unterschieden:

- I: Simulation der Bewegung ohne Berücksichtigung der Zerspankraft (und möglicher Zerspankraftänderungen durch Interaktionen), was gleichbedeutend mit einem Leerlauf der Spindel ohne Eingriff ist.
- II: Simulation der Bewegung mit Berücksichtigung der Zerspankraft, jedoch ohne Berücksichtigung möglicher Kraftänderungen durch Interaktionen. Demnach wird in diesem Fall die nicht modifizierte Kienzle-Gleichung (siehe Abschnitt 6.1.1) verwendet.
- III: Simulation der Bewegung mit Berücksichtigung der Zerspankraft und möglicher Kraftänderungen durch Interaktionen, das heißt unter Verwendung der modifizierten Kienzle-Gleichung (siehe Abschnitt 7.2.1).

Die hier vorgestellten Ergebnisse wurden teilweise (Fall I und Fall III) vorab in [Lang22b] vorgestellt, wobei in dieser Arbeit zusätzliche Modellerweiterungen enthalten sind. Die verwendeten Prozessparameter entsprechen den Parametern aus Abschnitt 8.2 und sind dementsprechend in Tabelle 8-3 aufgelistet. Zusätzlich zeigt Abbildung 9-1 einen Vergleich der Beträge der berechneten idealen Zerspankraft (siehe Abschnitt 6.1.1 und Gl. 6-1), der Unwuchtkraft (siehe Abschnitt 5.3 und Gl. 5-52) und der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte (siehe Abschnitt 8.2.2).

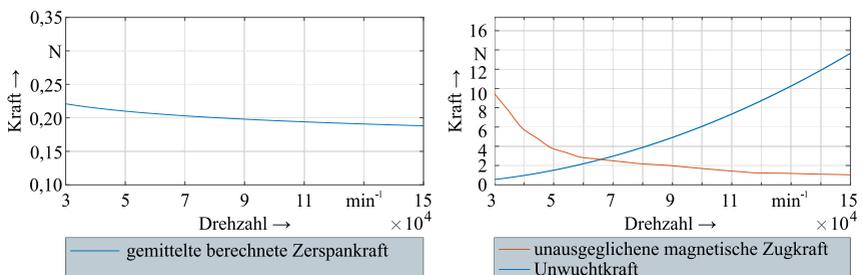


Abbildung 9-1: Vergleich der Beträge der berechneten idealen Zerspankraft, der Unwuchtkraft und der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte

Hierbei zeigt sich, dass das Verhältnis zwischen Zerspan- und Unwuchtkraft lediglich für geringe Drehzahlen (bis ca. 20.000 min^{-1}) ausgeglichen ist. Bei höheren Drehzahlen ist die Zerspankraft im Vergleich zur Unwuchtkraft deutlich kleiner. Umgekehrt verhält es sich beim Vergleich der Zerspankraft mit dem Betrag der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte. Im Vergleich zu diesen ist die Zerspankraft bei niedrigen Drehzahlen deutlich geringer, bei steigender Drehzahl verringert sich das Verhältnis. Somit wirken über das gesamte Drehzahlband neben der Zerspankraft stets deutlich höhere Kräfte auf die Spindelwelle.

9.1.1 Kinematik der Werkzeugspindel und des Werkzeugs

Zunächst werden die auftretenden maximalen Bewegungsamplituden für die drei genannten Fälle für Drehzahlen von 30.000 min^{-1} , 90.000 min^{-1} und 150.000 min^{-1} verglichen, siehe Abbildung 9-2. Zur Analyse werden vier verschiedene Positionen ausgewertet: Die Werkzeugspitze (Knoten I), der vordere Teil des Werkzeugkonus (Knoten II), der Werkzeugschaft (Knoten III) und die Spindelwelle nahe des Mittelpunkts des vorderen Radiallagers (Knoten IV). Diese vier Knoten sind in Abbildung 9-2a) hervorgehoben. Abbildung 9-2b) zeigt die jeweils zugehörigen maximalen Bewegungsamplituden des Werkzeugs sowohl orthogonal zur Schnitttrichtung (linke Grafiken) als auch entlang der Schnitttrichtung (rechte Grafiken). Die Balken zeigen von links nach rechts jeweils die Ergebnisse entsprechend der in Abschnitt 9.1 genannten drei Fälle (links (blau): Fall I, mittig (rot), Fall II, rechts (gelb), Fall III). Allgemein lässt sich feststellen, dass die Bewegungsamplituden bei 90.000 min^{-1} am höchsten sind, unabhängig von der ausgewerteten Knotenposition. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Spindelwelle bzw. der Rotor zwei Eigenmoden bei den Drehzahlen von ca. 78.000 min^{-1} und 82.000 min^{-1} aufweist, von denen mindestens eine angeregt wird und somit eine kritische Drehzahl darstellt (siehe Abschnitt 8.2.2). Dies führt zu größeren Bewegungsamplituden in diesem Drehzahlbereich. Der Einfluss der Spindelwelle auf die Werkzeug- und somit auch Prozesskinematik lässt sich anhand der Bewegungsamplituden an der Werkzeugspitze (Knoten I) ohne Berücksichtigung der Zerspankraft (linke (blaue) Balken in Abbildung 9-2b) bestimmen. Bei den drei ausgewerteten Drehzahlen weisen die Bewegungsamplituden orthogonal zur Schnitttrichtung Werte von ca. $0,25 \mu\text{m}$, $1,6 \mu\text{m}$ und $0,75 \mu\text{m}$ auf (Rundheits- und Einspannfehler des Werkzeugs nicht eingerechnet, Einfluss der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte abgezogen). Entlang der Schnitttrichtung lassen sich Werte von ca. $0,05 \mu\text{m}$, $1,47 \mu\text{m}$ bzw. $0,57 \mu\text{m}$ ablesen. Hieraus lässt sich ableiten, dass das rotordynamische Verhalten der Spindelwelle die Werkzeugkinematik beeinflusst. Ob diese Beeinflussung signifikant ist, hängt vom gewählten Werkzeugdurchmesser (bei dem hier modellierten Werkzeugradius von $25 \mu\text{m}$ ergibt sich bei einer Drehzahl von 90.000 min^{-1} eine resultierende Abweichung des effektiven Werkzeugradius von $5,9 \%$ entlang der Schnitttrichtung) sowie den Maß-, Form- und Toleranzanforderungen der zu fertigenden Applikation ab. Bei Betrachtung der Ergebnisse orthogonal zur Schnitttrichtung ist kein signifikanter Unterschied zwischen den drei Fällen zu erkennen, unabhängig vom betrachteten Knoten und der Drehzahl. Lediglich bei Knoten I lässt sich anhand von Abbildung 9-2b) ein Unterschied zwischen den einzelnen Fällen erkennen, wobei die Amplitudendifferenz unter $0,5 \mu\text{m}$ beträgt.

Im Gegensatz hierzu sieht man entlang der Schnitttrichtung deutliche Unterschiede. Dabei zeigt sich im Bereich der Werkzeugspitze (Knoten I) durch die Berücksichtigung der Zerspankraft (Fall II, mittlere Balken) eine deutliche Erhöhung der maximalen Bewegungsamplitude. Diese hohen Unterschiede sind allerdings im Bereich der Werkzeugspitze lokalisiert. So zeigt der

Vergleich der Knoten II bis IV keine signifikanten Änderungen der maximalen Bewegungsamplitude infolge der Zerspankraft. Werden nicht nur die Zerspankraft, sondern auch mögliche Kraftänderungen durch Interaktionen durch die modifizierte Kienzle-Gleichung berücksichtigt (Fall III, rechte Balken), ist im Bereich der Werkzeugspitze (Knoten I) wiederum ein signifikanter Unterschied im Vergleich zur Berücksichtigung der Zerspankraft ohne Kraftänderungen durch Interaktionen (Fall II, mittlere Balken) festzustellen, unabhängig von der Drehzahl.

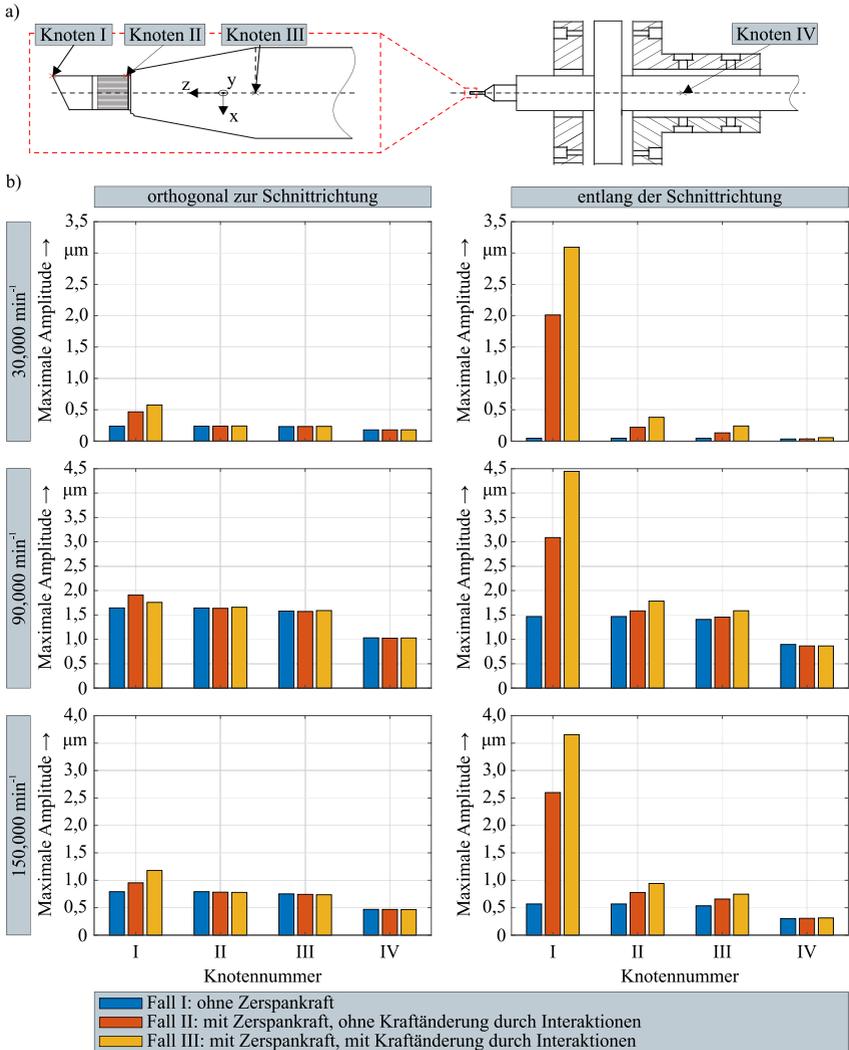


Abbildung 9-2: a) Visualisierung der vier Netzknotten, die zur Evaluation der Werkzeug- und Spindelwellenbewegung verwendet wurden und b) Vergleich der maximalen Bewegungsamplituden ohne und mit Berücksichtigung der Zerspankraft und Kraftänderungen durch Interaktionen bei Drehzahlen von 30.000 min⁻¹, 90.000 min⁻¹ und 150.000 min⁻¹

Daraus lässt sich insgesamt ableiten, dass das rotordynamische Verhalten der Spindelwelle die Werkzeugkinematik beeinflusst, jedoch keine Prozess-Maschine-Interaktion bzw. Werkzeug-Spindel-Interaktion stattfindet. Dies deckt sich auch mit den Erkenntnissen aus dem Vergleich der Zerspankraft, Unwuchtkraft und unausgeglichene magnetischen Zugkräfte (siehe Abbildung 9-1). Die Interaktion beschränkt sich demnach auf die Aspekte Prozess und Werkzeug.

Vergleicht man die linken und mittleren Balken (Fall I und Fall II), lässt sich anhand der erhöhten maximalen Bewegungsamplituden demnach eine Interaktion zwischen dem Prozess, verursacht durch die Zerspankraft, und dem Werkzeug, verursacht durch die Werkzeugkinematik, identifizieren, obwohl noch nicht die modifizierte Kienzle-Gleichung eingesetzt wurde. Hierbei führen Vorschub und Rotation des Werkzeugs zu einer Änderung des Eingriffs (siehe auch Abschnitt 6.1), was zu einer Änderung der Zerspankraft führt. Die Zerspankraft führt wiederum zu einer Änderung der Bewegungsamplitude. Werden sowohl die Zerspankraft und mögliche Kraftänderungen durch Interaktionen durch die Verwendung der modifizierten Kienzle-Gleichung berücksichtigt (Fall III), so ist ein zusätzlicher signifikanter Anstieg der maximalen Bewegungsamplituden im Bereich der Werkzeugspitze (Knoten I) zu verzeichnen. Insgesamt lässt sich demnach festhalten, dass die Änderung der maximalen Bewegungsamplitude zu gleichen Anteilen eine Folge der Interaktion zwischen Prozess und Werkzeug aufgrund der Prozesskinematik und zusätzlicher Kraftänderungen durch Interaktionen (zusätzliche Variation der Zerspankraft durch Werkzeugdeformation, Werkzeug- und Spindelbewegung und umgekehrt) ist.

In welcher Form sich die Berücksichtigung der Zerspankraft und der Interaktionen auf das Werkzeug auswirkt, lässt sich durch Betrachtung der relativen Werkzeugdeformation feststellen. Die relative Werkzeugdeformation wird im Folgenden als Deformation in Bezug auf eine neutrale Faser definiert. Diese neutrale Faser entspricht der geometrischen Rotationsachse des Werkzeugs. Hierdurch ist es möglich, ausschließlich die Deformation des auskragenden Werkzeugteils in Folge der auftretenden Zerspankraft zu analysieren, ohne dass eine Auslenkung der Spindelwelle und/oder des Werkzeugschafts das Ergebnis beeinflusst. Das bedeutet, dass für Fall I, bei dem die Zerspankraft nicht berücksichtigt wird, keine relative Deformation auftritt, unabhängig von der Drehzahl. Abbildung 9-3 zeigt die Konturdiagramme für Drehzahlen von 30.000 min⁻¹, 90.000 min⁻¹ und 150.000 min⁻¹ entlang der Schnittrichtung für Fall III (mit Berücksichtigung der Zerspankraft und möglicher Kraftänderungen durch Interaktionen).

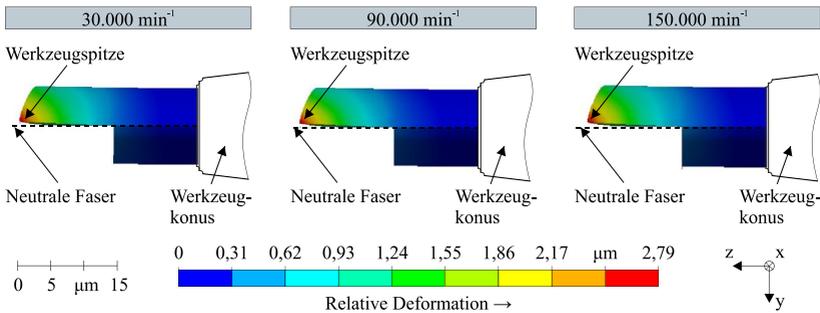


Abbildung 9-3: Konturdiagramme der Werkzeugdeformation entlang der Schnittrichtung bei Drehzahlen von 30.000 min⁻¹, 90.000 min⁻¹ und 150.000 min⁻¹

In Abbildung 9-3 werden die maximalen relativen Deformationen gezeigt, welche auftreten, wenn die Spanungsdicke und somit die Zerspankraft ihren Maximalwert erreicht. Die auftretenden Deformationen sind dementsprechend geringer, wenn die Zerspankraft sinkt. Abbildung 9-3 zeigt die Ergebnisse für Fall III, das heißt sowohl die Zerspankraft und mögliche Kraftänderungen durch Interaktionen werden durch die Verwendung der modifizierten Kienzle-Gleichung berücksichtigt. Die Grafiken zeigen, dass die relative Deformation nicht signifikant von der Drehzahl beeinflusst wird. Anhand der Farbskala lässt sich ablesen, dass die maximale relative Werkzeugdeformation ca. $2,8 \mu\text{m}$ beträgt. Bei Betrachtung des Bereichs zwischen Werkzeugspitze und Werkzeugkonus fällt allerdings auf, dass in diesem Bereich keine signifikanten Deformationen auftreten, das heißt, dass sich die Deformationen lediglich auf die Werkzeugspitze beschränken.

9.1.2 Einfluss des Spanungsquerschnitts

Der vorherige Abschnitt zeigte, dass für die Prozessparameter aus Tabelle 8-3 keine Prozess-Maschine-Interaktionen und Werkzeug-Spindel-Interaktion bei der Mikrofräsbearbeitung auftritt, sondern ausschließlich eine Prozess-Werkzeug-Interaktion. Um allgemeingültige Aussagen treffen zu können, ist es jedoch notwendig, den Einfluss des Spanungsquerschnitts zu berücksichtigen. Hierfür werden zusätzliche Untersuchungen durchgeführt, in denen der Spanungsquerschnitt variiert wird. In diesem Fall wird die Variation des Spanungsquerschnitts durch eine Änderung der Spanungsdicke durchgeführt. Die Spanungsdicke wird dabei in 5- μm -Schritten zwischen $0 \mu\text{m}$ und $25 \mu\text{m}$ variiert, wobei eine Spanungsdicke von $0 \mu\text{m}$ bedeutet, dass sich die Schneide nicht im Eingriff befindet und demnach keine Zerspankraft auftritt. Die hier vorgestellten Ergebnisse wurden teilweise vorab in [Lang22b] vorgestellt, wobei in dieser Arbeit zusätzliche Modellerweiterungen enthalten sind.

Abbildung 9-4 zeigt die resultierenden maximalen Bewegungsamplituden entlang der Schnitt-richtung. In Abbildung 9-4a) sind wieder die evaluierten Netzknoten (siehe auch Abbildung 9-2a) zu sehen. Abbildung 9-4b) zeigt links die maximalen Bewegungsamplituden unter Berücksichtigung der Zerspankraft, jedoch ohne zusätzliche Kraftänderungen durch Interaktionen (Fall II) und rechts die maximalen Bewegungsamplituden unter Berücksichtigung der Zerspankraft und zusätzlicher Kraftänderungen durch Interaktionen (Fall III). Es ist zu beachten, dass für die jeweiligen Knoten die Skalierung der Ordinate nicht einheitlich ist. Zunächst werden die maximalen Bewegungsamplituden unter Berücksichtigung der Zerspankraft, jedoch ohne zusätzliche Kraftänderungen durch Interaktionen (Fall II) betrachtet (Abbildung 9-4b), links).

Der Vergleich zeigt, dass an der Werkzeugspitze (Knoten I) große Veränderungen in Bezug auf die maximale Schwingungsamplitude und somit Interaktionen zwischen Werkzeug und Prozess aufgrund der Zerspankraft auftreten. Bei 30.000 min^{-1} steigen die Amplituden von $0,05 \mu\text{m}$ auf $10,5 \mu\text{m}$, wenn man die minimale ($0 \mu\text{m}$) und maximale ($25 \mu\text{m}$) Schnitttiefe vergleicht. Derselbe Trend ist bei 90.000 min^{-1} und 150.000 min^{-1} zu beobachten. Am vorderen Ende des Werkzeugkonus (Knoten II) und am Werkzeugschaft (Knoten III) ist der grundlegende Einfluss der Schnitttiefe auf die maximale Bewegungsamplitude weiterhin zu erkennen. Anhand der Amplitudenwerte bzw. dem Vergleich der Ordinatenkalierung ist jedoch ersichtlich, dass die Bewegungsamplituden abnehmen, je weiter der ausgewertete Knoten von der Werkzeugspitze entfernt ist. So beträgt die Amplitudendifferenz zwischen minimaler und maximaler Schnitttiefe am vorderen Ende des Werkzeugkonus (Knoten II) für die verschiedenen Drehzahlen etwa

1,2, 0,6 und 1,1 μm . Die Amplitudendifferenz verringert sich weiter, wenn am Werkzeugschaft (Knoten III) ausgewertet wird. In diesem Fall beträgt sie lediglich 0,8, 0,3 und 0,6 μm für die verschiedenen Drehzahlen. An Knoten IV (Spindelwelle an der vorderen Lagerstelle) ist die Spanne zwischen den Bewegungsamplituden nahezu unabhängig von der Schnitttiefe. An diesem Knoten beträgt die Differenz der Amplituden zwischen minimaler und maximaler Schnitttiefe bei allen Drehzahlen weniger als 0,15 μm , was deutlich zeigt, dass die Schwingungen der Spindelwelle durch die Prozessbedingungen nicht signifikant beeinflusst werden. Außerdem zeigt das Diagramm, dass bei 90.000 min^{-1} die maximale Schwingungsamplitude mit zunehmender Schnitttiefe abnimmt. Dieser Trend ist auf diese spezifische Spindeldrehzahl und Knotenposition beschränkt und kann auf eine Resonanzfrequenzänderung der Spindelwelle zurückgeführt werden, die durch die Zerspankraft hervorgerufen wird (siehe auch Abschnitt 2.6.1). Die Zerspankraft verursacht eine Biegung der Spindelwelle, die ihre Steifigkeit verringert. Dies führt zu einer leichten Verringerung der Eigenfrequenz der Spindelwelle, die sich von der Anregungsfrequenz entfernt, wodurch die Schwingungsamplitude abnimmt. Diese Beeinflussung der Eigenfrequenz ist jedoch sehr geringfügig, da die Spindelwelle sehr steif ist und nur eine geringe Biegung erfährt. Dies erklärt auch, warum sich die Schwingungsamplitude an den anderen ausgewerteten Knotenpositionen anders verhält. Vor allem an der Werkzeugspitze (Knoten I) nimmt die Schwingungsamplitude mit steigender Schnitttiefe zu, da das Werkzeug sehr flexibel ist und leichter in Resonanz geraten kann. Die beiden Komponenten (Werkzeug und Spindelwelle) sind zwar verbunden, haben aber unterschiedliche Schwingungsverhalten und werden von der Zerspankraft unterschiedlich beeinflusst.

Betrachtet man die die maximalen Bewegungsamplituden unter Berücksichtigung der Zerspankraft und zusätzlicher Kraftänderungen durch Interaktionen (Fall III, Abbildung 9-4b), rechts), zeigt sich dasselbe allgemeine Verhalten wie bei Fall II (Abbildung 9-4b), rechts). Unterschiede zeigen sich anhand der deutlich höheren Werte der maximalen Amplituden. An Knoten I zeigt sich bei Schnitttiefen von 5 μm und 10 μm , dass die maximalen Bewegungsamplituden um ca. 50 % durch die Berücksichtigung zusätzlicher Kraftänderungen durch Interaktionen (zusätzliche Variation der Zerspankraft durch Werkzeugdeformation, Werkzeug- und Spindelbewegung und umgekehrt) erhöht sind. Demnach zeigen die Bewegungsamplituden für Knoten I, dass die Berücksichtigung zusätzlicher Kraftänderungen durch Interaktionen sich auf die Werkzeugkinematik auswirkt, indem zusätzliche Schwingungen in das System, bestehend aus Prozess, Werkzeug und Spindelwelle, eingebracht und durch erneute Anregung aufrechterhalten werden und zu einer dynamischen Interaktion führen. Dieser Sachverhalt ähnelt dem Rattern bei der spanenden Bearbeitung mit Werkzeuggrößen über einem Millimeter (siehe Abschnitt 2.5.2). Diese Erkenntnisse lassen sich analog auf die maximalen Bewegungsamplituden für die Knoten II und III übertragen. An Knoten IV hingegen sind die maximalen Bewegungsamplituden für beide Fälle nahezu identisch, was wiederum beweist, dass es zu keiner Interaktion oder Beeinflussung der Spindelwelle durch den Prozess kommt.

Bei höheren Schnitttiefen von 15 μm bis 25 μm fallen die Unterschiede zwischen Fall II und Fall III deutlich größer aus, als dies bei den geringeren Schnitttiefen der Fall ist. So lassen sich Unterschiede zwischen den jeweiligen Bewegungsamplituden feststellen, welche teilweise deutlich mehr als 100 % betragen, was auf eine stark ansteigende Interaktion zwischen dem Prozess und dem Werkzeug schließen lässt.

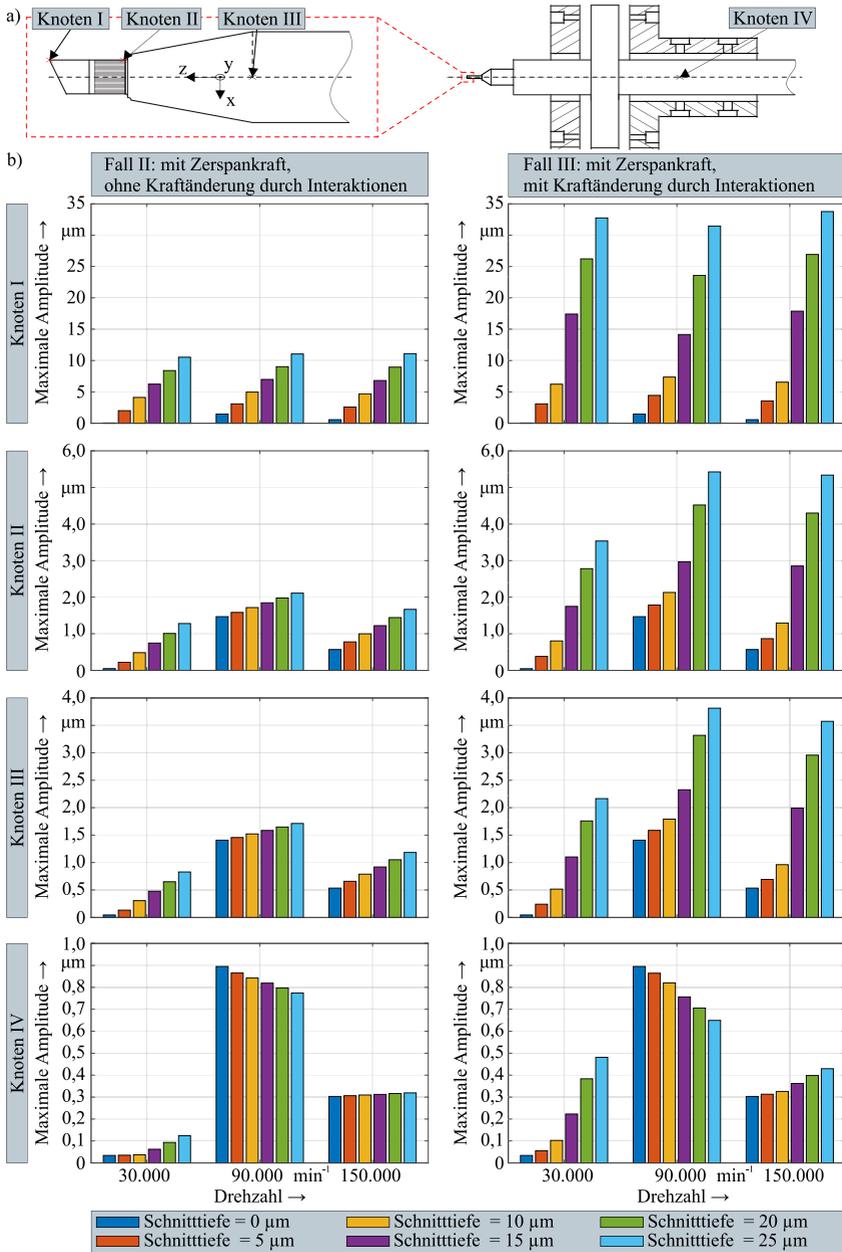


Abbildung 9-4: a) Visualisierung der vier Netzknoten, die zur Evaluation der Werkzeug- und Spindelwellenbewegung verwendet wurden und b) Einfluss der Schnitttiefe auf die maximalen Bewegungsamplituden von Werkzeug und Spindelwelle bei verschiedenen Drehzahlen an vier verschiedenen Knoten

Der hohe Anstieg der maximalen Bewegungsamplituden bei höheren Schnitttiefen lässt sich auf das nichtlineare Biegeverhalten des Werkzeugs sowie erneut auf die Aufrechterhaltung und Verstärkung der Schwingungen durch erneute Anregung zurückführen (analog zum Rattern bei der spanenden Bearbeitung mit Werkzeuggrößen über einem Millimeter). Hierbei gilt es jedoch zu beachten, dass zur vollständigen Untersuchung des Einflusses zwar verschiedene Schnitttiefen mit bis zu 25 μm angenommen wurden, die Geometrie der verwendeten Werkzeuge (siehe Abschnitt 5.4) es aber nicht ermöglicht, solch hohe Schnitttiefen tatsächlich zu verwenden. Hierfür wären deutlich längere Werkzeugschneiden notwendig. Aufgrund der zunehmenden Neigung zum Bruchversagen bei höheren Schnitttiefen wären in diesem Fall jedoch Werkzeuge mit größerem Durchmesser notwendig, um eine höhere Biegesteifigkeit zu erreichen, was wiederum die maximalen Bewegungsamplituden verringern würde. Bei der Auswertung der Ergebnisse in Abbildung 9-4 gilt es weiterhin zu beachten, dass bei experimentellen Untersuchungen ein Bruchversagen der verwendeten Werkzeuge auftreten würde, bevor die maximalen Bewegungsamplituden erreicht sind.

Zusammenfassend lassen sich die bisherigen Ergebnisse demnach verallgemeinern. Von der Zerspankraft verursachte Änderungen der maximalen Bewegungsamplituden bzw. Deformationen beschränken sich hauptsächlich auf die Werkzeugspitze, den Werkzeugkonus und in abgeschwächter Form auf den Werkzeugschaft. Es entsteht kein signifikanter Einfluss der Zerspankraft auf die Bewegung der Spindelwelle, selbst bei hohen Verhältnissen zwischen Werkzeugdurchmesser und Schnitttiefe. Folglich entsteht auch kein Einfluss auf die restlichen Komponenten der Werkzeugmaschine.

9.1.3 Prozesskinematik

Die Auswirkungen der einzelnen Einflüsse und Interaktionen auf die Prozesskinematik zeigt Abbildung 9-5. Dort ist die Bewegungsbahn der Schneidenecke in der x-y-Ebene für die Drehzahlen 30.000 min^{-1} , 90.000 min^{-1} und 150.000 min^{-1} dargestellt. Es ist anzumerken, dass in den Grafiken nur der Vorderschnitt zu sehen ist. Der Rückschnitt ist der Übersichtlichkeit wegen nicht dargestellt. Von oben nach unten zeigt Abbildung 9-5 die ideale Prozesskinematik bzw. ideale Bewegungsbahn des Werkzeugs (Abbildung 9-5a)), die Bewegungsbahn des Werkzeugs unter Berücksichtigung der Spindelbewegung (Abbildung 9-5b), Fall I), die Bewegungsbahn unter Berücksichtigung der Spindelbewegung und der Zerspankraft, jedoch ohne zusätzliche Interaktionen (Abbildung 9-5c), Fall II) und schließlich die Bewegungsbahn unter Berücksichtigung der Spindelbewegung, der Zerspankraft und zusätzlicher Interaktionen (Abbildung 9-5, Fall III, zusätzliche Variation der Zerspankraft durch Werkzeugdeformation, Werkzeug- und Spindelbewegung und umgekehrt, siehe auch den Beginn von Abschnitt 9.1 für die Erläuterung der drei unterschiedlichen Fälle sowie Verweise zur Erläuterung der entsprechenden Modellierungsmethoden).

Die ideale Bewegungsbahn des Werkzeugs ist bei konstantem Vorschub pro Zahn unabhängig von der Drehzahl (Abbildung 9-5a)). Weiterhin lässt sich festhalten, dass die maximale Spannungsdicke (Maximum der aufgetragenen Kurve in y-Richtung) exakt mittig in x-Richtung ist ($x = 0 \mu\text{m}$). Ein Vergleich mit den Bewegungsbahnen unter Berücksichtigung der Spindelbewegung zeigt bei einer Drehzahl von 30.000 min^{-1} keinen erkennbaren Unterschied (Abbildung 9-5b)). Im Gegensatz dazu lässt sich bei Drehzahlen von 90.000 min^{-1} und 150.000 min^{-1} ein Versatz der maximalen Spannungsdicke (bei $x = 2 \mu\text{m}$ bzw. $x = 1,75 \mu\text{m}$) sowie ein

geänderter effektiver Werkzeugradius erkennen. Weiterhin sind die Bewegungsbahnen weniger parabelförmig als die ideale Bewegungsbahn. Diese Änderungen lassen sich auf den Einfluss der Spindelbewegung zurückführen, welche entlang der Schnitttrichtung Amplituden von 0,05 μm , 1,47 μm bzw. 0,57 μm aufweist (siehe auch Abschnitt 9.1.1).

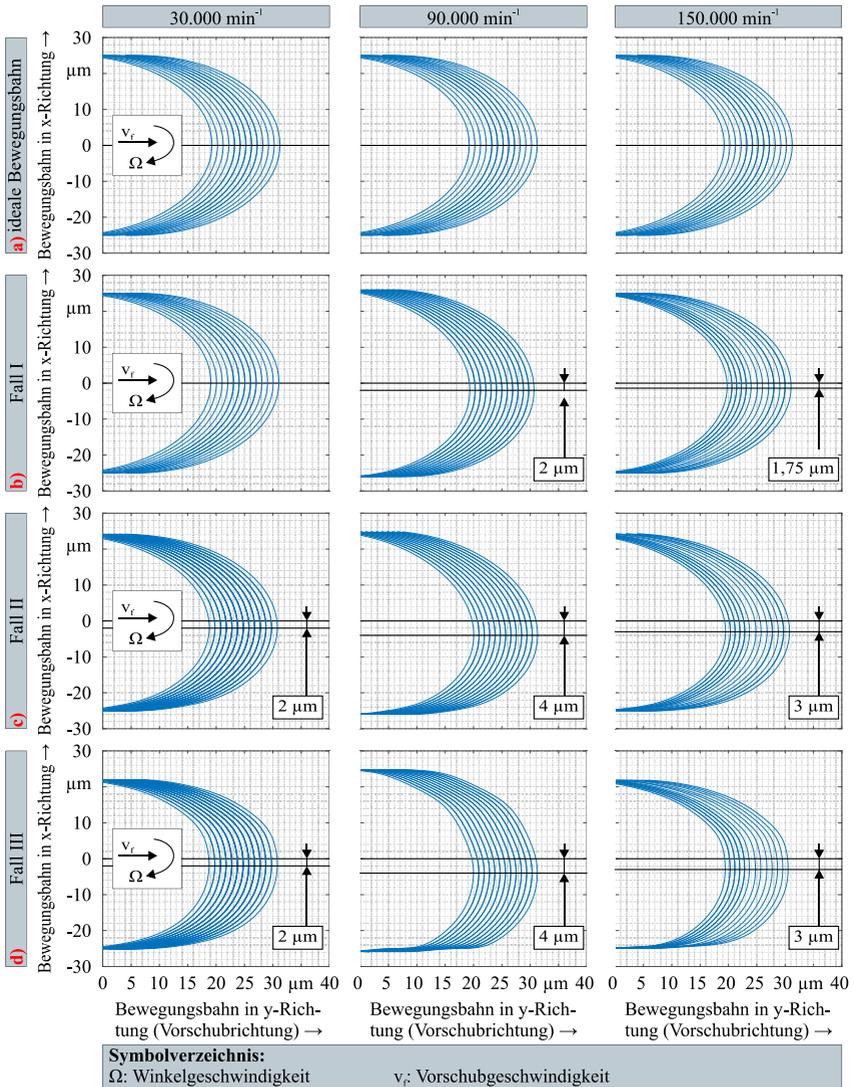


Abbildung 9-5: Bewegungsbahn der Schneidenecke in der x-y-Ebene: a) Ideale Prozesskinematik (unabhängig von Drehzahl), b) Bewegungsbahn unter Berücksichtigung der Spindelbewegung ohne Zerspankraft (Fall I), c) Bewegungsbahn unter Berücksichtigung der Spindelbewegung und der Zerspankraft (Fall II) und d) Bewegungsbahn unter Berücksichtigung der Spindelbewegung, der Zerspankraft und Interaktionen (Fall III)

Wird neben der Spindelbewegung zusätzlich die Zerspankraft berücksichtigt (Fall II, Abbildung 9-5c)), so steigen der Versatz der maximalen Spannungsdicke, die Änderung des effektiven Werkzeugradius, sowie der zunehmend weniger parabelförmiger Verlauf der Bewegungsbahnen weiter an. Dies deckt sich mit den bisherigen Erkenntnissen, welche aufzeigten, dass die Zerspankraft zu einer Abdrängung des Werkzeugs, insbesondere der Werkzeugschneidkante, führt. Werden schließlich neben der Spindelbewegung und der Zerspankraft zusätzlich Kraftänderungen durch Interaktionen (zusätzliche Variation der Zerspankraft durch Werkzeugdeformation, Werkzeug- und Spindelbewegung und umgekehrt) berücksichtigt (Fall III, Abbildung 9-5d)), so lässt sich kein zusätzlicher Versatz der maximalen Spannungsdicke sowie keine signifikante Änderung des effektiven Werkzeugradius erkennen. Es lässt sich jedoch festhalten, dass der Verlauf der Bewegungsbahnen weniger parabelförmig ist als zuvor (Fall II). Somit kommt es trotz des Umstands, dass durch die Berücksichtigung zusätzlicher Kraftänderungen durch Interaktionen die maximalen Bewegungsamplituden der Werkzeugschneidkante entlang der Schnitttrichtung um ca. 50 % steigen (siehe Abschnitt 9.1.1 samt Abbildung 9-2 und Abschnitt 9.1.2 samt Abbildung 9-4), zu keiner erkennbaren Änderung der Bewegungsbahnen. Daraus lässt sich ableiten, dass sich die Interaktion zwischen Prozess und Werkzeug nicht signifikant ändert, unabhängig davon, ob lediglich die ideale Zerspankraft ohne zusätzliche Kraftänderungen durch Interaktionen (Fall II) oder die Zerspankraft mit zusätzlichen Kraftänderungen durch Interaktionen (Fall III) berücksichtigt wird.

Der Einfluss des Rundheits- bzw. Rundheitsgesamtfehlers (RONt-Fehler) sowie des Einspannfehlers auf die Bewegungsbahn des Werkzeugs ist in Abbildung 9-6 dargestellt. Als Ausgangspunkt wurde Fall III, das heißt die Bewegungsbahn unter Berücksichtigung der Spindelbewegung, der Zerspankraft und Kraftänderungen durch Interaktionen, gewählt. Der Betrag aus RONt- und Einspannfehler wurde mit $2\ \mu\text{m}$ angenommen (siehe auch Abschnitt 8.2.3). Der RONt- und Einspannfehler des Werkzeugs wurde nicht berechnet oder über eine Simulation ermittelt, sondern auf Basis von Messwerten als Randbedingung in das Modell der Prozesskinematik implementiert. Dabei wurde der modellierte Werkzeugradius entsprechend angepasst, um den Einfluss des RONt- und Einspannfehlers auf die Bewegungsbahn des Werkzeugs zu berücksichtigen. Der effektive Radius des Werkzeugs setzt sich folglich insgesamt aus dem Rundlauf der Spindel, dem nominalen Werkzeugradius, dem RONt-Fehler und dem Einspannfehler zusammen, je nach relativer Lage der einzelnen Fehler zueinander. Demnach können sowohl der RONt- als auch der Einspannfehler den effektiven Werkzeugradius erhöhen oder verringern (siehe auch Abschnitt 8.2.3). Die grün und rot dargestellten Kurven zeigen die Auswirkung des RONt- und des Einspannfehlers, die den effektiven Werkzeugradius verringern bzw. erhöhen. Aus Abbildung 9-6 wird ersichtlich, dass der Einfluss des RONt- und des Einspannfehlers in der gleichen Größenordnung liegt wie der Einfluss der Spindelbewegung und der Zerspankraft. Somit zeigt sich insgesamt, dass bei Untersuchungen zur Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel und zur Steigerung der Bearbeitungsgenauigkeit neben dem Einfluss der Spindelbewegung sowie der Interaktion zwischen Prozess und Werkzeug der Einfluss des RONt- und des Einspannfehlers beachtet werden muss. Dies bestätigt auch den Einfluss der gewählten Werkzeugschnittstelle auf die Prozesskinematik (siehe Abschnitt 2.3.4).

Die hier vorgestellten Ergebnisse wurden teilweise (keine Analyse der Prozesskräfte in axialer Richtung) vorab in [Lang22a] vorgestellt. Die verwendeten Prozessparameter entsprechen den Parametern zur Ermittlung der idealisierten Kräfte (Abschnitt 6.2.1) und sind in Tabelle 6-1 aufgelistet. Zusätzlich zeigt Abbildung 9-7 einen Vergleich der Beträge der gemessenen Prozesskräfte in x-, y- und z-Richtung beim Mikroschleifen (siehe Tabelle 6-1 für Prozessparameter) samt Fehlerbalken, der Unwuchtkraft (siehe Abschnitt 5.3 und Gl. 5-52) und der unausgeglichenen magnetischen Zugkräfte (siehe Abschnitt 8.2.2).

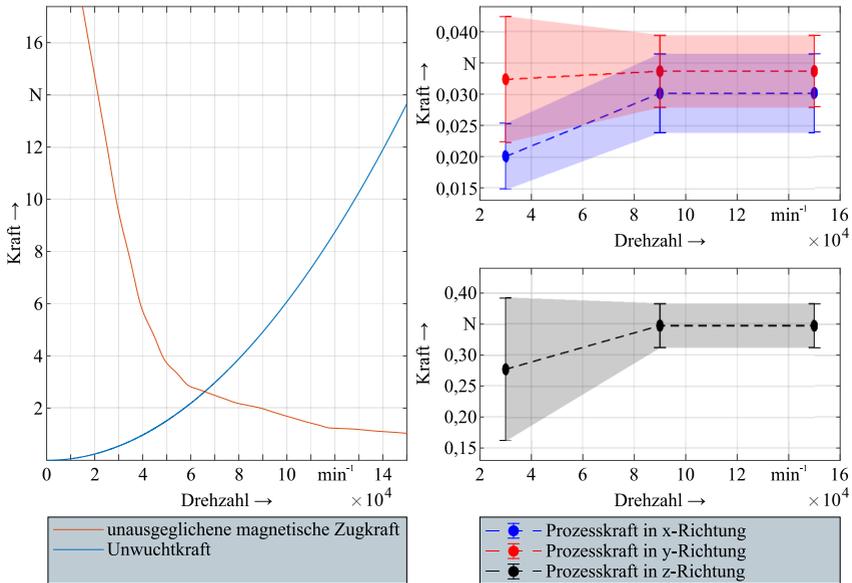


Abbildung 9-7: Vergleich der Beträge der unausgeglichenen magnetischen Zugkräfte, der Unwuchtkraft und der gemessenen Prozesskräfte beim Mikroschleifen (Mittelwerte)

Hierbei zeigt sich der gleiche Sachverhalt wie beim Mikrofräsen (Verhältnis zwischen Prozesskräften und Unwuchtkraft sowie Verhältnis zwischen Prozesskräften und unausgeglichenen magnetischen Zugkräften, siehe Abschnitt 9.1) in stärkerer Form, da die Schnitttiefe nur 10 % der Schnitttiefe beim Mikrofräsen betrug. Es ist somit wieder von keiner signifikanten Prozess-Maschine-Interaktion auszugehen ist. Dies gilt trotz der relativ hohen Standardabweichung der gemessenen Prozesskräfte, da die Kräfte selbst sowohl in x- als auch in y-Richtung klein im Vergleich zur Unwuchtkraft bei den entsprechenden Drehzahlen sind. Die axialen Kräfte (z-Richtung) sind um etwa eine Größenordnung größer als die lateralen Kräfte. Aufgrund der Steifigkeit des Axiallagers ist von keiner Interaktion zwischen Spindel und Prozess auszugehen, jedoch muss eine mögliche Interaktion zwischen Werkzeug und Prozess untersucht werden.

9.2.1 Kinematik der Werkzeugspindel und des Werkzeugs

Analog zum Mikrofräsen (siehe Abschnitt 9.1.1) werden zunächst die auftretenden maximalen Bewegungsamplituden für Drehzahlen von 30.000 min^{-1} , 90.000 min^{-1} und 150.000 min^{-1} verglichen. Abbildung 9-8a) zeigt wieder die Visualisierung der vier Netzknoten, welche für die

Evaluation verwendet werden, Abbildung 9-8b) zeigt den Vergleich von Fall I und Fall III. Verglichen werden demnach die Bewegung ohne Berücksichtigung von Prozesskräften und möglicher Kraftänderungen durch Interaktionen und die Bewegung mit Berücksichtigung von Prozesskräften und möglicher Kraftänderungen durch Interaktionen, das heißt unter Verwendung der gemessenen Prozesskräfte, welche bereits die Auswirkungen von Interaktionen beinhalten. Für jede Drehzahl sind sechs Balken dargestellt. Von links nach rechts zeigen diese Balken die maximalen Bewegungsamplituden ohne Berücksichtigung von Prozesskräften (nur rotordynamische Effekte), mit Berücksichtigung der gemessenen Prozesskräfte und mit skalierten gemessenen Prozesskräften, um die Auswirkungen größerer Schnitttiefen zu simulieren. Die Bewegungsamplituden werden entlang den raumfesten x- und y-Richtung ausgewertet. Es ist zu beachten, dass die Skalierung der Ordinaten nicht einheitlich ist.

Zunächst lässt sich allgemein festhalten, dass die Bewegungsamplituden x-Richtung ähnliche Charakteristika aufweisen wie in y-Richtung (Vorschubrichtung). Da das dynamische Modell der Spindel bei der Untersuchung des Mikrofräsens und Mikroschleifens bis auf das Werkzeug identisch ist, lassen sich dieselben allgemeinen Kenntnisse aus Abbildung 9-8 ableiten: Die Bewegungsamplituden bei 90.000 min^{-1} sind aufgrund der Eigenmoden bei Drehzahlen von ca. 78.000 min^{-1} und 82.000 min^{-1} am höchsten. Der Einfluss der Spindelwelle auf die Werkzeug- und somit auch Prozesskinematik lässt sich anhand der Bewegungsamplituden an der Werkzeugschneidkante (Knoten I) ohne Berücksichtigung von Prozesskräften (linke Balken in Abbildung 9-8) bestimmen. Bei den drei ausgewerteten Drehzahlen weisen diese Amplituden in y-Richtung Werte von 0,05, 1,47 bzw. 0,57 μm auf (Rundheits- und Einspannfehler des Werkzeugs nicht eingerechnet, Einfluss der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte abgezogen). Unterschiede zwischen den maximalen Bewegungsamplituden in x- und y-Richtung bei einer Drehzahl von 90.000 min^{-1} lassen sich auf den Einfluss der gyroskopischen Momente zurückführen. Der Einfluss der Prozesskräfte ist jedoch prinzipiell gleich, weswegen lediglich auf die Ergebnisse in y-Richtung (Vorschubrichtung) eingegangen wird.

Am Knoten I (Position der Werkzeugschneidkante) ist zu erkennen, dass sich die maximale Bewegungsamplitude ohne Berücksichtigung der Prozesskräfte (linker Balken) von der Bewegungsamplitude mit gemessenen Prozesskräften (zweiter Balken von links) unterscheidet. Hieraus lässt sich wieder eine Prozess-Werkzeug-Interaktion ableiten. Obwohl die Amplitudenänderung in Absolutwerten klein ist ($< 0,5 \mu\text{m}$ bei allen Drehzahlen), ist die relative Amplitudenänderung bei 30.000 min^{-1} und 90.000 min^{-1} deutlich zu erkennen. Vergleicht man zudem die maximale Bewegungsamplitude ohne Berücksichtigung der Prozesskräfte mit den maximalen Bewegungsamplituden bei Berücksichtigung der skalierten Prozesskräfte, so lässt sich festhalten, dass die Änderung der maximalen Bewegungsamplitude bei allen Drehzahlen zunehmend signifikant wird. Daraus lässt sich schließen, dass die Auswirkungen der Prozess-Werkzeug-Interaktion mit steigenden Prozesskräften und somit mit steigender Schnitttiefe zunehmen.

Bei den Knoten II und III ist zu erkennen, dass das Verhalten insgesamt analog zu Knoten I zu bewerten ist. Die wichtigsten Unterschiede sind, dass die maximale Bewegungsamplitude in Bezug auf die absoluten Werte abnimmt. Weiter sinkt das Verhältnis zwischen maximaler Bewegungsamplitude ohne Berücksichtigung der Prozesskräfte und maximaler Bewegungsamplitude bei Berücksichtigung der skalierten Prozesskräfte im Gegensatz zu Knoten I deutlich.

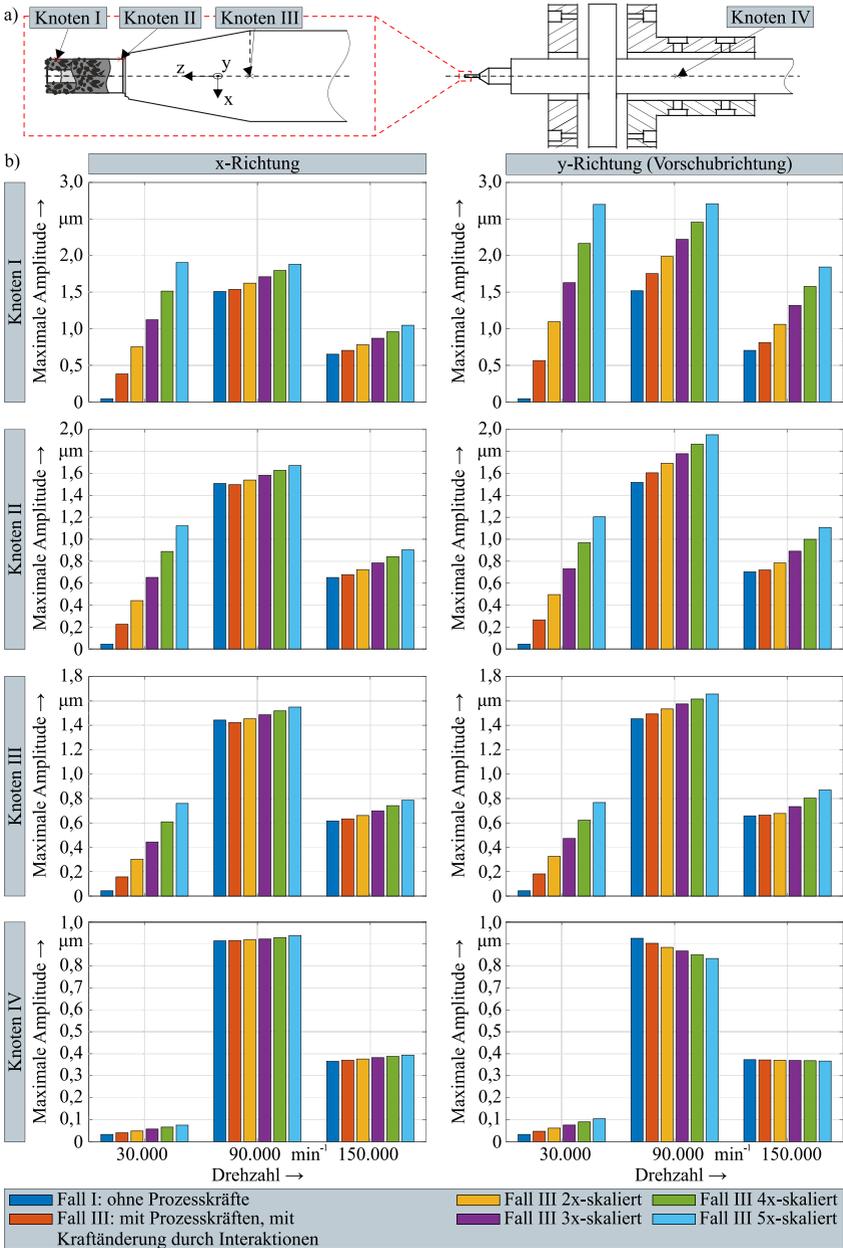


Abbildung 9-8: a) Visualisierung der vier Netzknoten, die zur Evaluation der Werkzeug- und Spindelwellenbewegung verwendet wurden und b) Vergleich der maximalen Bewegungsamplitude ohne und mit Berücksichtigung der Prozesskräfte und Interaktionen bei Drehzahlen von 30.000 min⁻¹, 90.000 min⁻¹ und 150.000 min⁻¹ nach [Lang22a]

Bei Knoten IV (Spindelwelle nahe dem Mittelpunkt des vorderen Radiallagers) beträgt der Unterschied zwischen den Bewegungsamplituden weniger als $0,1 \mu\text{m}$, unabhängig von der Drehzahl und der Skalierung der Prozesskräfte. Außerdem zeigt die Grafik, dass die maximale Bewegungsamplitude bei einer Drehzahl von 90.000 min^{-1} mit zunehmenden Prozesskräften sinkt. Dieses Verhalten tritt ausschließlich bei dieser spezifischen abgebildeten Spindeldrehzahl und Knotenpunktposition auf und kann analog zum Mikrofräsen auf das veränderte Biegeverhalten des Werkzeugs bei Drehzahlen nahe der Eigenmoden zurückgeführt werden.

Insgesamt lassen sich dieselben Schlüsse wie bei der Untersuchung der Interaktionen beim Mikrofräsen ziehen. Das rotordynamische Verhalten der Spindelwelle beeinflusst die Werkzeugkinematik, es findet jedoch keine Beeinflussung der Spindelwelle und somit auch keine Prozess-Maschine-Interaktion bzw. Werkzeug-Spindel-Interaktion statt. Die Berücksichtigung von Prozesskräften führt zu einer Änderung der maximalen Bewegungsamplitude des Werkzeugs und beweist eine Interaktion zwischen Prozess und Werkzeug. Hierbei führen Vorschub und Rotation (und Verschleiß) des Werkzeugs zu einer Änderung des Eingriffs, was zu einer Änderung der Prozesskräfte führt. Die veränderten Prozesskräfte führen wiederum zu einer Werkzeugdeformation.

Abschließend muss noch überprüft werden, inwieweit die Ergebnisse aus Abbildung 9-8 auf der Variation der Prozesskräfte aufgrund von Kraftänderungen durch Interaktionen (Fall III) oder auf der alleinigen Berücksichtigung der Prozesskräfte (Fall II) durch die Vorschub- und Rotationsbewegung beruhen. Zu diesem Zweck sind in Tabelle 9-1 die maximalen Bewegungsamplituden an Knoten I mit idealisierten Prozesskräften (keine Variation der Kräfte aufgrund von Interaktionen und Werkzeugdeformation, gemäß Abschnitt 6.2.1 ermittelt) und mit gemessenen Prozesskräften (Variation der Kräfte aufgrund von Interaktionen und Werkzeugdeformation) aufgeführt. Das Verhältnis zwischen den Ergebnissen ohne und mit Berücksichtigung von Interaktionen liegt unabhängig von der Drehzahl nahe Eins. Somit beruht die in Abbildung 9-8 ableitbare Interaktion zwischen Prozess und Werkzeug hauptsächlich auf der Berücksichtigung der Prozesskräfte, nicht aber auf der Variation der Prozesskräfte aufgrund zusätzlicher Interaktionen.

Tabelle 9-1: Vergleich der Werkzeugbewegung in y-Richtung am Knoten I mit idealisierten (keine Variation der Kräfte) und gemessenen (Variation der Kräfte aufgrund von Interaktionen und Werkzeugdeformation) Prozesskräften

Drehzahl/ min^{-1}	Maximale Bewegungsamplitude ¹ / μm	Maximale Bewegungsamplitude ² / μm	Verhältnis
30.000	0.55	0.58	0.95
90.000	1.59	1.75	0.91
150.000	0.82	0.81	1.01

¹Fall II: keine Variation der Kräfte aufgrund von Interaktionen und Werkzeugdeformation

²Fall III: Variation der Kräfte auch aufgrund von Interaktionen und Werkzeugdeformation

Wie bereits in Abschnitt 9.2 erwähnt, muss untersucht werden, ob die Prozesskräfte in axialer Richtung (z-Richtung) eine Interaktion zwischen Prozess und Werkzeug bewirken. Hierfür

zeigt Abbildung 9-9a) die gemessenen Prozesskräfte (samt Rauschen) in z-Richtung, welche während der Fertigung einer Nut aufgezeichnet wurden. Zusätzlich zu den folgenden Erläuterungen zeigt Abbildung 9-10 eine schematische Darstellung des Materialabtrags für die ersten drei Schnitte.

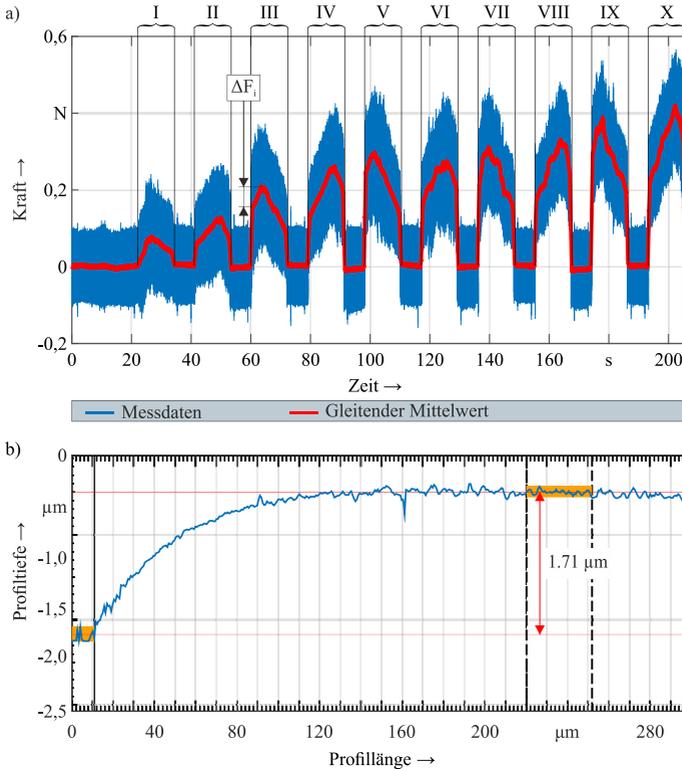


Abbildung 9-9: a) Gemessene Prozesskräfte in z-Richtung für alle zehn Schnitte beim Pendelschleifen einer einzelnen Nut und b) Messung des Höhenunterschieds im Eintrittsbereich nach zehn Pendelschleifvorgängen bzw. Schnitten bei einer Drehzahl von 150.000 min^{-1}

Gemäß den Prozessparametern aus Tabelle 6-1 wird eine Nut mit zehn Pendelvorgängen bzw. Schnitten gefertigt. Im Allgemeinen ist ein Anstieg der Prozesskräfte zwischen zwei aufeinanderfolgenden Schnitten zu erkennen, was auf die zunehmende Wandreibung zurückzuführen ist. Betrachtet man den gleitenden Mittelwert der gemessenen Prozesskraft, lässt sich folgendes Muster für den ersten markierten Abschnitt (I) erkennen (siehe auch Abbildung 9-10a)): Zunächst kommt es zu einem sprunghaftem Anstieg der Prozesskraft, sobald das Werkzeug in den Eingriff geht. Anschließend nimmt die Prozesskraft weiter zu, bis sie ihr Maximum erreicht. Dieser Anstieg kann auf eine Abdrängung des Werkzeugs hindeuten. Anschließend sinkt die Prozesskraft kontinuierlich ab, bis das Werkzeug aus dem Eingriff geht und die Kraft sprunghaft abfällt. Das kontinuierliche Absinken der Prozesskraft lässt sich darauf zurückführen, dass das Werkstück trotz der Versuchsvorbereitung nicht exakt plan ist. Das Kraftgefälle zwischen dem Anfangspunkt und dem Maximum wird in Abbildung 9-9a) mit ΔF_i bezeichnet (in

Abschnitt II eingezeichnet). Beim zweiten Schnitt (II) entsteht folgendes Muster (siehe auch Abbildung 9-10b): Vom lastfreien Zustand steigt die Kraft sprunghaft an, sobald das Werkzeug in den Eingriff geht. Anschließend steigt die Kraft kontinuierlich an, bis sie ihr Maximum erreicht. Dieser kontinuierliche Anstieg setzt sich aus zwei Anteilen zusammen. Zum einen fährt das Werkzeug von der anderen Seite aus in das Werkstück, sodass sich die Unebenheit des Werkstücks in diesem Abschnitt durch einen Anstieg der Prozesskraft auswirkt. Zum anderen wird das Werkzeug wieder abgedrängt. Am Ende des zweiten Schnittes sinkt die Prozesskraft wieder ab, da am Ende dieses Schnittes vom ersten Schnitt bereits mehr Material abgetragen wurde, sodass am Ende des zweiten Schnittes weniger Material zerspannt werden muss. Der dritte Schnitt (III) erfolgt wiederum analog zum ersten Schnitt (I), wobei beim kontinuierlichen Absinken der Prozesskraft ab dem dritten Schnitt noch zusätzlich der Aspekt berücksichtigt werden muss, dass am Ende des Schnittes die Prozesskraft nicht nur durch die Unebenheit des Werkstücks abfällt, sondern auch durch den Umstand, dass beim vorigen Schnitt an dieser Stelle bereits mehr Material abgetragen wurde, sodass am Ende vom dritten Schnitt weniger Material zerspannt werden muss (siehe auch Abbildung 9-10c)). Dieser Verlauf der Prozesskraft setzt sich ab diesem Zeitpunkt wiederholend fort. Insgesamt deutet der Verlauf der Prozesskraft darauf hin, dass zu Beginn eines jeden Schnittes eine Interaktion zwischen Prozess und Werkzeug in Form einer Werkzeugabdrängung auftritt.

Das gemessene Höhenprofil einer durch Pendelschleifen gefertigten Nut ist in Abbildung 9-9b dargestellt. Die Werkzeugabdrängung bewirkt, dass die Nuten im Eintrittsbereich des Werkzeugs deutlich tiefer sind. In diesem Fall beträgt der Höhenunterschied im Eintrittsbereich $1,71 \mu\text{m}$ und übersteigt damit die Schnitttiefe von $0,5 \mu\text{m}$. Dies beruht darauf, dass jeder der zehn durchgeführten Schnitte einen eigenen Eintrittsbereich bedingt. Diese einzelnen Eintrittsbereiche summieren sich und führen schließlich zum Gesamteintrittsbereich (siehe Abbildung 9-9b). Dabei ist davon auszugehen, dass der Eintrittsbereich jedes Schnittes steiler verläuft als der Eintrittsbereich des vorangegangenen Schnittes. Dies lässt sich mithilfe der gemessenen Prozesskraft (Abbildung 9-9a) erklären. Die Prozesskraft steigt mit jedem Schnitt weiter an, sodass die anfängliche Werkzeugabdrängung zwingend steigen muss. Weiterhin ist der Eintrittsbereich abhängig von der Steifigkeit bzw. Nachgiebigkeit des Werkzeugs und des Werkstücks und nicht nur von der Schnitttiefe. So würde beispielsweise ein unendlich nachgiebiges Werkzeug zu einem unendlich tiefen Eintrittsbereich führen, unabhängig von der gewählten Schnitttiefe (siehe auch Abschnitt 2.5.2).

Zu diesem Zeitpunkt kann bereits eine statische Prozess-Werkzeug-Interaktion vermutet werden, bei der die gewählten Prozessparameter die Prozesskräfte beeinflussen, welche wiederum die Werkzeugabdrängung beeinflussen. Diese Werkzeugabdrängung beeinflusst die tatsächlich erreichten Zerspangrößen. Infolgedessen weichen diese Zerspangrößen von den gewählten Prozessparametern an, wodurch sich insgesamt eine Interaktion zwischen Werkzeug und Prozess ergibt.

Zur simulationsgestützten Analyse dieser statischen Prozess-Werkzeug-Interaktion werden die einzelnen Kraftgefälle ΔF_i aller Schnitte summiert und als axial auf das Werkzeug wirkende Kraft im Simulationsmodell implementiert. Aus den in Abbildung 9-9a) dargestellten Kraftgefällen ergibt sich eine summierte Werkzeugabdrängung von $1,51 \mu\text{m}$. Obwohl sowohl die Kraftmessungen als auch die erreichte Nuttiefe aufgrund des Einflusses des Werkzeugverschleißes Streuungen unterliegen, zeigt der Vergleich zwischen simulierter und gemessener

Werkzeugabdrängung eine qualitative (Verlauf und Größe) und ausreichende quantitative (88 %) Übereinstimmung (gemessener Wert: 1,71 μm , simulierter Wert: 1,51 μm). Es kann demnach davon ausgegangen werden, dass in axialer Richtung eine statische Prozess-Werkzeug-Interaktion in Form einer Werkzeugabdrängung stattfindet. Einschränkend muss hinzugefügt werden, dass der Werkzeugverschleiß und die individuelle Kornverteilung jedes Werkzeugs ebenfalls einen Einfluss haben können.

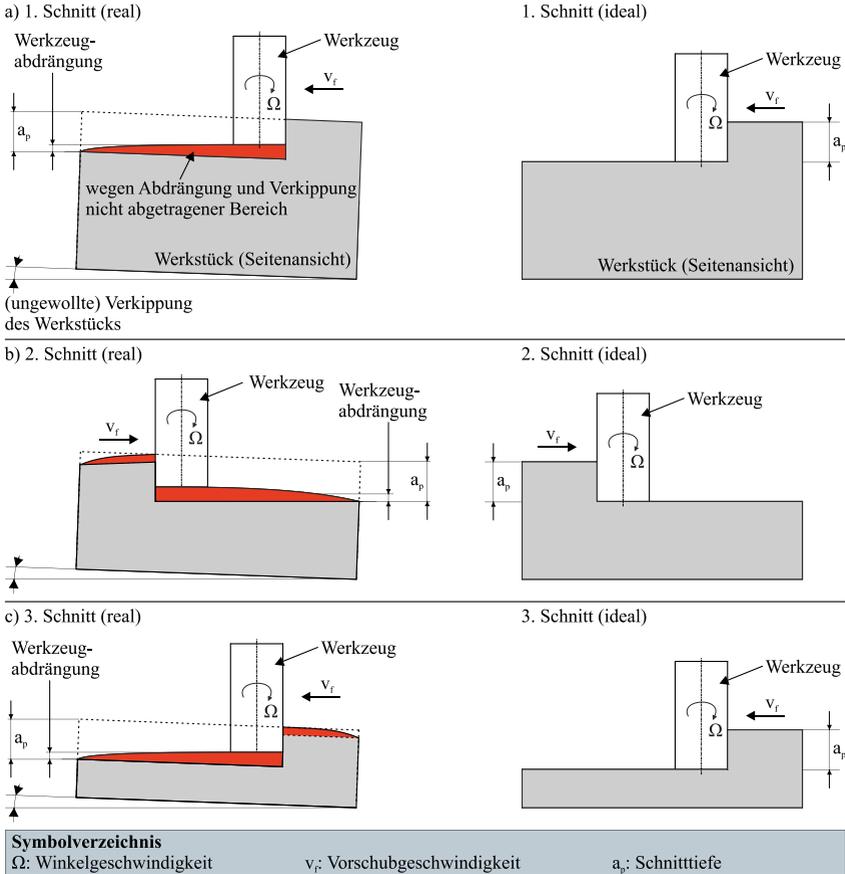


Abbildung 9-10: Schematische Darstellung der Auswirkungen der Werkzeugabdrängung und Verkipfung des Werkstücks auf den Materialabtrag beim Pendelschleifen: a) 1. Schnitt, b) 2. Schnitt, c) 3. Schnitt

9.2.2 Schwingungsbedingte Oberflächenmodulation

Im Gegensatz zum Mikrofräsen wurde beim Mikroschleifen mit deutlich geringeren Schnitttiefen ($a_p = 0,5 \mu\text{m}$) gearbeitet als beim Mikrofräsen ($a_p = 5 \mu\text{m}$). Bei ausreichend kleinen Schnitttiefen (und somit entsprechend geringen Prozesskräften) können sich die unausgeglichene magnetischen Zugkräfte des Elektromotors, welche in Abschnitt 8.2.2 identifiziert wurden, als

periodisch wirkende Axialkraft bemerkbar machen und zu einer schwingungsbedingten Oberflächenmodulation (siehe Abschnitt 2.5.2) führen. Im Folgenden wird der Einfluss dieser unausgeglichene magnetischen Zugkräfte auf die Prozesskinematik analysiert.

Experimentelle Analyse

Tatsächlich haben Untersuchungen des Nutgrunds nach Mikroschleifversuchen gezeigt, dass bei einer Drehzahl von 30.000 min^{-1} eine schwingungsbedingte Oberflächenmodulation im Nutgrund auftritt. Abbildung 9-11 zeigt diese Oberflächenmodulation sowie die zur Erläuterung verwendeten geometrische Zusammenhänge.

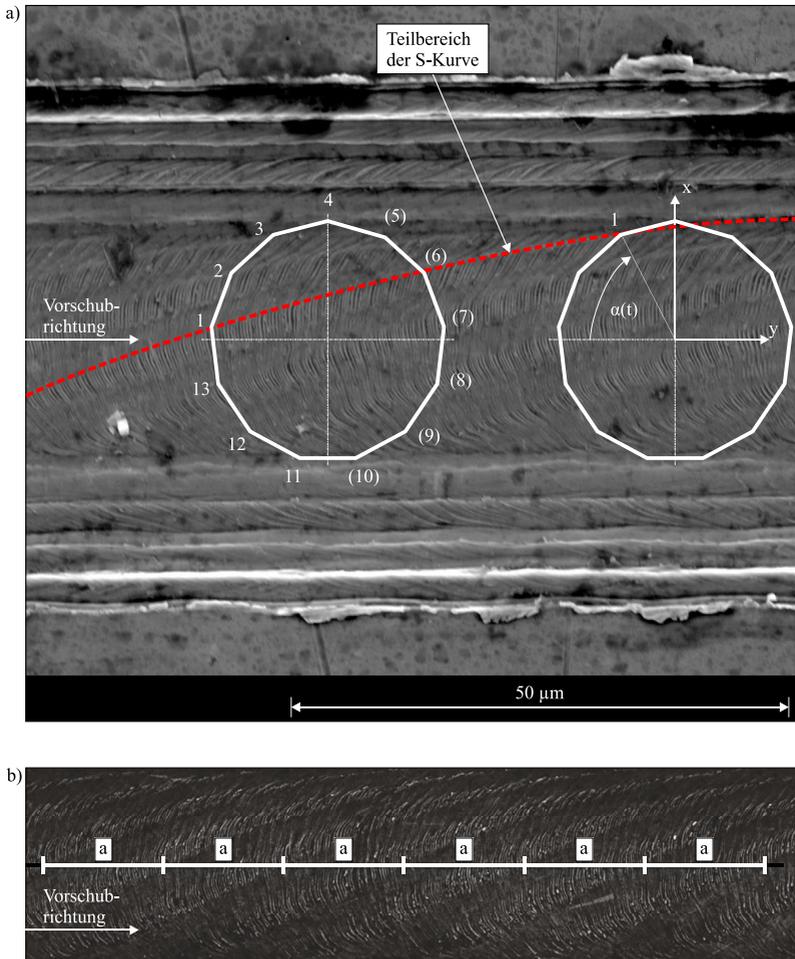


Abbildung 9-11: a) Oberflächenmodulation im Nutgrund und b) Messung der Abstände zwischen den einzelnen S-förmigen Substrukturen

Zunächst lässt sich erkennen, dass sich im Nutgrund ein Halbsegment eines Polygons abzeichnet. Legt man nun ein vollständiges Polygon über dieses Halbsegment (siehe Abbildung

9-11a)), ergibt sich stets eine Eckenanzahl von 13. Im Nutgrund selbst zeichnen sich lediglich die Ecken 1, 2, 3, 4 und 11, 12, 13 ab, während die übrigen Ecken aufgrund der Vorschubbewegung des Werkzeugs überdeckt werden.

Die Ecken im Polygon entstehen durch die Überlagerung von drei Bewegungen der Schleifkörner des Schleifstiftes: der Rotation des Schleifstiftes um die eigene Achse, der Vorschubbewegung und der zusätzlichen Schwingung in axialer Richtung. Wenn ein Schleifkorn zusätzlich in axialer Richtung (z-Richtung) schwingt, wird die Schnitttiefe periodisch verändert. Dies führt dazu, dass das Schleifkorn periodisch tiefer und flacher in das Werkstück eindringt. Die Kombination dieser drei Bewegungen erzeugt eine Oberflächenmodulation, die von oben betrachtet polygonförmig aussieht. Betrachtet man eine beliebige Ecke, lässt sich erkennen, dass sich diese mit fortschreitendem Vorschubweg im Uhrzeigersinn um den Winkel $\alpha(t)$ dreht. Bei ausreichendem Vorschubweg ergibt sich dadurch das charakteristische Muster der schwingungsbedingten Oberflächenmodulation in Form von S-förmigen Substrukturen (im Folgenden auch als S-Kurven bezeichnet). Bei den S-förmigen Substrukturen in Abbildung 9-11 handelt es sich demnach um Höhenprofilskurven. Die Eckenanzahl von 13 des Polygons lässt auf ein ganzzahliges Modulationsverhältnis von $m_N = 13$ schließen. Da ein exaktes Modulationsverhältnis m von 13 jedoch lediglich zu horizontalen Streifen führen würde, lässt sich hier ein leicht geringeres exaktes Modulationsverhältnis vermuten. Dieses exakte Modulationsverhältnis m stellt das Verhältnis aus Erregerfrequenz und Rotationsfrequenz f_r der Spindel dar und lässt sich mithilfe der Vorschubgeschwindigkeit v_f und den vermessenen s-förmigen Substrukturen bestimmen. Die Vorschubgeschwindigkeit berechnet sich bei dem verwendeten Vorschub pro Umdrehung von $0,33 \mu\text{m}$ bei einer Drehzahl von 30.000 min^{-1} bzw. einer Drehfrequenz von 500 Hz zu $166,67 \mu\text{m/s}$ (siehe auch Tabelle 6-1 für Prozessparameter).

Zur Bestimmung des exakten Modulationsverhältnisses muss zunächst der Abstand a in Vorschubrichtung zwischen zwei S-Kurven vermessen werden (siehe Abbildung 9-11b)). Zur Minimierung des Fehlereintrags wird statt eines Einzelabstands ein Gesamtabstand gemessen, der sich aus möglichst vielen Einzelabständen a zusammensetzt. Anschließend wird der Mittelwert \bar{a} bestimmt. Der Fehler einer Einzelmessung und damit der personenbezogene Ablesefehler wird mit $s = 2 \mu\text{m}$ angenommen. Daraus ergibt sich der mittlere personenbezogene Ablesefehler s_m mittels folgender Gleichung:

$$s_m = \frac{s}{\sqrt{n}} \quad \text{Gl. 9-1}$$

Dieser mittlere Fehler ist demnach um den Faktor \sqrt{n} kleiner als der Fehler einer Einzelmessung, wobei n die Anzahl ausgewerteter Datenpunkte angibt. Bei einer Messung von sechs verschiedenen Nuten von drei verschiedenen Werkstücken beträgt der gemessene Abstand $19,88 \mu\text{m}$ (Standardabweichung $\sigma = 0,15 \mu\text{m}$). Aus der Vorschubgeschwindigkeit und dem gemessenen Abstand a kann im Anschluss die Differenzfrequenz Δf bzw. mittlere Differenzfrequenz $\bar{\Delta f}$ berechnet werden:

$$\bar{\Delta f} = \frac{v_f}{a} \quad \text{Gl. 9-2}$$

Mithilfe der vorangegangenen Werte lässt sich eine mittlere Differenzfrequenz von $8,39 \text{ Hz}$ ($\sigma = 0,06 \text{ Hz}$) ermitteln. Daraus ergibt sich die Erregerfrequenz f_e bzw. in diesem Fall die

mittlere Erregerfrequenz \bar{f}_e mithilfe der Rotationsfrequenz der Spindel f_r und dem ganzzahligen Modulationsverhältnis m_N folgendermaßen:

$$\bar{f}_e = \frac{f_r}{m_N} - \Delta f \quad \text{Gl. 9-3}$$

Für die vorangegangenen Werte ergibt sich hiermit eine mittlere Erregerfrequenz von 6.491,61 Hz ($\sigma = 0,06$ Hz). Daraus kann das exakte Modulationsverhältnis berechnet werden:

$$m = \frac{f_r}{\bar{f}_e} \quad \text{Gl. 9-4}$$

Das exakte Modulationsverhältnis beträgt 12,98 ($\sigma = 0,12 \cdot 10^{-3}$) und ist somit wie vermutet leicht geringer als das ganzzahlige Modulationsverhältnis von 13.

Simulationsgestützte Analyse

Zur simulationsgestützten Analyse der schwingungsbedingten Oberflächenmodulation wird im Folgenden Gl. 6-13 zur Beschreibung der Prozesskinematik für einen beliebigen Punkt beim Mikroschleifen erweitert, um eine mögliche Oberflächenmodulation zu berücksichtigen. Somit ergibt sich folgende Gleichung (siehe auch Abschnitt 6.2.2, Gl. 6-13 und Abbildung 6-8):

$$\begin{pmatrix} x_P \\ y_P \\ z_P \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r_{K,i} \cdot \sin \Omega t \\ r_{K,i} \cdot \cos \Omega t \\ a \cdot \sin((\Omega \cdot m_N + \phi) \cdot t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ v_f \cdot t \\ z_{K,i} \end{pmatrix} \quad \text{Gl. 9-5}$$

Die Symbole $r_{K,i}$ und $z_{K,i}$ bezeichnen wieder die Zylinderkoordinaten eines modellierten Korns, die Symbole v_f und t die Vorschubgeschwindigkeit und die Zeit. Zusätzlich bezeichnet a den sich ergebenden Axialschlag durch die unausgeglichene magnetischen Zugkräfte in z-Richtung. Die Periodizität der S-förmigen Substrukturen (siehe Abbildung 9-11) wird mithilfe einer Sinusfunktion modelliert. Hierbei bezeichnet der Term $\Omega \cdot m_N$ die Erregerkreisfrequenz, welche sich aus der Winkelgeschwindigkeit Ω der Spindel (Multiplikation der Rotationsfrequenz f_r mit dem Faktor 2π) und dem ganzzahligen Modulationsverhältnis m_N ergibt. Mit der Variable ϕ wird die Differenzkreisfrequenz (Multiplikation der Differenzfrequenz f_e mit dem Faktor 2π) berücksichtigt, welche sich aus der möglichen Differenz von ganzzahligem Modulationsverhältnis m_N und exaktem Modulationsverhältnis m ergibt. Abbildung 9-12 zeigt die Visualisierung der simulierten schwingungsbedingten Oberflächenmodulation durch Lösung von Gl. 9-5 für verschiedene Modulationsverhältnisse.

Beträgt die Differenzkreisfrequenz ϕ Null, entspricht das ganzzahlige Modulationsverhältnis m_N dem exakten Modulationsverhältnis m und die schwingungsbedingte Oberflächenmodulation zeichnet sich durch horizontal in Vorschubrichtung verlaufende Streifen aus, deren Höhe vom übrigen Nutgrund abweicht (Abbildung 9-12a)), unabhängig vom Wert des ganzzahligen Modulationsverhältnisses. Ist die Differenzkreisfrequenz ungleich Null, so ergeben sich in Abhängigkeit des ganzzahligen Modulationsverhältnisses Kurvenverläufe. Für geringe Modulationsverhältnisse ($m_N = 1$ und $m_N = 2$) ähneln die Kurvenverläufe den Schleifriefen, die sich durch die Prozesskinematik ergeben (Abbildung 9-12b) und Abbildung 9-12c)). Für höhere Modulationsverhältnisse entstehen S-förmige Kurven, wobei sich die S-Form mit zunehmendem Modulationsverhältnis weiter streckt (Abbildung 9-12d) bis Abbildung 9-12f)). Weiter lässt sich feststellen, dass sich der Kurvenverlauf optisch für benachbarte ganzzahlige

Modulationsverhältnisse kaum unterscheidet. Welche Auswirkungen dies auf die experimentelle Analyse schwingungsbedingter Oberflächenmodulation hat, wird im Folgenden erläutert.

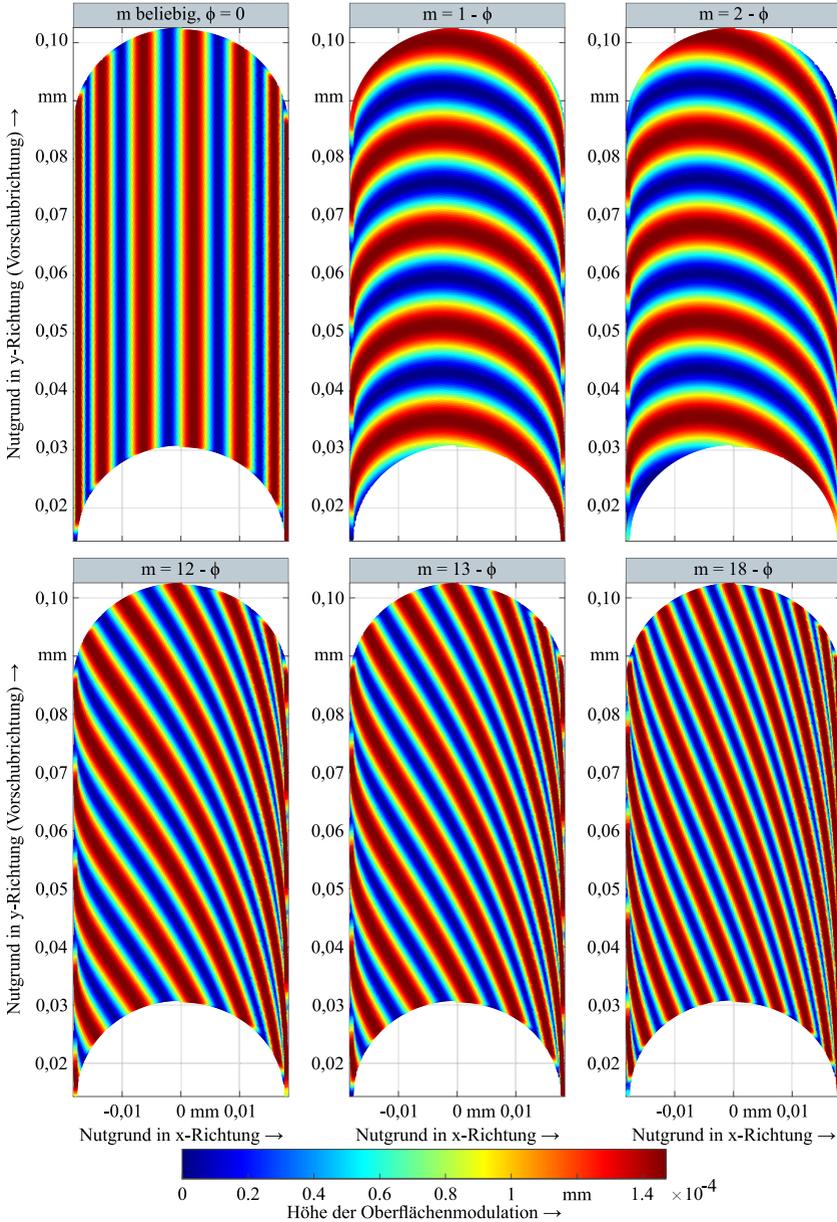


Abbildung 9-12: Visualisierung der simulierten schwingungsbedingten Oberflächenmodulation für verschiedene Modulationsverhältnisse

Vergleicht man die simulierte schwingungsbedingte Oberflächenmodulation in Folge unausgeglichener magnetischer Zugkräfte für verschiedene Modulationsverhältnisse (Abbildung 9-12) mit der experimentell aufgezeichneten Oberflächenmodulation (Abbildung 9-11), lässt sich eine beinahe exakte Übereinstimmung der gemessenen S-Kurven mit den simulierten S-Kurven für ganzzahlige Modulationsverhältnisse von 12 und 13 erkennen. Ein ganzzahliges Modulationsverhältnis von 12, also eine Anregung des Elektromotors bei bzw. nahe der 12-fachen Drehfrequenz des Läufers lässt sich jedoch aus zwei Gründen ausschließen. Einerseits zeigt Abbildung 9-11a), dass sich im Nutgrund ein Halbsegment eines Polygons mit 13 Ecken abzeichnet. Diese Ergebnisse decken sich mit den Erkenntnissen aus Abschnitt 8.2.2, bei denen eine Anregung des Elektromotors durch unausgeglichene magnetische Zugkräfte in z-Richtung bei bzw. nahe der 13-fachen Drehfrequenz des Läufers ermittelt wurde (siehe auch Abbildung 8-7). Andererseits zeigt die durch Simulationen ermittelte normalisierte frequenzbasierte Darstellung der unausgeglichener magnetischen Zugkräfte (siehe wieder Abschnitt 8.2.2 und Abbildung 8-7), dass es sich bei der 12-fachen Drehfrequenz lediglich um eine synchrone Vibration der Drehfrequenz handelt, bei der deshalb keine Amplitudenerhöhung der unausgeglichener magnetischen Zugkräfte zu sehen ist. Insgesamt ist demnach davon auszugehen, dass es sich bei der experimentell festgestellten Oberflächenmodulation um den Einfluss des Elektromotors in Form von unausgeglichener magnetischen Zugkräften handelt.

Schließlich wird experimentell validiert, dass es sich bei der ermittelten Oberflächenmodulation im Nutgrund tatsächlich um einen motorseitigen Einfluss handelt. Hierzu muss ausgeschlossen werden, dass die Oberflächenmodulation prozessbedingt oder bedingt durch eine andere Maschinenkomponente auftritt.

Ausschluss einer prozessseitigen Ursache

Eine prozessseitige Ursache für die Oberflächenmodulation wäre, dass sie durch Aufbauschnitten verursacht wird. Nach [Krek51] können in diesem Fall zwei ausschlaggebende Effekte auftreten. Zum einen entstehen beim Abrollen eines Spans über der Spanfläche des Werkzeugs feine Werkstoffteilchen, die sich zu einer größeren Materialansammlung verschweißen können. Zudem begünstigt eine geringe Vorschubgeschwindigkeit (hier: $0,33 \mu\text{m}$ pro Umdrehung) die Bildung von Aufbauschnitten. Zum Ausschluss dieser prozessseitigen Ursache wurde eine spezifische Versuchsstruktur geschliffen, welche einem Schachbrettmuster ähnelt (siehe Abbildung 9-13a)). Das Schachbrettmuster wurde mit horizontalen und vertikalen Nuten geschliffen, wobei die Solltiefe der horizontalen Nuten $6,5 \mu\text{m}$ und die der vertikalen Nuten $4 \mu\text{m}$ entspricht. Da die horizontalen Nuten zuerst geschliffen wurden und die vertikalen Nuten eine geringere Solltiefe besitzen, war das Werkzeug beim Schleifen der vertikalen Nuten teilweise nicht im Eingriff. Das Werkzeug trug an den Positionen, an denen sich die vertikalen Nuten mit den horizontalen Nuten kreuzen, demnach kein Material ab. Dadurch entstehen Leerräume, mit welchen eine prozessseitige Ursache ausgeschlossen werden kann. Nachdem ein Leerraum durchfahren wurde, müsste sich eine Aufbauschnitte zuerst erneut aufbauen. Dies müsste zu einem abweichenden Phasenversatz oder einer Anlaufstrecke der Schwingung führen. Die Detailabbildungen (Abbildung 9-13b) und Abbildung 9-13c)) zeigen jedoch, dass sich die einzelnen Kurven über die Leerräume hinweg kontinuierlich fortführen lassen. Somit kann eine Aufbauschnitte als Grund für die Oberflächenmodulationen ausgeschlossen werden. Außerdem kann eine sonstige prozessseitige Ursache ausgeschlossen werden, da sich die Schwingung auch ohne Werkzeugeingriff fortsetzt.

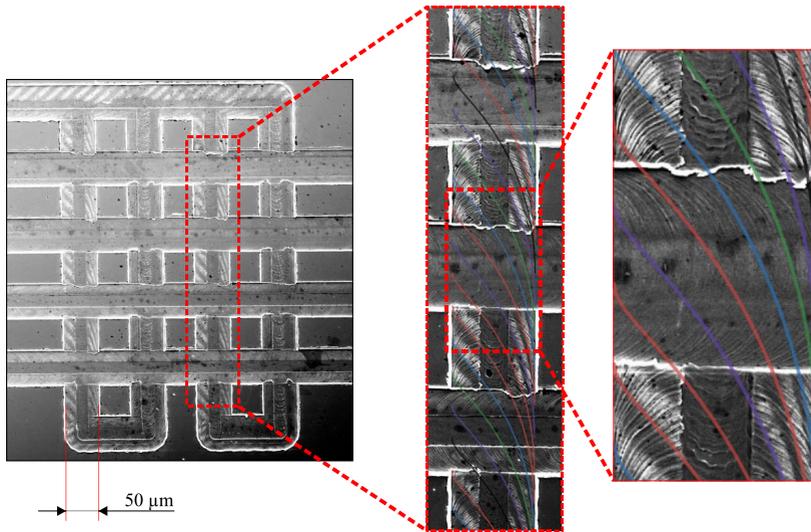


Abbildung 9-13: a) Geschliffenes Schachbrettmuster, b) einzelne Nut mit eingezeichneter S-Kurvenschar, c) Detailansicht einer Nut mit eingezeichneter S-Kurvenschar

Ausschluss einer durch eine andere Maschinenkomponente bedingten Ursache

Zum Ausschluss einer durch eine andere Maschinenkomponente bedingten Ursache wurde eine einzelne Nut mit einer Nuttiefe von $3\ \mu\text{m}$ mittels Pendelschleifen geschliffen. Während des letzten Schnittes wurde der Frequenzumrichter bei der Hälfte des zurückzulegenden Vorschubwegs deaktiviert. Dadurch wird der Motor der Werkzeugspindel abgeschaltet. Der Spindelrotor selbst läuft wegen der Massenträgheit und den geringen Prozesskräften und Reibmomenten der Luftlager noch einige Zeit nach. Abbildung 9-14 zeigt eine Aufnahme des sich ergebenden Nutgrundes. Hierbei ist der linke Bereich, in welchem der Motor eingeschaltet ist, sowie der rechte Bereich, in welchem der Motor abgeschaltet ist, gekennzeichnet. Der Nutgrund unmittelbar vor und nach der Abschaltung ist nochmals vergrößert dargestellt. Die Aufnahme beweist, dass die schwingungsbedingte Modulation abrupt an der Stelle der Motorabschaltung endet. So sind unmittelbar nach der Motorabschaltung keine S-Kurven mehr erkennbar. Weiterhin weisen die die Schleifriefen keine Polygonform mehr auf.

Insgesamt konnte mithilfe der Simulationen und experimentellen Untersuchungen gezeigt werden, dass es sich bei der schwingungsbedingten Oberflächenmodulation um keine Interaktion zwischen Prozess und Werkzeug oder sonstigen Komponenten handelt. Weiterhin konnte eine einseitige prozessseitige Ursache sowie ein einseitiger Einfluss anderer Maschinenkomponenten ausgeschlossen werden und bewiesen werden, dass sich die schwingungsbedingte Oberflächenmodulation infolge der unausgeglichene magnetischen Zugkräfte des Elektromotors ausbildet. Somit lässt sich die schwingungsbedingte Oberflächenmodulation auch nicht der dynamischen Prozess-Maschine-Interaktion zuordnen, wie ursprünglich vermutet (siehe Abschnitt 2.5.2). Die Oberflächenmodulation konnte in verminderter Form teilweise auch bei Schleifversuchen mit höherer Drehzahl beobachtet werden. Grund für diese Minderung ist, dass die unausgeglichene magnetischen Zugkräfte mit steigender Drehzahl fallen (siehe auch Abschnitt 8.2.2), sodass die Auswirkungen ebenfalls sinken.

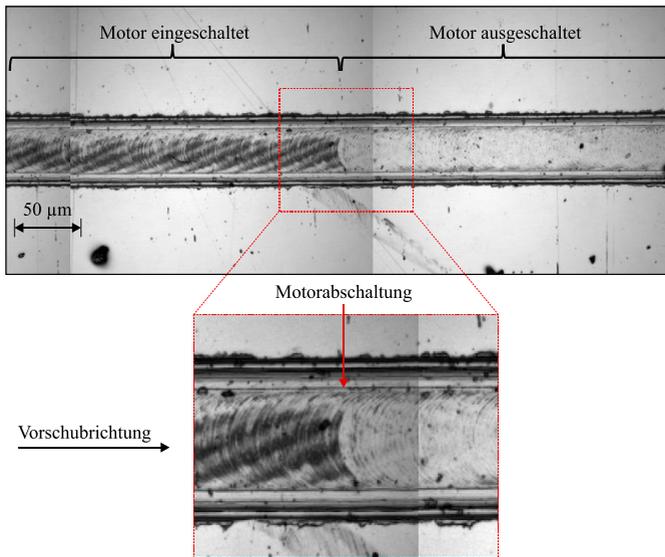


Abbildung 9-14: Aufnahme einer Nut unmittelbar vor und nach der Motorabschaltung

9.3 Möglichkeiten zur Steigerung der Bearbeitungsgenauigkeit

Durch die Untersuchung der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel wurde festgestellt, dass hauptsächlich Interaktionen zwischen Prozess und Werkzeug auftreten. Demnach ist die naheliegendste Möglichkeit zur Minimierung der Interaktion bzw. Steigerung der Bearbeitungsgenauigkeit eine Optimierung der Steifigkeit des Werkzeugs. Die Optimierung der Werkzeuggeometrie war bereits Bestandteil vorangegangener Arbeiten, beispielsweise [Reic17]. Einer weiteren Optimierung sind aufgrund der Anforderungen an Größe, Schneidengeometrie und Fertigungsmöglichkeit jedoch enge Grenzen gesetzt. Weiterhin wurde eine Interaktion zwischen dem Elektromotor und der Spindelwelle in Form unausgeglichener magnetischer Zugkräfte festgestellt. Zur Minimierung dieser Kräfte kann ein alternativer Antrieb eingesetzt werden. Zusätzlich zeigte sich, dass sich die Bewegungen bzw. Schwingungen der Spindelwelle zum Werkzeug übertragen und somit die Prozesskinematik beeinflussen. Zur Minimierung dieser Schwingungen kann prinzipiell ein Magnetlager eingesetzt werden. Die beiden letztgenannten Möglichkeiten zur Steigerung der Bearbeitungsgenauigkeit lassen sich mit den erstellten Simulationsmodellen untersuchen.

9.3.1 Verwendung eines alternativen Antriebs

Anstelle des hier modellierten und verwendeten Asynchronmotors mit nicht symmetrischem Querschnitt (siehe Abschnitt 5.2.2) kann die Anzahl der Läuferstäbe variiert werden, sodass sich ein symmetrischer Querschnitt des Motors ergibt. Hierdurch werden die unausgeglichene magnetischen Querkräfte bei perfekter Lage eliminiert und ansonsten drastisch minimiert. Neben dem Asynchronmotor eignet sich auch der Synchronmotor zum Einsatz in Werkzeugspindeln für die spanende Mikrobearbeitung [Shen18]. Dieser sollte ebenso wie der Asynchronmotor einen symmetrischen Querschnitt besitzen. Eine Minimierung der unausgeglichene

magnetischen Axialkräfte ist durch einen symmetrischen Querschnitt jedoch nicht möglich, weder beim Asynchron- noch beim Synchronmotor. Diese sind abhängig von der vorliegenden Exzentrizität zwischen elektrischem und geometrischem Mittelpunkt des Motors in Längsrichtung und müssen durch eine geeignete Montage- und Auswuchtmethode minimiert werden. Bei der Verwendung eines Turbinenantriebs ist es möglich, diese Axialkräfte zu eliminieren bzw. zu minimieren, siehe Abbildung 9-15.

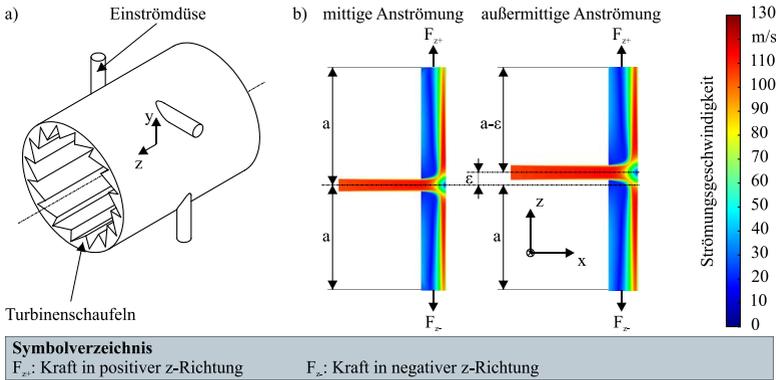


Abbildung 9-15: a) mögliche Turbinengeometrie, b) Visualisierung der Strömung einer Turbinenschaufel bei mittiger und außermittiger Anströmung

Abbildung 9-15a) zeigt eine mögliche Turbinengeometrie. Die Turbinenschaufeln werden von vier Versorgungsdüsen angeströmt, um unausgeglichene Querkräfte gering zu halten. Abbildung 9-15b) zeigt eine Visualisierung der Strömung einer Turbinenschaufel bei mittiger und außermittiger Anströmung. Durch die gerade Rückwand der Turbinenschaufel wird die Strömung gleichermaßen rechtwinklig zu beiden Seiten abgelenkt, unabhängig davon, ob die Turbinenschaufel aufgrund von Fertigungstoleranzen oder ähnlichem zu den Versorgungsdüsen axial versetzt ist, das heißt die Kraft in positiver Richtung F_{z+} ist gleich der Kraft in negativer Richtung F_{z-} . Die Verwendung solch einer Turbinengeometrie führt im Gegensatz zur Verwendung von doppelhalbkreisförmigen Schaufeln [Zhan08] jedoch zu einem verringerten Wirkungsgrad (siehe auch [Müll18]). Weiterhin können Querkräfte sowie Pulsationen des Antriebsmoments entstehen.

9.3.2 Einsatz eines Magnetlagers

Sowohl die gemessene und simulierte Rundlaufabweichung der Spindelwelle (siehe Abschnitt 8.2.3), als auch die Untersuchung der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel in Kapitel 9 haben gezeigt, dass die ausschließlich luftgelagerte Spindelwelle die Prozesskinematik beeinflusst. Sowohl bei Beschleunigungen und Verzögerungen kann es aufgrund der Änderung der Unwuchtkraft und der unausgebalancierten magnetischen Zugkräfte zu einer Erhöhung der Bewegungsamplitude kommen, welche sich als Radialschlag im Nutgrund abzeichnen kann (siehe Abbildung 9-16). Weiterhin begrenzen die dynamischen Eigenschaften der Luftlager (siehe Abschnitt 2.3.1: Luftlager und Abschnitt 5.1.1) die maximale Drehzahl der Werkzeugspindel.

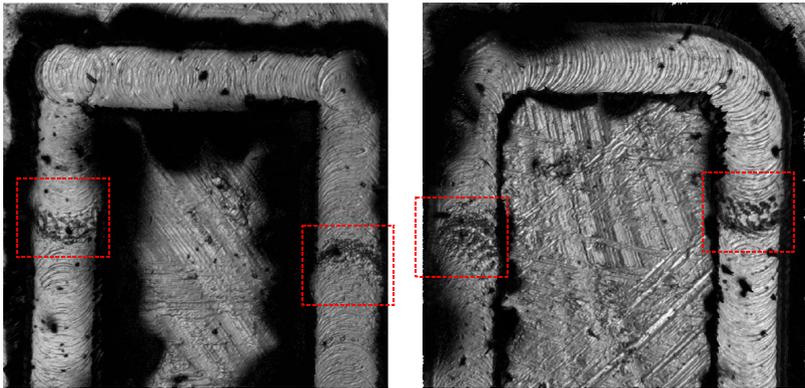


Abbildung 9-16: Erkennbare Radialschläge im Nutgrund, welche durch Anpassung der Spindeldrehzahl (Beschleunigung und Verzögerung) entstehen

Mithilfe eines zusätzlichen Magnetlagers können die Vorteile von Luft- und Magnetlagern kombiniert werden. So können Luftlager die benötigte Tragfähigkeit zur Verfügung stellen, während ein Magnetlager die aktive Bahnregelung ermöglicht. Diese Kombination wird im Folgenden mithilfe der in Kapitel 5 erstellten Simulationsmodelle untersucht. Hierfür wird eine Spindelwelle angenommen, welche an beiden Enden durch jeweils ein Luftlager gelagert ist. Zusätzlich ist zwischen den Luftlagern ein Magnetlager integriert. Die Eingangsparameter des Magnetlagers, des Reglers und des Simulationsmodells sind in Tabelle 9-2 aufgelistet. Die Ergebnisse zum Einsatz eines Magnetlagers wurden teilweise (keine Modellierung des Rotors als Finite-Elemente-Modell) vorab in [Lang20] und [Lang21c] vorgestellt.

Tabelle 9-2: Eingangsparameter des Magnetlagers, des Reglers und des Simulationsmodells

Parameter	Wert	Parameter	Wert
Simulationszeit	2 s	Zeitschrittweite	variabel
Maximale Zeitschrittweite	$1 \cdot 10^{-4}$ s	Lösungsalgorithmus	ode45
Rotormasse (gesamt)	0,61 kg	Trägheitsmoment des Rotors bzgl. z-Achse	$7,01 \cdot 10^{-4}$ kg·m ²
Rotorextrizität	2 μm	Koaxialer Magnetlagerspalt	1 mm
Antreibendes Drehmoment	1 Nm	Maximale Drehzahl	135.000 min ⁻¹
Sollposition in x- und y-Richtung	0 m	Magnetlagerkonstante	$2,56 \cdot 10^{-6}$ Nmm ² /A ²
Vormagnetisierungsstrom	2,5 A	Regelstrom	2,5 A
P-Anteil	7.200 A/m	I-Anteil	55.800 A/ms
D-Anteil	194,7 As/m		

Zunächst wird die analytische Modellierung verwendet, bei der das Magnetlager mithilfe analytischer Formeln abstrahiert und die Spindelwelle bzw. der Rotor als Starrkörpermodell betrachtet wird (siehe Abschnitt 5.1.2: Analytische Modellierung). Der verwendete Regelkreis entspricht dem Regelkreis aus Abbildung 5-3, wobei die Luftlagersteifigkeits- und dämpfungs-koeffizienten zusätzlich in die Bewegungsgleichungen integriert sind.

Mit dem verwendeten Modell des Regelkreises wird ein Rotorhochlauf simuliert. In der ersten Phase der Simulation (Anheben, $t = 0$ bis 1 s) wird der Rotor angehoben und in die Schwebe gebracht, in der zweiten Phase (Beschleunigung, $t = 1$ bis 2 s) wird ein konstantes Drehmoment von 1 Nm angelegt. Bei den aufgelisteten Eingangsparametern des Rotors erzeugt dieses Drehmoment eine lineare Steigung der Rotationsgeschwindigkeit von 0 min^{-1} (beim Zeitpunkt $t = 1$ s) auf 135.000 min^{-1} . In der dritten Phase (stationärer Bereich, ab $t = 2$ s) wird die Drehzahl konstant gehalten. Während des Hochlaufs durchfährt der Rotor eine Eigenmode, welche zu erhöhten Amplituden in diesem Bereich führt. Die Ergebnisse für die Bewegungsamplitude des Rotors in x- und y-Richtung für diesen Bereich sind in Abbildung 9-17 zu sehen.

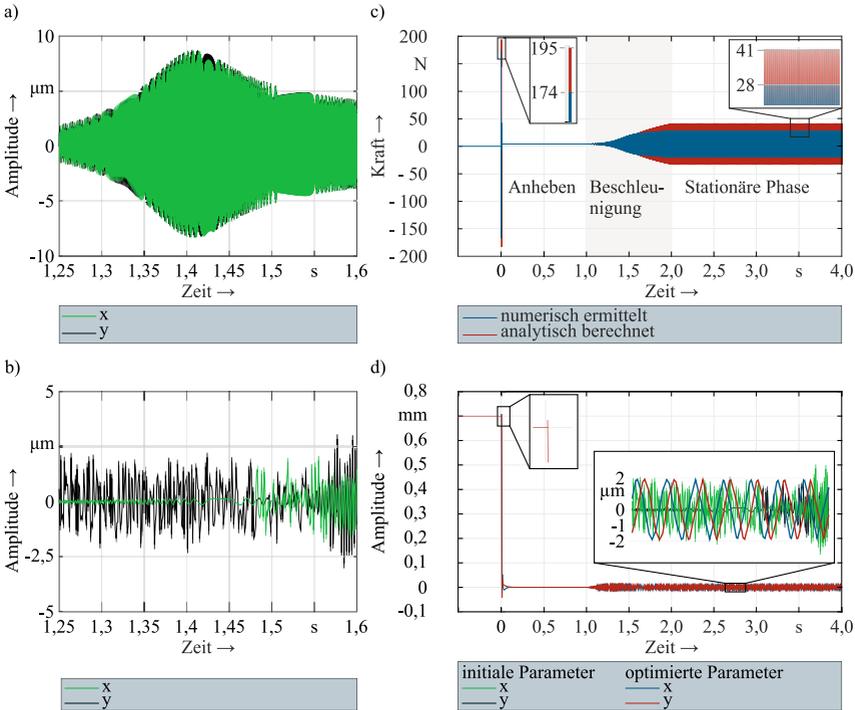


Abbildung 9-17: Bewegungsamplitude der Spindelwelle in x- und y-Richtung während einer Drehzahlerhöhung: a) luftgelagerte Spindel, b) luftgelagerte Spindel mit zusätzlichem Magnetlager mit initialen Reglerparametern, c) zugehörige magnetische Zugkräfte des Magnetlagers, d) Vergleich der Bewegungsamplitude mit initialen und optimierten Reglerparametern nach [Lang20, Lang21c]

Abbildung 9-17a) zeigt die simulierte Bewegungsamplitude ohne den Einsatz eines zusätzlichen Magnetlagers. Die Eigenmode wird bei einer Simulationszeit von ca. 1,4 s überschritten. Dabei steigt die Bewegungsamplitude des Rotors von ca. 4 μm auf bis zu ca. 16 μm an. Die stabilisierende Wirkung des zusätzlichen Magnetlagers ist in Abbildung 9-17b) dargestellt. Die Bewegungsamplitude des Rotors beim Überschreiten der Eigenmode wird durch das aktive Magnetlager wirksam gedämpft. Die Bewegungsamplitude wird konstant bei ca. 4 μm gehalten. Obwohl die Bewegungsamplitude im Bereich der Eigenmode reduziert werden konnte, ist es mit dem analytischen Modell nicht möglich, die verbleibende Bewegungsamplitude von ca. 4 μm weiter zu reduzieren. Stattdessen kommt es zu einem stark oszillierenden Verhalten, welches weder abklingt noch dem sinusförmigen Verlauf der Unwuchtkraft entspricht (Abbildung 9-17b)).

Im Anschluss wird das analytische Modell des Magnetlagers durch die statische elektromagnetische Finite-Elemente-Modellierung und anschließende Implementierung in Form von Antwortflächen im Regelkreis ersetzt. Der Rotor wird weiterhin als mechanisches Starrkörpermodell abgebildet. (siehe Abschnitt 5.1.2: Statische elektromagnetische Finite-Elemente-Modellierung). Abbildung 9-17c) zeigt einen Vergleich der numerisch ermittelten und der analytisch berechneten magnetischen Zugkräfte der Magnetlager. Obwohl die sich ergebende Bewegungsamplitude identisch ist, unterscheiden sich die Kräfte. Der Betrag der mithilfe des Finite-Elemente-Modells ermittelten magnetischen Zugkräfte (Maximalwert während des Anhebens: 172,96 N, in der stationären Phase: 26,18 N) ist geringer als der Betrag der analytisch berechneten magnetischen Zugkräfte (Maximalwert während des Anhebens: 194,45 N, in der stationären Phase: 40,88 N). Dies ist darauf zurückzuführen, dass das analytische Modell Fringing-Effekte (siehe Abschnitt 5.1.2: Statische elektromagnetische Finite-Elemente-Modellierung) und nichtlineares Materialverhalten vernachlässigt und die Geometrie des Magnetlagers vereinfacht angenommen wird (siehe Abschnitt 5.1.2). Das oszillierende Verhalten der Bewegungsamplitude in der stationären Phase kann dadurch jedoch nicht verhindert werden. Hierfür ist eine Optimierung der Reglerparameter notwendig. Die Optimierung der Reglerparameter wurde in dieser Arbeit automatisiert durchgeführt. Als Software für die automatisierte Optimierung der Reglerparameter wird die Simulink Control System Tuner App verwendet. Als Aktorsignale werden die Regelströme in x- und y-Richtung deklariert, als Sensorsignale die aktuelle Position des Rotors in x- und y-Richtung. Die optimierten Reglerparameter lauten: P-Anteil: 3,764 A/m, I-Anteil: 45.079 A/ms, D-Anteil: 8,50 As/m. Der Vergleich der Bewegungsamplitude mit initialen und optimierten Reglerparametern ist in Abbildung 9-17d) dargestellt. Während die Bewegungsamplitude mit initialen Reglerparametern wiederum das stark oszillierende Verhalten aufweist, entspricht die Bewegungsamplitude mit optimierten Reglerparametern exakt der implementierten Randbedingung, also der Unwuchtkraft infolge einer Exzentrizität von 2 μm . Demnach ist für die Reduzierung und Regelung der Bewegungsamplitude nicht nur eine geeignete Modellierung des Magnetlagers notwendig, sondern auch eine geeignete Wahl der Reglerparameter.

Schließlich wird das initiale Anheben des Rotors betrachtet, wenn der Rotor nicht mehr als Starrkörpermodell, sondern als Finite-Elemente-Modell abgebildet wird (siehe Abschnitt 5.1.2: Gekoppelte transiente magnetostrukturelle Finite-Elemente-Modellierung). Abbildung 9-18 zeigt den Vergleich der sich ergebenden Bewegungsamplitude.

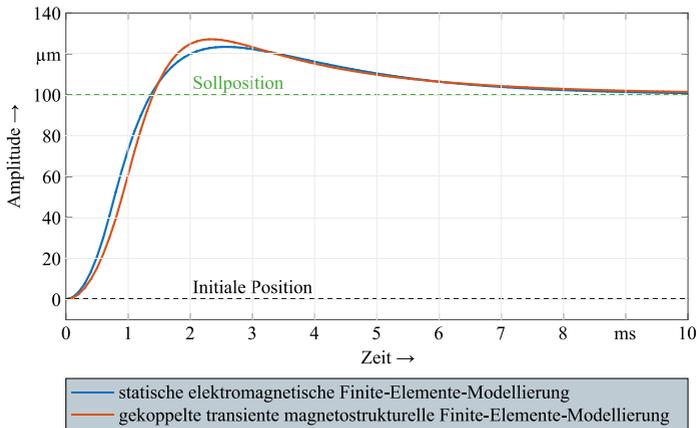


Abbildung 9-18: Vergleich der Bewegungsamplitude beim Anheben und Einschwingen der Spindelwelle für die statische elektromagnetische Finite-Elemente-Modellierung und die gekoppelte transiente magnetostrukturelle Finite-Elemente-Modellierung (siehe Abschnitt 5.1.2 für Erläuterung beider Modellierungsmethoden)

Ausgehend von der initialen Position ist eine hohe Übereinstimmung der Verläufe für das Anheben, das Überschwingen und das Erreichen der Sollposition zu erkennen. Somit ist einerseits auch das gekoppelte transiente magnetostrukturelle Finite-Elemente-Modellierung verifiziert, andererseits zeigt sich, dass für das Anheben des Rotors ein Starrkörpermodell des Rotors ausreichend ist. Tatsächlich ist es mit dem komplexen Finite-Elemente-Modell jedoch möglich, die genaue Massen- und Trägheitsverteilung der einzelnen Rotorkomponenten zu berücksichtigen und somit den Einfluss des Magnetlagers auf Deformation einzelner Komponenten und Biegungen im Bereich der Eigenmoden zu untersuchen.

Insgesamt zeigen die numerischen Untersuchungen, dass ein Magnetlager prinzipiell eine Möglichkeit darstellt, um Schwingungen des Rotors zu minimieren. Bei der Modellierung des Magnetlagers erweist sich die statische elektromagnetische Finite-Elemente-Modellierung und anschließende Implementierung der Ergebnisse in Form von Antwortflächen (siehe Abschnitt 5.1.2) in den Regelkreis im Gegensatz zur analytischen Modellierung des Magnetlagers als genauer. Die Modellierung des Rotors mit finiten Elementen ist notwendig, wenn Biegungen und Deformationen einzelner Rotorkomponenten untersucht werden sollen.

10 Fazit zur Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine

Mithilfe der vorgestellten Simulationsmodelle wurde zunächst die Interaktion zwischen Spindelwelle und Elektromotor und anschließend die Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel für das Mikroschleifen und das Mikrofräsen untersucht. Für beide Verfahren sind die gewonnen Erkenntnisse ähnlich, weswegen diese zusammengefasst vorgestellt werden können. Bereits vorab konnten Interaktionen mit der Werkzeugmaschine (inklusive der Vorschubachsen) ausgeschlossen werden, da diese aufgrund der geringen Prozesskräfte nicht signifikant beeinflusst werden, weswegen zur Analyse von Interaktionen bei der spanenden Mikrobearbeitung lediglich der Prozess, das Werkzeug und die Spindel modelliert werden mussten.

Die Untersuchung der Interaktion zwischen Spindelwelle und Elektromotor lieferte die Erkenntnis, dass es zu keiner Interaktion beider Komponenten kam. Stattdessen wurde ein nicht vernachlässigbarer Einfluss des Elektromotors auf die Spindelwelle festgestellt, welcher sich durch unausgeglichene magnetische Zugkräfte in radialer Form (Querkräfte) und axialer Form (Längskräfte) äußert. Somit muss vor einer Untersuchung der Spindelbewegung stets der Antrieb analysiert werden. Hier gilt es festzustellen, ob und in welchem Umfang unausgeglichene magnetische Zugkräfte vorliegen und wie sich diese auf die Spindelbewegung und folglich auf die Werkzeug- und Prozesskinematik auswirken. Querkräfte verhalten sich umgekehrt proportional zur Drehzahl, sodass diese insbesondere bei niedrigen Drehzahlen den relevanten Anteil der auf die Werkzeugspindel wirkenden Kräfte darstellen. Längskräfte sind abhängig von der vorliegenden Exzentrizität zwischen elektrischem und geometrischem Mittelpunkt des Motors sowie dem Querschnitt des Motors, jedoch prinzipiell unabhängig von der Drehzahl.

Die Untersuchung der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine lieferte mehrere entscheidende Erkenntnisse:

- Aufgrund der geringen Prozesskräfte (trotz des Anstiegs der spezifischen Schnittkräfte) sowie der viel höheren Steifigkeit, Dämpfung und Trägheit der Werkzeugmaschine lässt sich eine Interaktion von Prozess, Werkzeug und Spindel mit der Maschine bei der spanenden Mikrobearbeitung ausschließen.
- Eine Interaktion zwischen der Spindelwelle und dem Werkzeug wurde nicht festgestellt. Stattdessen beeinflusst das rotodynamische Verhalten der Spindelwelle die Werkzeugkinematik. Ob diese Beeinflussung signifikant ist, hängt vom gewählten Werkzeughdurchmesser sowie den Anforderungen der zu fertigenden Applikation ab.
- Zwischen Prozess und Werkzeug findet eine dynamische Interaktion statt. Die Bewegung des Werkzeugs führt zu einer stetigen Änderung des Eingriffs, was zu einer Änderung der Prozesskräfte führt. Die veränderten Prozesskräfte führen wiederum zu einer Werkzeugdeformation.
- Die Auswirkungen der Interaktion zwischen Prozess und Werkzeug nehmen mit steigenden Prozesskräften zu.
- Von Prozesskräften verursachte Abdrängungen beschränken sich hauptsächlich auf die Werkzeugspitze, den Werkzeughkörper und in abgeschwächter Form auf den Werkzeugschaft. Es entsteht kein signifikanter Einfluss der Prozesskräfte auf die Bewegung der Spindelwelle bzw. insgesamt auf die Bewegung des Rotors, selbst bei vergleichsweise

hohen Schnitttiefen und Prozesskräften. Folglich entsteht auch kein Einfluss auf die restlichen Komponenten der Werkzeugmaschine.

- ❑ Unabhängig davon, ob idealisierte Prozesskräfte (Änderung der Kräfte nur in Abhängigkeit des Werkzeugdrehwinkels und des Vorschubs) oder Prozesskräfte unter Berücksichtigung möglicher Kraftänderungen durch Interaktionen (Änderung der Kräfte in Abhängigkeit des Werkzeugdrehwinkels, des Vorschubs sowie zusätzliche Variation der Prozesskräfte durch Werkzeugdeformation, Werkzeug- und Spindelbewegung und umgekehrt) verwendet werden, ändert sich die Interaktion zwischen Prozess und Werkzeug nicht signifikant.
- ❑ Rundheitsfehler des Werkzeugs und Einspannfehler des Werkzeugschafts beeinflussen direkt die Werkzeug- und Prozesskinematik und wirken sich je nach Güte der Werkzeugschnittstelle sowie individueller Beschaffenheit des Werkzeugs signifikant aus.

In [Reic17] wurde bereits die Erkenntnis publiziert, dass beim Mikrofräsen eine Trennung von Spindel und Werkzeugmaschine und die Einführung des Begriffs Spindel-Werkzeug-System notwendig ist, da es bei der Mikrofräsbearbeitung zu einem überproportionalen Einfluss der Spindel-Werkzeug-Exzentrizität und den vorhandenen Plan- und Rundlaufabweichungen des Spindel-Werkzeug-Systems auf das Arbeitsergebnis kommt. Darauf aufbauend wurde statt der Verwendung des Begriffs Prozess-Maschine-Interaktion der Begriff Mikro-Maschine-Spindel-Prozess-Interaktion (MikroMSPI) definiert, um den übermäßigen Einfluss des Spindel-Werkzeug-Systems zu verdeutlichen [Reic17].

Ausgehend von den hier aufgelisteten Erkenntnissen kann die Notwendigkeit dieser getrennten Betrachtung von Werkzeugspindel und Maschine bestätigt werden. Darüber hinaus zeigen die simulationsgestützten Untersuchungen dieser Arbeit, dass nicht nur die Werkzeugspindel und die Werkzeugmaschine als separate Aspekte betrachtet werden können, sondern dass auch eine getrennte Betrachtung von Werkzeugspindel und Werkzeug zweckmäßig ist. So kann bei der spanenden Mikrobearbeitung gezielt die auftretende **Prozess-Werkzeug-Interaktion** untersucht werden, da eine Interaktion lediglich zwischen diesen beiden Komponenten auftritt. Die vergleichsweise geringen Prozesskräfte bei der spanenden Mikrobearbeitung beeinflussen das Verhalten anderer Komponenten nicht, sodass im Falle des Elektromotors, der Spindelwelle, der Werkzeugschnittstelle und auch der Werkzeugmaschine selbst lediglich eine Beeinflussung der Werkzeug- und Prozesskinematik stattfindet, jedoch keine Interaktion.

11 Zusammenfassung und Ausblick

Zur Herstellung kleinster Bauteile existiert eine Vielzahl von Fertigungsverfahren. Spanende Verfahren wie das Mikrodrehen, Mikrofräsen, Mikroschleifen und Mikrobohren bieten im Gegensatz zu spanlosen Verfahren eine Reihe von Vorteilen, weswegen die spanende Mikrobearbeitung eine zunehmende Verbreitung findet. Bei der spanenden Mikrobearbeitung muss die eingesetzte Werkzeugmaschine eine sehr hohe Genauigkeit erreichen, um kleinste Bauteile unter Einhaltung der Form- und Maßvorgaben herzustellen. Ebenso werden kleine Werkzeuge benötigt, welche strukturbedingt eine geringe Steifigkeit aufweisen. Aufgrund der geringen Abmessungen der Werkzeuge müssen prozessbedingte Kräfte bei der Auslegung der Werkzeuge und der Prozessstrategie berücksichtigt werden. Sowohl zur Reduzierung prozessbedingter Kräfte als auch zur Steigerung der Produktivität sind hohe Schnittgeschwindigkeiten notwendig. Durch diese Faktoren ergibt sich insgesamt eine äußerst störungsanfällige Wirkkette vom Maschinengestell und dem Fundament über die Vorschubachsen und die Werkzeugspindel zum Werkzeug und schließlich dem Prozess. Zur Minimierung der Störeinflüsse ist es nicht ausreichend, einzelne Komponenten getrennt voneinander zu betrachten. Stattdessen ist es notwendig, die Interaktion zwischen dem verwendeten Mikrobearbeitungsverfahren und der verwendeten Bearbeitungsmaschine sowie deren Auswirkung auf die Bearbeitungsgenauigkeit zu verstehen. Die Interaktion zwischen Prozess und Maschine wurde in der Fertigungstechnik unter dem Begriff Prozess-Maschine-Interaktion bei der spanenden Bearbeitung mit Werkzeuggrößen über einem Millimeter bereits identifiziert und untersucht. Aufgrund der stark geänderten Größenverhältnisse bei der Mikrobearbeitung lassen sich die gewonnenen Erkenntnisse jedoch nicht direkt übertragen. Beispielsweise lässt sich eine Interaktion mit der Werkzeugmaschine (inklusive der Vorschubachsen) Komponenten der Werkzeugmaschine ausschließen, da diese aufgrund der geringen Prozesskräfte nicht signifikant beeinflusst werden.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden simulationsgestützte Methoden in Form gekoppelter Simulationsmodelle zur Analyse der Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug und Spindel bei der spanenden Mikrobearbeitung erarbeitet.

So wurde zunächst ein dynamisches Modell relevanter Maschinenkomponenten erarbeitet. Die Modellierung der Lagerung wurde sowohl für Luftlager als auch für Magnetlager durchgeführt. Zur Modellierung der Luftlager wurde auf eine vorhandene Software zurückgegriffen, welche mithilfe der Finite-Elemente-Methode die Reynolds-Gleichung zur Beschreibung der Strömung in Abhängigkeit gewählter Eingangsparameter und vorzugebender Randbedingungen löst. Anschließend wurden mithilfe der Software die dynamischen Eigenschaften in Form von Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten ermittelt. Die zwingend erforderliche multiphysikalische Modellierung der Magnetlager erfolgte zunächst mithilfe einer Software zur Mehrdomänenmodellierung. Dort wurden die relevanten Eigenschaften des Magnetlagers mithilfe analytischer Gleichungen implementiert. Der Rotor wurde als starrer Körper abgebildet. Die erforderliche Regelung wurde in Form von PID-Reglern modelliert. Im nächsten Schritt wurde das analytische Modell des Magnetlagers durch ein Finite-Elemente-Modell ersetzt. Zur Analyse kritischer Schwingungen und Biegungen wurde weiterhin ein gekoppeltes magnetostrukturelles Modell erarbeitet, welches sowohl das Magnetlager als auch den Rotor mit finiten Elementen abbildet. Die Regelung wurde durch Skripte direkt in das Finite-Elemente-Modell implementiert, sodass in diesem Fall keine Mehrdomänenmodellierung notwendig war.

Als Antriebe wurden der für die spanende Mikrobearbeitung relevante pneumatische Turbinenantrieb sowie der elektrische Asynchronmotor betrachtet. Hierfür wurde für den Turbinenantrieb ein Modell zur numerischen Strömungssimulation basierend auf der Finite-Volumen-Methode erarbeitet. Der Asynchronmotor wurde sowohl analytisch mithilfe eines T-Ersatzschaltbildes als auch mithilfe eines Finite-Elemente-Modells modelliert.

Die Spindelwelle sowie das Werkzeug wurden ebenfalls mithilfe der Finite-Elemente-Methode modelliert. Die Spindelwelle wurde dabei durch spezielle finite Elemente repräsentiert, welche zur Modellierung rotationssymmetrischer Körper geeignet sind. Hierdurch konnten die benötigte Zeit zur Simulation vor- und -nachbereitung sowie die Simulationsdauer deutlich reduziert werden. Als Werkzeuge wurden sowohl ein Mikrofräs Werkzeug als auch ein Mikroschleifstift modelliert. Hierbei wurde eine dreidimensionale Darstellung eingesetzt, um sowohl die asymmetrische Form des Werkzeugs als auch die nicht zwangsweise rotationssymmetrisch wirkenden Prozesskräfte möglichst genau abzubilden. Die zuvor ermittelten Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten der Luftlager wurden als Randbedingung implementiert.

Zur Modellierung des Prozesses wurden Gleichungen formuliert und Modelle entwickelt, um sowohl die ideale Kinematik als auch die idealen bzw. idealisierten Prozesskräfte abzubilden. Hierfür erfolgte eine gesonderte Betrachtung des Mikrofräsens und des Mikroschleifens. Für das Mikrofräsen wurde die ideale Zerspankraft mithilfe der Kienzle-Gleichung berechnet. Die ideale Kinematik wurde für ein einschneidiges Mikrofräs Werkzeug mit einem Schneidkantenradius von Null modelliert. Für das Mikroschleifen wurden idealisierte Prozesskräfte modelliert, indem zunächst Prozesskräfte gemessen wurden. Da die gemessenen Prozesskräfte jedoch zwangsläufig den Anteil, der sich durch Interaktionen und Einflüsse der Maschine ergibt, enthalten, wurden anschließend Ausgleichsrechnungen verwendet. Auf diese Weise konnte aus den gemessenen Verläufen der Prozesskräfte idealisierte periodische Verläufe extrahiert werden. Die Kinematik wurde für ein einzelnes Korn modelliert.

Für die einzelnen Simulationsmodelle der Spindelwelle, der Werkzeuge, der Prozesskräfte und der Prozesskinematik wurde anschließend eine geeignete Methode zur Kopplung erarbeitet. Hier wurde die als zwei- bzw. 2,5-dimensional modellierte Spindelwelle zunächst mithilfe einer Kontaktbedingung mit den dreidimensional modellierten Werkzeugen verknüpft. Für das Mikrofräsen wurden sowohl die unveränderte Kienzle-Gleichung, als auch eine modifizierte Kienzle-Gleichung zur Berücksichtigung möglicher Kraftänderungen durch Interaktionen, in Skriptform als Randbedingung in das rotordynamische Modell von Spindelwelle und Werkzeug implementiert. Diese modifizierte Kienzle-Gleichung berücksichtigt bei der Berechnung der Zerspankraft die zusätzliche Bewegung des Werkzeugs infolge von möglichen Interaktionen. Für das Mikroschleifen wurden sowohl die idealisierten Prozesskräfte als auch die gemessenen Prozesskräfte als Randbedingung in Form einer auf das Werkzeug wirkenden Kraft implementiert. Im Anschluss wurde das rotordynamische Modell unter Berücksichtigung der Prozesskräfte mit dem Modell zur Beschreibung der Prozesskinematik superponiert. Hierbei war es beim Mikrofräsen notwendig, die Ergebnisse des rotordynamischen Modells mit einer Rotationsmatrix zu multiplizieren.

Vor dem Einsatz der gekoppelten Simulationsmodelle wurden diese auf ihre Güte und Eignung überprüft. Hierfür wurde zunächst das Modell des Magnetlagers verifiziert. Die Eignung der Kienzle-Gleichung zur Berechnung der Zerspankraft konnte mithilfe eines Vergleichs mit experimentell ermittelten Werten der Zerspankraft bewiesen werden. Die Validierung des

rotordynamischen Modells erfolgte durch den Vergleich zwischen numerisch und experimentell ermittelten Werten der Rundlaufabweichung. In diesem Zusammenhang wurde zusätzlich die Interaktion zwischen der Spindelwelle und dem Elektromotor untersucht. Obwohl keine Interaktion beider Komponenten festgestellt wurde, konnte ein Einfluss des Elektromotors auf die Spindelwelle identifiziert werden. Bei der Validierung des rotordynamischen Modells unter Berücksichtigung des Einflusses des Elektromotors konnte eine hohe Übereinstimmung zwischen numerisch und experimentell ermittelten Werten erzielt werden.

Nach der erfolgreichen Verifikation und Validierung wurden die gekoppelten Simulationsmodelle im Anschluss verwendet, um Interaktionen bei der Mikrofräs- und Mikroschleifbearbeitung zu untersuchen. Hierbei wurde systematisch identifiziert, welche physikalischen Effekte auftreten, was die Ursache dieser Effekte ist, wie diese Effekte sich auf die spanende Mikrobearbeitung auswirken und ob es sich bei diesen Effekten tatsächlich um eine Interaktion handelt.

Zwischen der Spindelwelle und dem Werkzeug wurde keine Interaktion identifiziert, jedoch wurde deutlich, dass das rotordynamische Verhalten der Spindelwelle sich direkt auf die Werkzeug- und Prozesskinematik auswirkt. Somit ist das rotordynamische Verhalten der Spindel ein ausschlaggebender Faktor für die erreichbare Bearbeitungsgenauigkeit. Dies gilt sowohl für das Mikrofräsen als auch das Mikroschleifen. Ebenso wirken sich die Rundheitsfehler des Werkzeugs und Einspannfehler direkt auf die Werkzeug- und Prozesskinematik aus, sodass der Einsatz einer möglichst genauen Werkzeugschnittstelle sowie die Prüfung der individuellen Beschaffenheit des Werkzeugs zur Steigerung der erreichbaren Bearbeitungsgenauigkeit unerlässlich ist. Bei der simulationsgestützten Analyse der Oberflächenmodulationen konnte der Elektromotor der Werkzeugspindel als Ursache für diese Oberflächenmodulationen identifiziert werden. Hierbei handelte es sich um eine unidirektionale Beeinflussung der Werkzeug- und Prozesskinematik durch Längskräfte des Elektromotors. Dies konnte auch mithilfe einer experimentellen Validierung bestätigt werden. Eine Interaktion oder der Einfluss etwaiger Ratterschwingungen oder Aufbauschneiden konnten als Ursache ausgeschlossen werden.

Zwischen Prozess und Werkzeug wurde sowohl beim Mikrofräsen als auch beim Mikroschleifen eine Interaktion identifiziert. Hierbei führt die Vorschub- und Rotationsbewegung des Werkzeugs zu einer stetigen Änderung des Eingriffs, was eine Änderung der auftretenden Prozesskräfte bewirkt. Diese veränderten Prozesskräfte führen wiederum zu einer Werkzeugdeformation. Die Auswirkungen dieser Interaktion nehmen mit steigenden Prozesskräften zu.

Bei der Beurteilung dieser Prozess-Werkzeug-Interaktion gilt es zu beachten, dass die Interaktion auch bei Implementierung idealer bzw. idealisierter Prozesskräfte auftritt. Werden stattdessen Prozesskräfte implementiert, welche sich nicht nur aufgrund der Vorschub- und Rotationsbewegung des Werkzeugs ändern, sondern auch aufgrund der Werkzeugdeformation sowie der Werkzeug- und Spindelbewegung, lässt sich keine signifikante Änderung der Interaktion feststellen. Insgesamt beruht die Interaktion zwischen Prozess und Werkzeug bei der spanenden Mikrobearbeitung demnach auf der Wechselwirkung zwischen Vorschubbewegung, Rotationsbewegung und der daraus resultierenden Änderung der Prozesskräfte.

Die hier durchgeführten Untersuchungen konnten die Notwendigkeit der in Vorarbeiten vorgeschlagenen getrennten Betrachtung von Werkzeugspindel und Maschine und separate Analyse des Spindel-Werkzeug-Systems bestätigen. Mit der simulationsgestützten Analyse konnte darüber hinaus der Einfluss einzelner Komponenten der Werkzeugspindel, des Werkzeugs und des

Prozesses sowie deren gekoppelter Einfluss analysiert werden. So konnte ermittelt werden, dass neben der getrennten Betrachtung des Spindel-Werkzeug-Systems auch eine getrennte Betrachtung der Komponenten Prozess, Werkzeug und Spindel zweckmäßig ist, da eine Interaktion auf die beiden Komponenten Prozess und Werkzeug eingegrenzt werden konnte. Die weitergehende Untersuchung der Prozess-Werkzeug-Interaktion (PWI) kann dann erfolgen, indem zielgerichtet diese beiden Komponenten präzise modelliert werden, während die unidirektionalen Einflüsse von Spindel und Maschine separat durch Simulationen oder Messungen erfasst und implementiert werden.

In zukünftigen Analysen der Prozess-Werkzeug-Interaktion kann der Einfluss der Spindelbewegung berücksichtigt werden, ohne dass eine komplette dynamische Modellierung der Werkzeugspindel notwendig ist. Hierdurch können der Modellierungsaufwand sowie die Simulationsdauer gesenkt werden. So ist es in zukünftigen Arbeiten möglich, die Auswirkungen der Spindelbewegung bei der spanenden Mikrobearbeitung auch bei komplexen Spanbildungssimulationen zu berücksichtigen, indem die Spindelbewegung als eine zuvor durch Simulationen oder experimentell ermittelte Randbedingung implementiert wird. Im Zuge dessen kann auch der Einfluss eines Synchronmotors simulationsgestützt und experimentell analog zum beschriebenen Vorgehen beim Asynchronmotor werden, um einen Vergleich beider für die spanende Mikrobearbeitung relevanten Antriebsarten zu ermöglichen.

Weiterhin können die erarbeiteten Simulationsmodelle verwendet werden, um das Verständnis der Prozess-Werkzeug-Interaktion zu vertiefen und die Simulationsmodelle gegebenenfalls weiterzuentwickeln. So können die entstehende Oberfläche beim Mikrofräsen unter Berücksichtigung der Spindeleinflüsse und Prozess-Werkzeug-Interaktion simuliert und entsprechende Rauheitskennwerte ermittelt werden. Die Ergebnisse können im Anschluss mit gefertigten Oberflächen und experimentell ermittelten Rauheitskennwerten verglichen werden, wodurch sich beispielsweise Rückschlüsse auf den anteiligen Einfluss der elastischen und plastischen Deformation ziehen lassen. Ebenso können die Simulationsmodelle zur Ermittlung der Prozess-Werkzeug-Interaktion beim Mikroschleifen erweitert werden, um nicht nur ein einzelnes Korn abzubilden. Dadurch wird es hier ebenfalls möglich, die erzeugte Werkstückoberfläche bei veränderten Prozessparametern mit einer Vielzahl von Körnern im Eingriff unter Berücksichtigung der Prozess-Werkzeug-Interaktion und der Spindelbewegung zu ermitteln. Außerdem kann der Einfluss der Kornanzahl, der Kornverteilung und der Kornform auf die Werkzeugdeformation und -bewegung analysiert werden, ohne dass das vollständige dynamische Modell der Spindel einbezogen werden muss. In diesem Zusammenhang können auch Untersuchungen bezüglich des Vorhandenseins eines dominierenden Kornes und der Korrelation mit dem Verlauf der Unwuchtkraft untersucht werden.

Zusätzlich kann die stabilisierende Wirkung eines aktiven Magnetlagers weiter untersucht werden, um eventuell die maximale Drehzahl und die Rundlaufgenauigkeit von luftgelagerten Systemen zu erhöhen. Ebenso können die für die spanende Mikrobearbeitung relevanten Antriebskonzepte, das heißt der Turbinenantrieb, der Synchron- und der Asynchronmotor, miteinander verglichen werden. Hier gilt es, nicht nur den Wirkungsgrad zu vergleichen, sondern auch die Tendenz zu Quer- und Längskräften sowie Pulsationen des Antriebsmoments.

12 Quellenverzeichnis

- [Abel10] E. Abele, Y. Altintas, C. Brecher: Machine tool spindle units. *CIRP Annals* 59/2 (2010): S. 781-802.
- [Abel05] E. Abele, R. Nordmann, C. Ehrmann, M. Roth, A. Spiess: Aktive Motorspindel stabilisiert den Prozess. *WB Werkstatt + Betrieb* 11 (2005): S. 22-26.
- [Abel04] E. Abele, U. Fiedler: Creating Stability Lobe Diagrams during Milling. *CIRP Annals* 53/1 (2004): S. 309-312.
- [Afaz12] S.M. Afazov, S.M. Ratchev, J. Segal, A.A. Popov: Chatter modelling in micro-milling by considering process nonlinearities. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 56 (2012): S. 28-38.
- [ABL23] Air Bearings Limited: MM160B Micro-Machining Spindle. <<https://airbearings.co.uk/mm160b-micro-machining-spindle/>> - Zuletzt abgerufen am: 07.02.2023.
- [Al-B21] F. Al-Bender: *Air Bearings*. Wiley (2021).
- [Albr60] P. Albrecht: New Developments in the Theory of the Metal-Cutting Process: Part I. The Ploughing Process in Metal Cutting. *Journal of Engineering for Industry* 82/4 (1960): S. 348-357.
- [Anan17] R.S. Anand, K. Patra, M. Steiner, D. Biermann: Mechanistic modeling of micro-drilling cutting forces. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 88/1-4 (2017): S. 241-254.
- [Anan14] R.S. Anand, K. Patra: Modeling and Simulation of Mechanical Micro-Machining—A Review. *Machining Science and Technology* 18/3 (2014): S. 323-347.
- [ANSY21a] ANSYS Inc.: ANSYS Fluent Theory Guide. ANSYS Online Help Release 2021R1 (2021).
- [ANSY21b] ANSYS Inc.: ANSYS Granta EduPack. (2021).
- [ANSY21c] ANSYS Inc.: ANSYS Maxwell Help. ANSYS Online Help Release 2021R1 (2021).
- [ANSY21d] ANSYS Inc.: ANSYS Mechanical APDL Theory Reference. ANSYS Online Help Release 2021R1 (2021).
- [ANSY21e] ANSYS Inc.: ANSYS Structural Analysis Guide. ANSYS Online Help Release 2021R1 (2021).
- [ANSY21f] ANSYS Inc.: Mechanical APDL Element Reference. ANSYS Online Help Release 2021R1 (2021).
- [Arra21] P.A. Arrabiyeh: Electroless Plated Micro Pencil Grinding Tools: Conception, Manufacturing, and Application. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern (2021). *Produktionstechnische Berichte aus dem FBK* (Hrsg. J.C. Aurich). Band 02/2021.
- [Arra20] P.A. Arrabiyeh, M. Heintz, S. Kieren-Ehse, M. Bohley, B. Kirsch, J.C. Aurich: Submerged micro grinding: a metalworking fluid application study. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 107/9-10 (2020): S. 3807-3815.
- [Arra19] P.A. Arrabiyeh, M. Dethloff, C. Müller, B. Kirsch, J.C. Aurich: Optimization of Micropencil Grinding Tools Via Electrical Discharge Machining. *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 141/3 (2019).
- [Arra17] P.A. Arrabiyeh, M. Bohley, F. Ströer, B. Kirsch, J. Seewig, J.C. Aurich: Experimental Analysis for the Use of Sodium Dodecyl Sulfate as a Soluble Metal Cutting Fluid for Micromachining with Electroless-Plated Micropencil Grinding Tools. *Inventions* 2/4 (2017): S. 29.
- [Arra16] P.A. Arrabiyeh, V. Raval, B. Kirsch, M. Bohley, J.C. Aurich: Electroless Plating of Micro Pencil Grinding Tools with 5-10 μm Sized cBN Grits. *Advanced Materials Research* 1140 (2016): S. 133-140.
- [Atta19] A. Attanasio, A. Abeni, T. Özel, E. Ceretti: Finite element simulation of high speed micro milling in the presence of tool run-out with experimental validations. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 100/1-4 (2019): S. 25-35.
- [Auri19] J.C. Aurich, I. Reichenbach, M. Bohley: Ultra Small Micro End Mills. In: S. Chatti, L. Laperrière, G. Reinhart, T. Tolio (Hrsg.): *CIRP Encyclopedia of Production Engineering* Springer Berlin Heidelberg (2019): S. 1771-1777.

- [Auri17] J.C. Aurich, M. Bohley, I.G. Reichenbach, B. Kirsch: Surface quality in micro milling: Influences of spindle and cutting parameters. *CIRP Annals* 66/1 (2017): S. 101-104.
- [Auri13] J.C. Aurich, A. Bouabid, P. Steinmann, B. Kirsch: High-Performance Surface Grinding. In: B. Denkena, F. Hollmann (Hrsg.): *Process Machine Interactions* Springer Berlin Heidelberg (2013): S. 81-100.
- [Balá21] B.Z. Balázs, N. Geier, M. Takács, J.P. Davim: A review on micro-milling: recent advances and future trends. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 112/3-4 (2021): S. 655-684.
- [Bart18] S. Barth, M. Rom, C. Wrobel, F. Klocke: Modeling of the Grinding Wheel Topography Depending on the Recipe-Dependent Volumetric Composition. *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 140/2 (2018).
- [Bart14] W.J. Bartz: *Luftlagerungen und Magnetlager - Grundlagen und Anwendungen*. expert verlag (2014).
- [Bind17] A. Binder: *Elektrische Maschinen und Antriebe - Grundlagen, Betriebsverhalten*. Springer Vieweg (2017).
- [Bind05] A. Binder, T. Schneider, M. Klohr: Fixation of buried and surface mounted magnets in high-speed permanent magnet synchronous motors. In: IEEE (Hrsg.): *Fourtieth IAS Annual Meeting. Conference Record of the IEEE Industry Applications Society Annual Meeting (IAS)* (2005): S. 2843-2848.
- [Bohl20] M. Bohley: *Prozess-Maschine-Interaktion beim Mikrofräsen von cp-Titan*. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern (2020). *Produktionstechnische Berichte aus dem FBK* (Hrsg. J.C. Aurich). Band 03/2020.
- [Böke19] A. Böker, H. Paerschke, E. Boggasch: *Elektrotechnik für Gebäudetechnik und Maschinenbau*. Springer Vieweg (2019).
- [Bolt18] E. Bolte: *Elektrische Maschinen - Grundlagen, Magnetfelder, Erwärmung, Funktionsprinzipien, Betriebsarten, Einsatz, Entwurf, Wirtschaftlichkeit*. Springer Vieweg (2018).
- [Bosw18] B. Boswell, M.N. Islam, I.J. Davies: A review of micro-mechanical cutting. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 94/1-4 (2018): S. 789-806.
- [Brec17] C. Brecher, M. Weck: *Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme 2 - Konstruktion, Berechnung und messtechnische Beurteilung*. Springer Berlin Heidelberg (2017).
- [Brec13] C. Brecher, R. Hermes, M. Esser: HPC - Stability Simulation. In: B. Denkena, F. Hollmann (Hrsg.): *Process Machine Interactions* Springer Berlin Heidelberg (2013): S. 179-201.
- [Brin13] E. Brinksmeier, O. Riemer, C. Brandao, A. Meier, F. Böhmermann: Potentiale der Mikrofertigung - Neue Wege der Bearbeitung und innovative Maschinenkonzepte. *Industrie Management* 29 (2) (2013): S. 20-24.
- [Brin12] E. Brinksmeier, W. Preuss: Micro-machining. *Philosophical transactions. Series A, Mathematical, physical, and engineering sciences* 370/1973 (2012): S. 3973-3992.
- [Brin06] E. Brinksmeier, J.C. Aurich, E. Govekar, C. Heinzel, H.-W. Hoffmeister, F. Klocke, J. Peters, R. Rentsch, D.J. Stephenson, E. Uhlmann, K. Weinert, M. Wittmann: Advances in Modeling and Simulation of Grinding Processes. *CIRP Annals* 55/2 (2006): S. 667-696.
- [Brud07] G. Brudek: *Beiträge zur Prozessanalyse in der Mikrozerspanung - Insbesondere für das Mikrofräsen*. Shaker Verlag (2007).
- [Capp14] S. Cappa, D. Reynaerts, F. Al-Bender: Reducing the Radial Error Motion of an Aerostatic Journal Bearing to a Nanometre Level: Theoretical Modelling. *Tribology Letters* 53/1 (2014): S. 27-41.
- [Carr16] M. Carrella: *Zerspanungsmechanismen beim Mikroschleifen von einkristallinem Silizium*. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern (2016). *Produktionstechnische Berichte aus dem FBK* (Hrsg. J.C. Aurich). Band 03/2016.
- [Chae06] J. Chae, S.S. Park, T. Freiheit: Investigation of micro-cutting operations. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 46/3-4 (2006): S. 313-332.
- [Chan08] H.-C. Chang, J.-J.J. Wang: A stochastic grinding force model considering random grit distribution. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 48/12-13 (2008): S. 1335-1344.

- [Chen02] L.-Q. Chen: Phase-Field Models for Microstructure Evolution. Annual Review of Materials Research 32/1 (2002): S. 113-140.
- [Chen17] X. Chen, L. Li, Q. Wu: Effects of abrasive grit shape on grinding performance. In: IEEE (Hrsg.): 23rd International Conference on Automation and Computing (ICAC) (2017): S. 1-5.
- [Chen06] X.-D. Chen, X.-M. He: The effect of the recess shape on performance analysis of the gas-lubricated bearing in optical lithography. Tribology International 39/11 (2006): S. 1336-1341.
- [Davo17] A. Davoudinejad, G. Tosello, P. Parenti, M. Annoni: 3D Finite Element Simulation of Micro End-Milling by Considering the Effect of Tool Run-Out. Micromachines 8/6 (2017): S. 187.
- [Denk13] B. Denkena: Process Machine Interactions - Prediction and Manipulation of Interactions Between Manufacturing Processes and Machine Tool Structures. Springer Berlin Heidelberg (2013).
- [Denk11] B. Denkena, H.K. Tönshoff: Spanen - Grundlagen. Springer (2011).
- [Denk10] B. Denkena, H.M. Litwinski, W. Bickel: Methode zur motorintegrierten Spindeldämpfung. Paderborner Workshop Entwurf mechatronischer Systeme (2010): S. 309-318.
- [DIN11] DIN 69893-1: Kegel-Hohlschäfte mit Plananlage - Teil 1: Kegel-Hohlschäfte Form A und Form C; Maße und Ausführung. Beuth Verlag (2011).
- [DIN03a] DIN 8580: Fertigungsverfahren - Begriffe, Einteilung. Beuth Verlag (2003).
- [DIN03b] DIN 8589-0: Fertigungsverfahren Spanen - Teil 0: Allgemeines; Einordnung, Unterteilung, Begriffe. Beuth Verlag (2003).
- [DIN03c] DIN 8589-11: Fertigungsverfahren Spanen - Teil 11: Schleifen mit rotierendem Werkzeug; Einordnung, Unterteilung, Begriffe. Beuth Verlag (2003).
- [DIN03d] DIN 8589-3: Fertigungsverfahren Spanen - Teil 3: Fräsen; Einordnung, Unterteilung, Begriffe. Beuth Verlag (2003).
- [Dres16] H. Dresig, F. Holzweißig: Maschinendynamik. Springer Berlin Heidelberg (2016).
- [Dupo06] R. Dupont: Isotrop und fliehkraftinvariant gestaltetes, gasgeschmiertes Spiralrillennager in Kegelbauform für höchste Drehfrequenzen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern (2006).
- [Dyso99] J. Dyson, B. Darvell: Flow and free running speed characterization of dental air turbine hand-pieces. Journal of Dentistry 27/7 (1999): S. 465-477.
- [Egas11] K. Egashira, S. Hosono, S. Takemoto, Y. Masao: Fabrication and cutting performance of cemented tungsten carbide micro-cutting tools. Precision Engineering 35/4 (2011): S. 547-553.
- [Engm11] J. Engmann: Galvanisch gebundene Mikroschleifstifte - Entwicklung, Herstellung und Einsatz. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern (2011). Produktionstechnische Berichte aus dem FBK (Hrsg. J.C. Aurich). Band 01/2011.
- [Faru12] M.O. Faruque, V. Dinavahi, M. Steurer, A. Monti, K. Strunz, J.A. Martinez, G.W. Chang, J. Jatskevich, R. Iravani, A. Davoudi: Interfacing Issues in Multi-Domain Simulation Tools. IEEE Transactions on Power Delivery 27/1 (2012): S. 439-448.
- [Fass07] R.P. Fassen: Chatter prediction and control for high-speed milling: modelling and experiments. Dissertation, Technische Universität Eindhoven (2007).
- [Fiel18] A. Field: Discovering statistics using IBM SPSS statistics. SAGE (2018).
- [Fili08] S. Filiz, L. Xie, L.E. Weiss, O.B. Ozdoganlar: Micromilling of microbarbs for medical implants. International Journal of Machine Tools and Manufacture 48/3-4 (2008): S. 459-472.
- [Fisc00] S. Fischer: Fertigungssysteme zur spanenden Herstellung von Mikrostrukturen. Shaker Verlag (2000).
- [Frie96] C.R. Friedrich, M.J. Vasile: The micromilling process for high aspect ratio microstructures. Microsystem Technologies 2/3 (1996): S. 144-148.
- [Fris10] M.I. Friswell, J.E.T. Penny, S.D. Garvey, A.W. Lees: Dynamics of Rotating Machines. Cambridge University Press (2010).
- [Früc82] J. Früchtenicht, H. Jordan, H.O. Seinsch: Exzentrizitätsfelder als Ursache von Laufinstabilitäten bei Asynchronmaschinen. Archiv für Elektrotechnik 65/4-5 (1982): S. 283-292.
- [Gäbl10] J. Gäbler, S. Pleger: Precision and micro CVD diamond-coated grinding tools. International Journal of Machine Tools and Manufacture 50/4 (2010): S. 420-424.

- [Gang11] Z. Gang, J. Dede, R. Juan, Y. Qingzhen, Z. Xue, W. Chunlan: Integrated Design and Research of Active Magnetic Bearing-Sensor. 2011 Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation (2011 - 2011): S. 433-436.
- [Gao19] Q. Gao, W. Chen, L. Lu, D. Huo, K. Cheng: Aerostatic bearings design and analysis with the application to precision engineering: State-of-the-art and future perspectives. *Tribology International* 135 (2019): S. 1-17.
- [Gao16] S. Gao, K. Cheng, H. Ding, H. Fu: Multiphysics-based design and analysis of the high-speed aerostatic spindle with application to micro-milling. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 230/7 (2016): S. 852-871.
- [Gasc02] R. Gasch, R. Nordmann, H. Pfützner: *Rotordynamik*. Springer Berlin Heidelberg (2002).
- [Grec19] S. Greco, A. Lange, B. Kirsch, J.C. Aurich: Simulation-based design of an ultrasonic-assisted air bearing spindle for micro machining. *Procedia CIRP* 82 (2019): S. 160-165.
- [Grim11] S. Grimske, N. Kong, B. Röhligh, J.P. Wulfsberg: Square foot manufacturing - Advanced design and implementation of mechanical interfaces. 11th International Conference of the European Society for Precision Engineering & Nanotechnology (2011): S. 209-212.
- [Gros80] W.A. Gross: *Fluid film lubrication*. Wiley (1980).
- [Grot18] K.-H. Grote, B. Bender, D. Göhlich (Hrsg.): *Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer Vieweg (2018).
- [Grze16] W. Grzesik: *Advanced machining processes of metallic materials - Theory, modelling and applications*. Elsevier (2016).
- [Hoff03] H.-W. Hoffmeister, M. Hlavac, H.H. Gatzel, C. Morsbach: Mikrostrukturierung durch Schleifen. In: M. Weck (Hrsg.): *Abschlusskolloquium DFG Schwerpunktprogramm 1012 Mikromechanische Produktionstechnik - Aachen, 21. Mai 2003*. Shaker Verlag (2003).
- [Haef17] Haefeli Diamantwerkzeugfabrik AG: *Product catalog for internal grinding* (2017).
- [Hamr91] J.B. Hamrock, R.S. Schmid, O.B. Jacobson: *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. NASA Reference Publication 1255 (1991).
- [Hein20] M. Heintz, P. Arrabiyeh, B. Kirsch, J.C. Aurich: Herstellung von Schleifwerkzeugen für die Mikrobearbeitung mithilfe eines chemischen Nickel-Phosphor-Dispersions-Beschichtungsverfahrens. In: H.-W. Hoffmeister, B. Denkena (Hrsg.): *Jahrbuch Schleifen, Honen, Läppen und Polieren - Verfahren und Maschinen*. Vulkan (2020): S. 16-25.
- [Heis14] U. Heisel, F. Klocke, E. Uhlmann, G. Spur (Hrsg.): *Handbuch Spanen*. Hanser (2014).
- [Hirs12] A. Hirsch: *Werkzeugmaschinen - Grundlagen, Auslegung, Ausführungsbeispiele*. Springer Vieweg (2012).
- [Hoff20] H.-W. Hoffmeister, B. Denkena (Hrsg.): *Jahrbuch Schleifen, Honen, Läppen und Polieren - Verfahren und Maschinen*. Vulkan (2020).
- [Hou03] Z.B. Hou, R. Komanduri: On the mechanics of the grinding process – Part I. Stochastic nature of the grinding process. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 43/15 (2003): S. 1579-1593.
- [Howa15] C.Q. Howard, B.S. Cazzolato: *Acoustic analyses using MATLAB and ANSYS*. CRC Press/Spon Press (2015).
- [Huen00] V. Huentrup: *Untersuchungen zur Mikrostrukturierbarkeit von Stählen durch das Fertigungsverfahren Fräsen*. Dissertation, Universität Karlsruhe (2000).
- [Huo13] D. Huo, K. Cheng: *Micro Cutting Mechanics*. In: K. Cheng, D. Huo (Hrsg.): *Micro-Cutting* John Wiley & Sons Ltd (2013): S. 19-44.
- [Inam97] T. Inamura, S. Shimada, N. Takezawa, N. Nakahara: Brittle/Ductile Transition Phenomena Observed in Computer Simulations of Machining Defect-Free Monocrystalline Silicon. *CIRP Annals* 46/1 (1997): S. 31-34.
- [Inas13] I. Inasaki: *Process Machine Interactions*. *Journal of SME-Japan* (2013): S. 1-6.
- [Inas01] I. Inasaki, B. Karpuschewski, H.-S. Lee: Grinding Chatter – Origin and Suppression. *CIRP Annals* 50/2 (2001): S. 515-534.

- [Inst17] Institute of Electrical and Electronics Engineers: 112-2017 - IEEE Standard Test Procedure for Polyphase Induction Motors and Generators. (2017).
- [Iser08] R. Isermann: Mechatronische Systeme - Grundlagen. Springer Berlin Heidelberg (2008).
- [ISO14] ISO 7388-1: Werkzeugschäfte mit Kegel 7/24 für automatischen Werkzeugwechsel - Teil 1: Maße und Bezeichnung von Schäften der Formen A, AD, AF, U, UD und UF. Beuth Verlag (2014).
- [Jack99] J.D. Jackson: Classical electrodynamics. Wiley (1999).
- [Jaha10] S. Jahanmir, Z. Ren, H. Heshmat, M. Tomaszewski: DESIGN AND EVALUATION OF AN ULTRAHIGH SPEED MICRO-MACHINING SPINDLE. *Machining Science and Technology* 14/2 (2010): S. 224-243.
- [Jang14] H.-D. Jang, J. Kim, D.-C. Han, D.-Y. Jang, H.-J. Ahn: Improvement of high-speed stability of an aerostatic bearing-rotor system using an active magnetic bearing. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing* 15/12 (2014): S. 2565-2572.
- [Jin12] X. Jin, Y. Altintas: Prediction of micro-milling forces with finite element method. *Journal of Materials Processing Technology* 212/3 (2012): S. 542-552.
- [Jord81] H. Jordan, R.-D. Schroeder, H.O. Seinsch: Zur Berechnung einseitigmagnetischer Zugkräfte in Drehfeldmaschinen. *Archiv für Elektrotechnik* 63/2 (1981): S. 117-124.
- [Jun06a] M.B.G. Jun, X. Liu, R.E. DeVor, S.G. Kapoor: Investigation of the Dynamics of Microend Milling—Part I: Model Development. *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 128/4 (2006): S. 893-900.
- [Jun06b] M.B.G. Jun, R.E. DeVor, S.G. Kapoor: Investigation of the Dynamics of Microend Milling—Part II: Model Validation and Interpretation. *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 128/4 (2006): S. 901-912.
- [Kana07] N. Kanani: Chemische Vernicklung - Nickel-Phosphor-Schichten; Herstellung - Eigenschaften - Anwendungen. Leuze (2007).
- [Keye13] D.E. Keyes, L.C. McInnes, C. Woodward, W. Gropp, E. Myra, M. Pernice, J. Bell, J. Brown, A. Clo, J. Connors, E. Constantinescu, D. Estep, K. Evans, C. Farhat, A. Hakim, G. Hammond, G. Hansen, J. Hill, T. Isaac, X. Jiao, K. Jordan, D. Kaushik, E. Kaxiras, A. Koniges, K. Lee, A. Lott, Q. Lu, J. Magerlein, R. Maxwell, M. McCourt, M. Mehl, R. Pawlowski, A.P. Randles, D. Reynolds, B. Rivière, U. Rüdte, T. Scheibe, J. Shadid, B. Sheehan, M. Shephard, A. Siegel, B. Smith, X. Tang, C. Wilson, B. Wohlmuth: Multiphysics simulations. *The International Journal of High Performance Computing Applications* 27/1 (2013): S. 4-83.
- [Kien52] O. Kienzle: Die Bestimmung von Kräften und Leistungen an spanenden Werkzeugen und Werkzeugmaschinen. *VDI-Z* 94/11/12 (1952): S. 299-305.
- [Kier21] S. Kieren-Ehse, L. Böhme, L. Morales-Rivas, J. Lösch, B. Kirsch, E. Kerscher, M. Kopnarski, J.C. Aurich: The influence of the crystallographic orientation when micro machining commercially pure titanium: A size effect. *Precision Engineering* 72 (2021): S. 158-171.
- [Kier20] S. Kieren-Ehse, M. Bohley, T. Mayer, B. Kirsch, J.C. Aurich: Effect of high spindle speeds on micro end milling of commercially pure titanium. In: R. Leach, D. Billington, C. Nisbet, D. Phillips (Hrsg.): *Proceedings of the 20th International Conference of the European Society for Precision Engineering and Nanotechnology - June 8th-12th June 2020, virtual conference*. euspen (2020): S. 63-66.
- [Kimm10a] M.H. Kimman, H.H. Langen, R.H. Munnig Schmidt: A miniature milling spindle with Active Magnetic Bearings. *Mechatronics* 20/2 (2010): S. 224-235.
- [Kimm10b] M.H. Kimman: Design of a Micro Milling Setup with an Active Magnetic Bearing Spindle. Dissertation, Technical University Delft (2010).
- [Kist23] Kistler Instrumente AG: Mehrkomponenten-Dynamometer MiniDyn. <<https://www.kistler.com/DE/de/cp/mehrkomponenten-dynamometer-9119a/P0000605>> - Zuletzt abgerufen am 18.08.2023.
- [Klin18] J. Klingmann: The world's most accurate lathe - Large Optics Diamond Turning Machine (LODTM). <<https://str.lnl.gov/str/April01/Klingmann.html>> - Zuletzt abgerufen am: 20.06.2018.
- [Kloc18] F. Klocke: Zerspanung mit geometrisch unbestimmter Schneide. Springer Vieweg (2018).

- [Kloc17] F. Klocke: Fertigungsverfahren 1 - Zerspanung mit geometrisch bestimmter Schneide. Springer Vieweg (2017).
- [Kloc07] F. Klocke, T. Bergs, D. Veselovac, K. Arntz, F.J. Quito, S. Kratz: Von der Makro- zur Mikrowelt - Herausforderung für den Mikroformenbau. *wt Werkstatttechnik online* 97/11-12 (2007): S. 842-846.
- [Knig22] A. Knight: Induction Machine Equivalent Circuit Model. Hosted by University of Calgary. <https://people.ucalgary.ca/~aknigh/electrical_machines/induction/im_circuit.html> - Zuletzt abgerufen am: 16.05.2022.
- [Knue04] M. Knuefermann, P.A. McKeown: A Model for Surface Roughness in Ultraprecision Hard Turning. *CIRP Annals* 53/1 (2004): S. 99-102.
- [Koma01] R. Komanduri, L.M. Raff: A review on the molecular dynamics simulation of machining at the atomic scale. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture 215/12 (2001): S. 1639-1672.
- [Krek51] K. Krekeler: Die Zerspanbarkeit der metallischen und nichtmetallischen Werkstoffe. Springer (1951).
- [Land87] L.D. Landau, E.M. Lifšic: Fluid mechanics. Pergamon Press (1987).
- [Lang22a] A. Lange, D. Müller, B. Kirsch, J.C. Aurich: Simulation-based investigation of the interaction between tool and workpiece in grinding with micro pencil grinding tools. In: R. Leach, A. Akrofi-Ayesu, C. Nisbet, D. Phillips (Hrsg.): Proceedings of the 22nd International Conference of the European Society for Precision eEngineering and Nanotechnology - May 30th- 03rd June 2022. *euspens* (2022): S. 483-486.
- [Lang22b] A. Lange, D. Müller, B. Kirsch, J.C. Aurich: Numerical analysis of process-tool-interactions in micro milling. *Procedia CIRP* 108 (2022): S. 299-304.
- [Lang21a] A. Lange, B. Kirsch, M. Heintz, J.C. Aurich: Physical Modeling of Process-Machine-Interactions in Micro Machining. In: C. Garth (Hrsg.): 2nd International Conference of the DFG International Research Training Group 2057 - Physical Modeling for Virtual Manufacturing - IPVMV 2020, November 16-18, 2020, Schloss Dagstuhl, Wadern, Germany (virtual conference). Schloss Dagstuhl - Leibniz-Zentrum für Informatik GmbH Dagstuhl Publishing (2021): 2:1-2:20.
- [Lang21b] A. Lange, D. Müller, M. Heintz, B. Kirsch, J.C. Aurich: Modeling of process-machine-interactions in micro end milling. *Procedia CIRP* 102 (2021): S. 512-517.
- [Lang21c] A. Lange, D. Müller, B. Kirsch, J.C. Aurich: Numerical analysis of magnetic bearings for micro machining applications. In: R. Leach, C. Nisbet, D. Phillips (Hrsg.): Proceedings of the 21st International Conference of the European Society for Precision Engineering and Nanotechnology - June 7th-10th June 2021, virtual conference. *euspens* (2021): S. 247-250.
- [Lang20] A. Lange, D. Müller, J.C. Aurich: Magneto-structural modelling of micro machining spindles supported by active magnetic bearings. In: R. Leach, D. Billington, C. Nisbet, D. Phillips (Hrsg.): Proceedings of the 20th International Conference of the European Society for Precision Engineering and Nanotechnology - June 8th-12th June 2020, virtual conference. *euspens* (2020): S. 221-224.
- [Lang09] P. Langenbeck: Wirtschaftliche Mikrobearbeitung - Wege zur Perfektion mit Luftlagertechnik und optischer Messtechnik. Hanser (2009).
- [Lech14] S. Lecheler: Numerische Strömungsberechnung. Springer Fachmedien Wiesbaden (2014).
- [Lee06] D.E. Lee, I. Hwang, C.M.O. Valente, J.F.G. Oliveira, D.A. Dornfeld: Precision Manufacturing Process Monitoring with Acoustic Emission. In: L. Wang, R. X. Gao (Hrsg.): Condition Monitoring and Control for Intelligent Manufacturing Springer-Verlag (2006): S. 33-54.
- [Lian13] Y.-C. Liang, Q.-S. Bai, J.-X. Chen: Modelling and Simulation of Micro Cutting. In: K. Cheng, D. Huo (Hrsg.): Micro-Cutting John Wiley & Sons Ltd (2013): S. 115-151.
- [Liu13] Y. Liu, A. Warkentin, R. Bauer, Y. Gong: Investigation of different grain shapes and dressing to predict surface roughness in grinding using kinematic simulations. *Precision Engineering* 37/3 (2013): S. 758-764.
- [Li15] W. Li, Z.X. Zhou, H. Xiao, B. Zhang: Design and evaluation of a high-speed and precision micro-spindle. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 78/5-8 (2015): S. 997-1004.

- [Li14] W. Li, Z.-X. Zhou, X.-M. Huang, Z.-J. He, Y. Du: Development of a high-speed and precision micro-spindle for micro-cutting. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing* 15/11 (2014): S. 2375-2383.
- [Löwe14] A. Löwenstein (Hrsg.): *Steigerung der Wirtschaftlichkeit beim Mikrofräsen durch Schneidkantenpräparation mittels Tauchgleitläppen*. Fraunhofer-Verlag (2014).
- [Maen20] S. Maeng, P.A. Lee, B.H. Kim, S. Min: An Analytical Model for Grinding Force Prediction in Ultra-Precision Machining of WC with PCD Micro Grinding Tool. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology* 7/6 (2020): S. 1031-1045.
- [Mahm15] H. Mahmoud, N. Bianchi: Eccentricity in Synchronous Reluctance Motors—Part I: Analytical and Finite-Element Models. *IEEE Transactions on Energy Conversion* 30/2 (2015): S. 745-753.
- [Male09] M. Malekian, S.S. Park, M.B. Jun: Modeling of dynamic micro-milling cutting forces. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 49/7-8 (2009): S. 586-598.
- [Mame21] A. Mamedov: Micro milling process modeling: a review. *Manufacturing Review* 8/3 (2021).
- [Masc06] B.A. Mascardelli, S.S. Park, T. Freiheit: Substructure Coupling of Micro-End Mills. *Manufacturing Engineering and Textile Engineering* (2006): S. 145-150.
- [Masl09] E.H. Maslen, G. Schweitzer: *Magnetic Bearings*. Springer Berlin Heidelberg (2009).
- [Mode89] K. Modemann: *Schwingungsbedingte Werkstückoberflächenmodulationen bei der Ultrapräzisionsdrehbearbeitung*. Dissertation, Technische Hochschule Aachen (1989).
- [Müll18] C. Müller: *Kompakte Luftlagerspindeln für die spanende Mikrobearbeitung auf Desktop-Werkzeugmaschinen*. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern (2018). Produktionstechnische Berichte aus dem FBK (Hrsg. J.C. Aurich). Band 01/2019.
- [Müll17a] C. Müller, S. Greco, B. Kirsch, J.C. Aurich: A Finite Element Analysis of Air Bearings Applied in Compact Air Bearing Spindles. *Procedia CIRP* 58 (2017): S. 607-612.
- [Müll17b] C. Müller, B. Kirsch, J.C. Aurich: Compact Air Bearing Spindles for Desktop Sized Machine Tools. In: J. P. Wulfsberg, A. Sanders (Hrsg.): *Small Machine Tools for Small Workpieces* Springer International Publishing (2017): S. 21-34.
- [Müll19] D. Müller, B. Kirsch, J.C. Aurich: The influence of structured flank faces on cooling performance when drilling. *Procedia CIRP* 82 (2019): S. 415-420.
- [Müll08] G. Müller, K. Vogt, B. Ponick: *Berechnung elektrischer Maschinen*. Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA (2008).
- [Murt12] J.Y. Murthy, S.R. Mather: Computational Heat Transfer in Complex Systems: A Review of Needs and Opportunities. *Journal of Heat Transfer* 134/3 (2012).
- [Ober10] D. Oberschmidt: *Mikrofräsen mit zylindrischen Diamant-Schafffräswerkzeugen*. Fraunhofer Verl. (2010).
- [Oert15] H. Oertel, M. Böhle, T. Reviol: *Strömungsmechanik - Für Ingenieure und Naturwissenschaftler*. Springer Vieweg (2015).
- [Okaz01] Y. Okazaki, T. Mori: Desktop NC Milling machine with 200 krpm Spindle. *Proceedings of 2001 ASPE Annual Meeting* (2001): S. 192-195.
- [Park92] K. Parker: *Plating and Surface Finishing*. (1992): S. 29-33.
- [Park08] H.W. Park, S.Y. Liang: Force modeling of micro-grinding incorporating crystallographic effects. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 48/15 (2008): S. 1658-1667.
- [Path04] J. Pathak et al.: *Next generation spindles for micromilling* (2004).
- [Pauc08] E. Paucksch, S. Holsten, M. Linß, F. Tikal: *Zerspantechnik - Prozesse, Werkzeuge, Technologien*. Vieweg + Teubner (2008).
- [Paul19] S. Paul, R. Paul: *Elektromagnetische Felder und ihre Anwendungen*. Springer Vieweg (2019).
- [Perr16] G.M. Perri, M. Bräunig, G. Di Gironimo, M. Putz, A. Tarallo, V. Wittstock: Numerical modelling and analysis of the influence of an air cooling system on a milling machine in virtual environment. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 86/5-8 (2016): S. 1853-1864.
- [Piet21] W.D. Pietruszka, M. Glöckler: *MATLAB und Simulink in der Ingenieurpraxis - Modellbildung, Berechnung und Simulation*. Springer Vieweg (2021).

- [Pfla81] W. Pflaßmann, D. Schulz (Hrsg.): Handbuch Elektrotechnik. Springer Vieweg (2016).
- [Powe70] J.W. Powell: Design of aerostatic bearings. Machinery Pub (1970).
- [Prat19] A. Pratap, K. Patra, A.A. Dyakonov: A comprehensive review of micro-grinding: emphasis on toolings, performance analysis, modeling techniques, and future research directions. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 104/1-4 (2019): S. 63-102.
- [Rapa96] D.C. Rapaport, R.L. Blumberg, S.R. McKay, W. Christian: The Art of Molecular Dynamics Simulation. Computers in Physics 10/5 (1996): S. 456.
- [Redd13] J.N. Reddy: An Introduction to Continuum Mechanics, Second Edition. Cambridge University Press (2013).
- [Reic17] I.G. Reichenbach: Beitrag zur Beherrschung der Mikrofräsbearbeitung von Polymethylmethacrylat. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern (2017). Produktionstechnische Berichte aus dem FBK (Hrsg. J.C. Aurich). Band 01/2017.
- [Reic13] I.G. Reichenbach, M. Bohley: Micromachining of CP-Titanium on a Desktop Machine - Study on Bottom Surface Quality in Micro End Milling. Advanced Materials Research 769 (2013): S. 53-60.
- [Reyn83] O. Reynolds: XXIX. An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water shall be direct or sinuous, and of the law of resistance in parallel channels. Philosophical Transactions of the Royal Society of London 174 (1883): S. 935-982.
- [Riem01] O. Riemer: Trennmechanismen und Oberflächenfeingestalt bei der Mikrozerspannung kristalliner und amorpher Werkstoffe. Shaker Verlag (2001).
- [Rodd19] W. Roddeck: Einführung in die Mechatronik. Springer Vieweg (2019).
- [Rusk04] M. Ruskowski: Aufbau und Regelung aktiver Magnetführungen. VDI-Verlag (2004).
- [Salg05] M.A. Salgado, L.N. López de Lacalle, A. Lamikiz, J. Muñoa, J.A. Sánchez: Evaluation of the stiffness chain on the deflection of end-mills under cutting forces. International Journal of Machine Tools and Manufacture 45/6 (2005): S. 727-739.
- [Scha06] K. Schauer: Entwicklung von Hartmetallwerkzeugen für die Mikrozerspannung mit definierter Schneide. Fraunhofer-IRB-Verlag (2006).
- [Schm06] K.H. Schmidt: Mikrofräswerkzeuge aus Hartmetall - Systeme für Herstellung und Anwendung. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern (2006).
- [Schn17] F. Schneider: Analyse der Spanbildung und Oberflächenmorphologie beim Mikrospanen von Titanwerkstoffen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern (2017). Produktionstechnische Berichte aus dem FBK (Hrsg. J.C. Aurich). Band 04/2017.
- [Schö02] H. Schönherr: Spanende Fertigung. Oldenbourg (2002).
- [Schr17] D. Schröder: Elektrische Antriebe. Springer Vieweg (2017).
- [Sett19] D. Setti, B. Kirsch, J.C. Aurich: Experimental investigations and kinematic simulation of single grit scratched surfaces considering pile-up behaviour: grinding perspective. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 103/1-4 (2019): S. 471-485.
- [Shen18] J. Shen, X. Qin, Y. Wang: High-speed permanent magnet electrical machines — applications, key issues and challenges. CES Transactions on Electrical Machines and Systems 2/1 (2018): S. 23-33.
- [Smyt51] W.R. Smythe: Static and dynamic electricity. Journal of the Franklin Institute 251/3 (1951): S. 401.
- [Steil2] W. Steinhilper, A. Albers: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 - Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben. Springer Berlin Heidelberg (2012).
- [Sung07] H. Sung: High-Speed Fluid Bearing Micro-Spindles for Meso-Scale Machine Tools (mMTs). Dissertation, Northwestern University Evanston (2007).
- [Szab66] I. Szabó: Einführung in die Technische Mechanik - Nach Vorlesungen. Springer Berlin Heidelberg (1966).
- [Tana01] M. Tanaka: Development of desktop machining microfactory. RIKEN Review 34 (2001): S. 46-49.

- [Tang68] I.C. Tang: Inertia effects of air in an externally pressurized gas bearing. *Acta Mechanica* 5/1 (1968): S. 71-82.
- [Tans98] I. Tansel, O. Rodriguez, M. Trujillo, E. Paz, W. Li: Micro-end-milling—I. Wear and breakage. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 38/12 (1998): S. 1419-1436.
- [Teig13] J. Teigelkötter: Energieeffiziente elektrische Antriebe - Grundlagen, Leistungselektronik, Betriebsverhalten und Regelung von Drehstrommotoren. Springer Vieweg (2013).
- [Tika09] F. Tikal (Hrsg.): Schneidkantenpräparation - Ziele, Verfahren und Messmethoden; Berichte aus Industrie und Forschung. Kassel University Press (2009).
- [Timo32] S. Timoshenko: Schwingungsprobleme der Technik. Springer Berlin Heidelberg (1932).
- [Tsch05] H. Tschätsch: Praxis der Zerspantechnik - Verfahren, Werkzeuge, Berechnung. Vieweg (2005).
- [Uhlm20] E. Uhlmann: Werkzeugmaschinen für die Mikroproduktion. In: B. Bender, D. Göhlich (Hrsg.): *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau 2: Anwendungen* Springer Berlin Heidelberg (2020): S. 1219-1227.
- [Uhlm13] E. Uhlmann, F. Mahr, Y. Shi, U. von Wagner: Process Machine Interactions in Micro Milling. In: B. Denkena, F. Hollmann (Hrsg.): *Process Machine Interactions* Springer Berlin Heidelberg (2013): S. 265-284.
- [Uhlm12] E. Uhlmann, F. Mahr: A Time Domain Simulation Approach for Micro Milling Processes. *Procedia CIRP* 4 (2012): S. 22-28.
- [Uhlm09] E. Uhlmann, J. Essmann: Compensation of dynamic dislocation for micro milling machine tools. 5th International Conference on Leading Edge Manufacturing in the 21st Century (LEM21). Osaka, Japan (2009).
- [Voll09] F. Vollertsen, D. Biermann, H.N. Hansen, I.S. Jawahir, K. Kuzman: Size effects in manufacturing of metallic components. *CIRP Annals* 58/2 (2009): S. 566-587.
- [Vran68] J.E. Vrancik: Prediction of windage power loss in alternators. NASA Technical Note D-4849 (1968).
- [Walk16] M. Walk: Integriertes Desktopmaschinensystem für die Herstellung und Anwendung ultrakleiner Mikroschleifwerkzeuge. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern (2016). Produktions-technische Berichte aus dem FBK (Hrsg. J.C. Aurich). Band 02/2016.
- [Webe18] J. Weber, L. Shabi, J. Weber: State of the art and optimization of the energy flow in cooling systems of motorized high-speed spindles in machine tools. *Procedia CIRP* 67 (2018): S. 81-86.
- [Weck06] M. Weck, C. Brecher: *Werkzeugmaschinen - Konstruktion und Berechnung*. Springer (2006).
- [Wend02] A. Wenda: *Schleifen von Mikrostrukturen in sprödharten Werkstoffen*. Vulkan-Verlag (2002).
- [Wend92] Wendt J. F. (Hrsg.): *Computational fluid dynamics - An introduction*. Springer (1992).
- [Wern06] U. Werner: *Rotordynamische Analyse von Asynchronmaschinen mit magnetischen Unsymmetrien*. Shaker Verlag (2006).
- [Wieg68] H. Wiegand, G. Heinke, K.K. Schwitzgibel: *Metalloberfläche* 22. (1968): S. 304-311.
- [Wiss09] D.L. Wissmiller, F.E. Pfefferkorn: Micro end mill tool temperature measurement and prediction. *Journal of Manufacturing Processes* 11/1 (2009): S. 45-53.
- [Wu15] D. Wu, B. Wang, X. Luo, Z. Qiao: Design and analysis of aerostatic spindle with high load characteristics for large ultra-precision drum lathe. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 229/12 (2015): S. 1425-1434.
- [Wulf17] J.P. Wulfsberg, A. Sanders (Hrsg.): *Small Machine Tools for Small Workpieces*. Springer International Publishing (2017).
- [Wulf10] J.P. Wulfsberg, S. Grimske, P. Kohrs, N. Kong: Kleine Werkzeugmaschinen für kleine Werkstücke. *wt Werkstatttechnik online* 100/11 (2010): S. 190-194.
- [Xu96] G. Xu: Einfluß der Schneidkantenform auf die Oberflächenausbildung beim Hochgeschwindigkeitsfräsen mit Feinkornhartmetall. Shaker Verlag (1996).
- [Yang06] H. Yang, R.X. Zhao, Q.B. Tang: Study on Inverter-fed Three-pole Active Magnetic Bearing. Twenty-First Annual IEEE Applied Power Electronics Conference and Exposition (APEC '06) (2006): S. 1576-1581.

-
- [Yosh07] S. Yoshimoto, M. Yamamoto, K. Toda: Numerical Calculations of Pressure Distribution in the Bearing Clearance of Circular Aerostatic Thrust Bearings With a Single Air Supply Inlet. *Journal of Tribology* 129/2 (2007): S. 384-390.
- [Zhan08] Z. Zhang: *Freistrahlturbinen - Hydromechanik und Auslegung*. Springer Berlin Heidelberg (2008).
- [Zitt99] U.R. Zitt: *Modellierung und Simulation von Hochleistungsschleifprozessen*. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern (1999). *Produktionstechnische Berichte aus dem FBK*. Band 34.

13 Anhang

Tabelle 13-1: Parameter zur Modellierung der einzelnen Komponenten, zur Validierung der Rundlaufabweichung und der modellierten Zerspankraft sowie Prozessparameter

Parameter	Wert
Luftlager	
Durchmesser der Einlassdüsen der Radiallager	0,12 mm
Lagerspalt der Radiallager	21,5 μm
Lagerlänge der Radiallager	30 mm
Durchmesser der Einlassdüsen der Axiallager	0,16 mm
Lagerspalt der Axiallager	25 μm
Innendurchmesser der Axiallager	22,21 mm
Außendurchmesser der Axiallager	37,9 mm
Dynamische Viskosität	18 $\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$
Versorgungsdruck	6 bar
Umgebungsdruck	1 bar
Elektromotor	
Außendurchmesser des Stators	40 mm
Länge des Stators	47 mm
Anzahl der Statornuten	18
Außendurchmesser des Läufers	20,5 mm
Länge des Läufers	35 mm
Innendurchmesser des Stators	21 mm
Länge eines einzelnen Blechpakets	0,2 mm
Anzahl der Leiter pro Nut	43
Innendurchmesser des Läufers	12,5 mm
Anzahl der Läuferstäbe	13
Spindelwelle	
Wellenmaterial	rostfreier magnetischer Edelstahl
Dichte der Spindelwelle	7,85 g/cm^3
Elastizitätsmodul der Spindelwelle	210 GPa

Poissonzahl der Spindelwelle	0,29
Exzentrizität der Spindelwelle samt Werkzeug	0,15 μm
Mikrofräswerkzeug	
Werkzeugmaterial	Hartmetall
Dichte des Werkzeugs	14,4 g/cm^3
Elastizitätsmodul des Werkzeugs	600 GPa
Poissonzahl des Werkzeugs	0,3
Werkzeugradius	25 μm
Einstellwinkel der Umfangsschneide	90°
Einstellwinkel der Stirnschneide	12°
Mikroschleifwerkzeug	
Werkzeuggrundkörpermaterial	Schnellarbeitsstahl
Dichte des Werkzeuggrundkörpers	7,9 g/cm^3
Elastizitätsmodul des Werkzeuggrundkörpers	224 GPa
Poissonzahl des Werkzeuggrundkörpers	0,3
Werkzeuggrundkörperradius	20 μm
Schichtdicke (Nickel-Phosphor-Matrix)	15 μm
Dichte der Werkzeugbeschichtung	8,5 g/cm^3
Elastizitätsmodul der Werkzeugbeschichtung	180 GPa
Poissonzahl der Werkzeugbeschichtung	0,3
Nenngröße der Körner (kubisches Bornitrid)	5-10 μm
Prozessparameter Mikrofräsen	
Werkstückmaterial	cp-Titan Grade 2
Solltiefe der Nut	5 μm
Schnitttiefe	5 μm
Anzahl an Schnitten pro Nut	1
Drehzahl	30.000-330.000 min^{-1}
Vorschubgeschwindigkeit	4,7-51,8 m/min
Vorschub pro Zahn	1 μm

Prozessparameter Mikroschleifen

Prozess	Pendelschleifen
Werkstückmaterial	16MnCr5 (660 HV 30)
Solltiefe der Nut	5 μm
Schnitttiefe	0,5 μm
Anzahl an Schnitten pro Nut	10
Drehzahl	30.000, 90.000 und 150.000 min^{-1}
Vorschub pro Umdrehung	0,33 μm

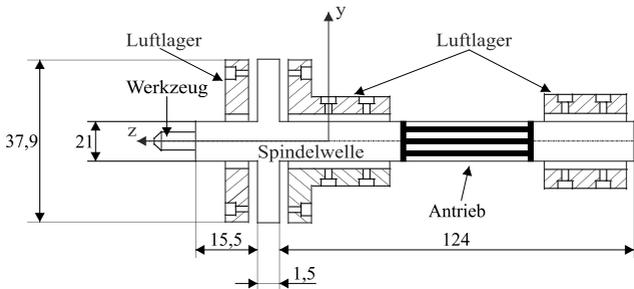


Abbildung 13-1: Geometriedaten der modellierten Spindelwelle als Ergänzung zu Tabelle 13-1 (alle Angaben in mm)

Verzeichnis im Themenbereich betreuter studentischer Arbeiten:

Müller, Bastian	Auswahl, Konstruktion und Simulation eines elektrischen Motors zum Antrieb kompakter, luftgelagerter Werkzeugspindeln. Masterarbeit, 2019.
Heintz, Matthias	Untersuchung der Einsatzmöglichkeit eines Magnetlagers zur aktiven Bahnregelung von luftgelagerten Werkzeugspindeln. Bachelorarbeit, 2019.
Ismail, Ahmad	Entwicklung eines Prüfstands zur Messung der Druckverteilung in aerostatischen Radiallagern. Studienarbeit, 2020.
Müller, Manuel	Simulation von aerostatischen Gleitlagern unter Berücksichtigung der Fluid-Struktur-Interaktion. Diplomarbeit, 2020.
Lenhardt, Jonas	Analyse und Bewertung simulationsgestützter Methoden zur Untersuchung von Prozess-Maschine-Interaktionen bei der Mikroerzeugung. Studienarbeit (Studienprojekt), 2020.
Haridas, Vivek Kishen	Multiphysikalische Modellierung und Analyse von aktiven Magnetlagern für Anwendungen in der Mikroerzeugung. Masterarbeit, 2021.
Adams, Florian	Simulationsgestützte Untersuchung des Einflusses eines Asynchronmotors einer Werkzeugspindel auf Rotorschwingungen bei der Mikroschleifbearbeitung. Bachelorarbeit, 2022.
Flieger, Yannic	Simulationsgestützte Analyse eines Antriebskonzepts mit einer pneumatischen Turbine. Masterarbeit, 2022.
Scholly, Lars	Numerische Strömungssimulation einer pneumatisch betriebenen Antriebsturbine. Masterarbeit, 2022.
Wagner, Ramon	Modellierung und Vergleich von Synchronmotoren, Asynchronmotoren und Turbinenantrieben bei der spanenden Mikrobearbeitung. Masterarbeit, 2022.
Bozkurt, Selman	Strömungs- und regelungstechnische Entwicklung der Drehzahlregelung einer Antriebsturbine für eine Werkzeugspindel. Diplomarbeit, 2022.
Engelbart, Erik	Analyse und Bewertung der Anwendbarkeit von Spanbildungssimulationen bei der Mikroerzeugung. Bachelorarbeit, 2023.
Stöbener, Mark Heinz	Ermittlung der Spann- und Wiederholgenauigkeit einer Werkzeugspindel sowie deren Einfluss auf das Prozessergebnis bei der Mikroerzeugung. Bachelorarbeit, 2023.

Lebenslauf

Schule:

08/2000 – 06/2004 Grundschule Heßheim
08/2004 – 03/2012 Abitur, Albert-Einstein-Gymnasium, Frankenthal (Pfalz)

Studium:

10/2012 – 01/2018 Diplom, Technische Universität Kaiserslautern, Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik
Vertiefungsrichtungen: Konstruktionstechnik und Maschinenkonstruktion

Berufstätigkeit:

10/2016 – 02/2017 Fachpraktikum bei KSB SE & Co. KGaA
06/2017 – 01/2018 Wissenschaftliche Hilfskraft am Lehrstuhl für Fertigungstechnik und Betriebsorganisation, Technische Universität Kaiserslautern
seit 02/2018 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Fertigungstechnik und Betriebsorganisation, Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau (ehemals Technische Universität Kaiserslautern)

Produktionstechnische Berichte aus dem FBK

bereits veröffentlicht wurden

- 01/09 Aurich, J.C.: Radio Frequency Identification (RFID) in der Fertigung – Handbuch zur Einführung in neue Anwendungsfelder.
2009, ISBN 978-3-941438-08-8 € 30,-
- 02/09 Stürenburg, B.: Optimierung der Spanbildung und Minimierung des Späneeintrages in das Werkstück für das Bohren von Al-Legierungen.
2009, ISBN 978-3-941438-13-2 € 30,-
- 03/09 Eyrisch, T.: Optimierung der Herstellung von Vollhartmetallwerkzeugen – Strategie zur Vermeidung von Oberflächenschädigungen.
2009, ISBN 978-3-941438-12-5 € 30,-
- 04/09 von Killisch-Horn, G.: Erfahrungsbasierte Implementierung von APS-Systemen in der Einzel- und Kleinserienproduktion.
2009, ISBN-978-3-941438-17-0 € 30,-
- 05/09 Naab, C.: Auslaufmanagement – Konzept zur Abwicklung des Serienauslaufs in der Produktion.
2009, ISBN-978-3-941438-26-2 € 35,-
- 06/09 Herzenstiel, P.: Hochleistungsplanschleifen mit einer definiert gesetzten CBN-Schleifscheibe.
2009, ISBN-978-3-941438-28-6 € 35,-
- 07/09 Aurich, J.C.: Lebenszyklusorientierte Konfiguration von Produkt-Service Systemen – Ein Leitfaden für die Praxis.
2009, ISBN-978-3-941438-27-9 € 30,-
- 01/10 Aurich, J.C.: Organisationsveranstaltung und Kompetenzaufbau bei der Gestaltung und Realisierung investiver Produkt-Service Systeme – Ein Leitfaden für die Praxis.
2010, ISBN-978-3-941438-37-8 € 35,-
- 02/10 Aurich, J.C.: Gestaltung investiver Produkt-Service Systeme – Ein Leitfaden für die Praxis.
2010, ISBN-978-3-941438-38-5 € 35,-
- 03/10 Aurich, J.C.: Realisierung investiver Produkt-Service Systeme – Ein Leitfaden für die Praxis.
2010, ISBN-978-3-941438-39-2 € 35,-
- 04/10 Franke, V.: Einfluss der Werkzeugschneidkante auf die Bohrungsqualität bei der spanenden Bearbeitung langfaserverstärkter Kunststoffe.
2010, ISBN-978-3-941438-53-8 € 35,-

- 05/10 Sudermann, H.: Gratbildung beim Schleifen – Experimentelle Analyse und Modellierung der Gratbildung sowie Ansätze zur Gratminimierung.
2010, ISBN-978-3-941438-54-5 € 35,-
- 06/10 Shahzad, M.A.: Analysis of the Machinability of an Aluminum Matrix Composite Material.
2010, ISBN-978-3-941438-56-9 € 35,-
- 07/10 Gómez Kempf, F.A.: Flexibilitätsorientierte Produktionssysteme – Modulare Gestaltung, Einführung und Nutzung.
2010, ISBN-978-3-941438-58-3 € 35,-
- 01/11 Engmann, J.: Galvanisch gebundene Mikroschleifstifte – Entwicklung, Herstellung und Einsatz.
2011, ISBN-978-3-941438-59-0 € 35,-
- 02/11 Leitz, L.: Beitrag zur Beherrschung der Gratbildung bei Bohrungsverschneidungen.
2011, ISBN-978-3-941438-72-9 € 35,-
- 03/11 Siener, M.: Sicherung der Qualitätsfähigkeit von Produktionsprozessen.
2011, ISBN-978-3-941438-79-8 € 35,-
- 04/11 Wolf, N.: Modell zur Unterstützung der Analyse von Ausfallursachen bei komplexen mechatronischen Systemen.
2011, ISBN-978-3-941438-89-7 € 35,-
- 01/12 Faltin, M.: RFID-Einsatz in fertigungstechnischen Prozessketten – Identifikation und Beurteilung von Einsatzpotentialen.
2012, ISBN-978-3-941438-97-2 € 35,-
- 01/13 Lauer, C.: Integriertes Modell zur Materialflusssimulation und zur Visualisierung in der Virtuellen Realität.
2013, ISBN 978-3-943995-19-0 € 35,-
- 02/13 Aurich, J.C.: Qualitätsorientierte Instandhaltungsplanung und -steuerung in produktionstechnischen Prozessketten Handbuch für die Praxis.
2013, ISBN 978-3-943995-21-3 € 35,-
- 03/13 Kirsch, B.: Wirkmechanismen der Kühlschmierstoff-Zufuhr beim Schleifen – Analyse externer und interner Kühlschmierstoff-Zufuhrmethoden.
2013, ISBN 978-3-943995-25-1 € 35,-
- 04/13 Schweitzer, E.J.: Prozessorientiertes Dienstleistungsproduktionssystem.
2013, ISBN 978-3-943995-30-2 € 35,-

- | | | |
|-------|--|--------|
| 05/13 | Malak, R. C.: Methode zur softwarebasierten Planung technischer Änderungen in der Produktion.
2013, ISBN 978-3-943995-34-3 | € 35,- |
| 06/13 | Yang, X.: Sound Simulation and Visualization in virtual Manufacturing Systems.
2013, ISBN 978-3-943995-39-8 | € 35,- |
| 07/13 | Kranz, J.-N.: Konzept zur Vermeidung von Produkt-Piraterie Risiken – Ein Ansatz für die Ersatzteile der Investitionsgüterindustrie –
2013, ISBN 978-3-943995-46-6 | € 35,- |
| 01/14 | Mannweiler, C.: Konfiguration investiver Produkt-Service Systeme.
2014, ISBN 978-3-943995-61-9 | € 35,- |
| 02/14 | Aurich J. C. (Hrsg.): Produktivität und Qualität von Serviceprodukten – Ein Leitfaden für die Praxis.
2014, ISBN 978-3-943995-65-7 | € 35,- |
| 03/14 | Waltemode S.: Qualitätsbewertung technischer Produkt-Service Systeme.
2014, ISBN 978-3-943995-68-8 | € 35,- |
| 04/14 | Bohr C. L.: Vermeidung struktureigener Produktpiraterie bei Ersatzteilen.
2014, ISBN 978-3-943995-69-5 | € 35,- |
| 05/14 | Olenburg A.: Tribologisches Prozessverhalten beim Bearbeiten von Feinsteinzeug-Fliesen.
2014, ISBN 978-3-943995-76-3 | € 35,- |
| 01/15 | Zimmermann M.: Drehen von Aluminium - Matrix - Verbundwerkstoffen – Analyse thermischer und mechanischer Einflüsse auf die Fertigungsgenauigkeit bei der Trockenbearbeitung.
2015, ISBN 978-3-943995-94-7 | € 35,- |
| 01/16 | Adam M.: Konzept zum Umgang mit scheinbar zufälligen Fehlern an technischen Systemen – eine Systematik.
2016, ISBN 978-3-95974-008-1 | € 35,- |
| 02/16 | Walk M.: Integriertes Desktopmaschinensystem für die Herstellung und Anwendung ultrakleiner Mikroschleifwerkzeuge.
2016, ISBN 978-3-95974-021-0 | € 35,- |
| 03/16 | Carrella M.: Zerspanungsmechanismen beim Mikroschleifen von einkristallinem Silizium.
2016, ISBN 978-3-95974-032-6 | € 35,- |
| 01/17 | Reichenbach I. G.: Beitrag zur Beherrschung der Mikrofräsbearbeitung von Polymethylmethacrylat.
2017, ISBN 978-3-95974-042-5 | € 35,- |

- 02/17 Fallenstein F.: Kühlkanalaustrittsbedingungen bei VHM-Wendelbohrern
- Analyse der Einflüsse von Kühlkanalaustrittsposition und
KSS-Volumenstrom auf die Temperatur im Schneidkeil.
2017, ISBN 978-3-95974-056-2 € 35,-
- 03/17 Winkes P.: Vorgehensmodell für den systematischen Einsatz
der Virtuellen Realität zur Unterstützung des Montageplanungsprozesses.
2017, ISBN 978-3-95974-057-9 € 35,-
- 04/17 Schneider F.: Analyse der Spanbildung und Oberflächenmorphologie
beim Mikrospanen von Titanwerkstoffen
2017, ISBN 978-3-95974-059-3 € 35,-
- 05/17 Mert G.: Kumulierter Energieaufwand technischer Produkt-Service Systeme
2017, ISBN 978-3-95974-074-6 € 35,-
- 06/17 Weidig C.: Konzept zum prozessgetriebenen Anforderungsmanagement
für die Entwicklung mobiler Fabrikplanungs-Apps
2017, ISBN 978-3-95974-075-3 € 35,-
- 07/17 Cichos D.: Physikalische Modellierung technischer Änderungen
in der Produktion
2017, ISBN 978-3-95974-073-9 € 35,-
- 01/18 Effgen C.: Schneidkantenpräparation mit elastisch gebundenen
Schleifwerkzeugen – Konzeptionierung, Entwicklung und Bewertung
am Beispiel von Vollhartmetallfräswerkzeugen
2018, ISBN 978-3-95974-089-0 € 35,-
- 02/18 Kasakow G.: Entwicklung einer ereignisdiskreten Produktionssteuerung
2018, ISBN 978-3-95974-090-6 € 35,-
- 03/18 Mayer P.: Verformungsinduzierte Martensitbildung beim kryogenen
Drehen von metastabilem austenitischem Stahl
2018, ISBN 978-3-95974-098-2 € 35,-
- 04/18 Herder C.: Konzept zur impliziten Identifikation und Planung
von Technologien für die Produktion
2018, ISBN 978-3-95974-101-9 € 35,-
- 01/19 Müller C.: Kompakte Luftlagerspindeln für die spanende Mikrobearbeitung
auf Desktop-Werkzeugmaschinen
2019, ISBN 978-3-95974-105-7 € 35,-
- 01/20 Meissner H. M.: Integrierte Arbeitsplanung und Produktionssteuerung
cyber-physischer Produktionssysteme
2020, ISBN 978-3-95974-125-5 € 35,-

- 02/20 Sinnwell C.: Methode zur Produktionssystemkonzipierung auf Basis früherer Produktinformationen – Ein Beitrag zur Integration von Produktionssystemplanung und Produktentwicklung unter Einsatz des MBSE
2020, ISBN 978-3-95974-127-9 € 35,-
- 03/20 Bohley M.: Prozess-Maschine-Interaktion beim Mikrofräsen von cp-Titan
2020, ISBN 978-3-95974-130-9 € 35,-
- 01/21 Hotz H.: Kryogenes Drehen metastabiler austenitischer Stähle – Analyse der Wirkzusammenhänge zwischen Einstellgrößen, Prozessgrößen und Oberflächenmorphologie
2021, ISBN 978-3-95974-146-0
- 02/21 Arrabiyeh P. A.: Electroless Plated Micro Pencil Grinding Tools: Conception, Manufacturing, and Application
2021, ISBN 978-3-95974-158-3
- 03/21 Yi L.: Eco-Design for Additive Manufacturing Using Energy Performance Quantification and Assessment
2021, ISBN 978-3-95974-157-6
- 01/22 Kölsch P.: Agile Planung von Produkt-Service Systemen durch den Einsatz von Design Thinking
2022, ISBN 978-3-95974-170-5
- 02/22 Klauer K.: Mikrofräsen flächenhafter Kalibriernormale auf Basis realer Bauteiloberflächen
2022, ISBN 978-3-95974-177-4
- 03/22 Greco S.: Additiv-Subtraktive Prozesskette in der Mikrobearbeitung – Analyse der Einflüsse auf die Prozess- und Prozessergebnisgrößen beim selektiven Laserschmelzen und Mikrofräsen von Edelstahl 1.4404
2022, ISBN 978-3-95974-182-8
- 04/22 Siedler C.: Entwicklung eines Transformationskonzepts zur Digitalisierung von Produktionssystemen in KMU
2022, ISBN 978-3-95974-185-9
- 05/22 Kirsch B.: Spezialanwendungen von Schleifscheiben – Technologische Möglichkeiten und Anforderungen sowie deren Nachhaltigkeit
2022, ISBN 978-3-95974-191-0
- 01/23 Basten S.: Sub-zero Kühlschmierstoffe: Wirkmechanismen und Einsatzverhalten am Beispiel der Drehbearbeitung
2023, ISBN 978-3-95974-202-3

02/23 Lange A.: Interaktion zwischen Prozess, Werkzeug, Spindel und Maschine bei der spanenden Mikrobearbeitung. Simulationsgestützte Untersuchung des Mikrofräsens und Mikroschleifens
2023, ISBN 978-3-95974-205-4



ISSN 0937-9061
ISBN 978-3-95974-205-4