

**Intelligente Vorrichtungen für die Prozessüberwachung
und -beeinflussung in der zerspanenden Fertigung
dünnwandiger Bauteile**

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)**

von Dipl.-Ing. Christoph Lerez
geb. am 01.11.1985 in Halberstadt
genehmigt durch die Fakultät Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Hans-Christian Möhring

Prof. Dr.-Ing. Hans Peter Monner

Promotionskolloquium am 27. September 2019

Kurzreferat

Um der Forderung nach stetig wachsender Produktivität, bei zugleich steigenden Anforderungen an die Bauteileigenschaften, wie Oberflächengüte und Fertigungstoleranzen, gerecht zu werden, ist ein stabiler Fertigungsprozess unabdingbar. Eine Möglichkeit dieser Forderung zu entsprechen, besteht im Einsatz zusätzlicher Sensorik für die Überwachung sowie Aktorik für die aktive Beeinflussung des Prozesses. Aufgrund ihrer Nähe zum Fertigungsprozess und dem direkten Kontakt zum Bauteil, eignen sich insbesondere Werkstückspannvorrichtungen für deren Integration. Die vorliegende Arbeit zeigt am Beispiel der optimierten Bearbeitung dünnwandiger Bauteile die erforderlichen Schritte für die Entwicklung solcher *intelligenter* Spannvorrichtungen. Den Anforderungen des Beispielprozesses entsprechend, erfolgt die Auslegung und der Aufbau prototypischer Vorrichtungen mit integrierter Sensorik und Aktorik für die Überwachung der Fertigung und den aktiven Eingriff in den Prozess. Initiale Fräsversuche und Untersuchungen bzgl. der Eignung der ausgewählten Komponenten dienen der Verifizierung der Systemeigenschaften, welche für die Überwachung und die Optimierung des untersuchten Fräsprozesses notwendig sind. Die auf der Methode der finiten Elemente gestützte Analyse des Systemverhaltens bildet die Grundlage der Modellierung des Gesamtsystems. Angepasst auf die Fertigung filigraner Strukturen werden Möglichkeiten erörtert, Merkmale aus den aufgenommenen Sensorsignalen zu extrahieren und für eine nachgeschaltete Steuerung bzw. Regelung mittels Kriteriendefinition zu klassifizieren. Die Validierung der Überwachung und gezielten Beeinflussung des Prozesses mit Hilfe der entwickelten intelligenten Vorrichtungen erfolgt im Fräsprozess.

Abstract

To meet the demand for increasing productivity and rising requirements for part properties like surface quality and machining tolerances at the same time, a stable production process is indispensable. One way to settle this claim is the usage of additional sensors for monitoring as well as actuators for influencing the manufacturing process. For their integration clamping devices are well suited because of the direct contact to the workpiece and the proximity to the process. The aim of the presented work is to show the essential steps necessary for the development of such *smart* clamping devices using the example of the manufacturing of thin walled parts. Complying with the requirements of the sample application the design of prototypes with integrated sensors and actuators will be demonstrated. For the verification of the aspired behaviour of the developed clamping systems and their selected components initial milling tests are conducted. Finite element analysis serves as basis for the modelling of the investigated system. Needed for the control approach, the presented methods for feature extraction and classification of the sensor signals are focussed on the special requirements for the manufacturing of low rigidity parts. The validation of the developed smart devices regarding the monitoring and targeted intervention of the process takes place in milling tests.

Inhalt

Kurzreferat	I
Abbildungsverzeichnis	V
Tabellenverzeichnis	IX
Symbolverzeichnis	XI
Abkürzungen	XV
1 Einleitung	1
2 Stand des Wissens	5
2.1 Begriffsdefinitionen	5
2.1.1 Rattern	6
2.1.2 Fräsbearbeitung dünnwandiger Strukturen	7
2.2 Adaptronische Werkstückhalter	9
2.2.1 Aktorik	12
2.2.2 Sensorik	14
2.3 Alternative Lösungsansätze	15
2.3.1 Offline-Verfahren	16
2.3.2 Online-Verfahren	17
2.4 Rattererkennung in der Prozessüberwachung	19
2.4.1 Zeitbereich	20
2.4.2 Frequenzbereich	21
2.4.3 Zeit- und Frequenzbereichsbetrachtungen	22
2.5 Modellbildung	23
2.5.1 Finite-Elemente-Methode	25

2.5.2	Modaler Zustandsraum	26
2.6	Steuerungs- und Regelungsansätze	28
2.7	Fazit	29
3	Zielsetzung und Vorgehensweise	31
4	Entwurf und Aufbau des Versuchsstandes	35
4.1	Anforderungen	35
4.2	Mechanischer Aufbau	38
4.2.1	Translatorische Vorrichtung	40
4.2.2	Rotationsvorrichtung	41
4.3	Sensorsystem	44
4.4	Aktuierungssystem	50
4.5	Versuchsaufbau	54
4.6	Verifizierung der Systemeigenschaften	57
5	Entwicklung der Prozessüberwachung und -beeinflussung	65
5.1	Modellierung	65
5.1.1	FE-Analyse	66
5.1.2	Modellentwicklung	72
5.1.3	Modellverifikation	73
5.2	Prozessüberwachung	78
5.2.1	Eigenschaftsextraktion aus den Messsignalen	78
5.2.2	Klassifizierung und Kriteriendefinition	88
5.3	Prozessbeeinflussung	91
6	Validierung im Fräsprozess	97
6.1	Definition des Parameterraums	97
6.2	Initiale Untersuchungen	101
6.3	Versuchsdurchführung	105
7	Zusammenfassung, Schlussfolgerungen und Ausblick	115
	Literatur	XVII

Abbildungsverzeichnis

2.1	Mögliche Ursachen instabiler Prozesszustände nach Weck [20].	7
2.2	Aufbau ähnlicher Vorrichtungen.	10
2.3	Unterscheidung von Aktoren nach Energieformen [69].	12
2.4	Gegenüberstellung unterschiedlicher Aktorarten [69].	13
2.5	Leistung pro Masse unterschiedlicher Aktorprinzipien (ohne Energieerzeuger) [69].	14
4.1	Impeller als Untersuchungsgegenstand.	35
4.2	Prototypen für Untersuchungen der Funktionalität und Auslegung des intelligenten Werkstückhalters.	38
4.3	Die ersten vier Eigenmoden der translatorischen Vorrichtung mit idealisierter Schaufel.	39
4.4	Die ersten beiden Eigenfrequenzen des Impellers [215].	39
4.5	Aufbau der translatorischen Vorrichtung.	40
4.6	Translatorische Vorrichtung auf Maschinenpalette.	41
4.7	Möglichkeiten zur Aktuierung des Impellers [216].	41
4.8	Initialer Ansatz des mechanischen Aufbaus der rotatorischen Vorrichtung [27, 215].	42
4.9	Finales Konzept des mechanischen Aufbaus der rotatorischen Vorrichtung [27].	43
4.10	Piezo-Flächenwandler.	45
4.11	Sensorsysteme der entwickelten Prototypen.	46
4.12	Initiale Messungen mit CFK-Sensorscheibe.	47
4.13	Signalverläufe des initialen Fräsversuchs.	47
4.14	FFT des Flächenwandlersignals.	48
4.15	Sensorsystem der translatorischen Vorrichtung.	49
4.16	Varianten und Entwicklungsstufen des Sensorsystems der rotatorischen Vorrichtung.	50
4.17	Unterschiedliche vorgespannte Piezoaktoren PI1 (links) und CEDRAT [222].	52
4.18	Mechanische Schnittstellen zur Aktorintegration.	53
4.19	Integration der entwickelten Vorrichtungen in der Fräsmaschine.	55
4.20	Schematischer Aufbau des Versuchsstandes.	55

4.21 Grafische Benutzeroberfläche zur Überwachung und Steuerung der Vorrichtung.	56
4.22 Maximal erreichbare Aktorauslenkung bei unterschiedlichen Frequenzen [222].	57
4.23 Nachgiebigkeitsuntersuchungen an der Rotationsvorrichtung.	58
4.24 Aufbau für Untersuchungen zur Aktor- und Werkstückauslenkung.	59
4.25 Untersuchungen zur Tisch- und Werkstückauslenkung.	60
4.26 Aufbau zur Verifizierung des Sensorsystems im Fräsprozess [222].	61
4.27 Vergleich Sensorsystem mit Laserentfernungssensor beim Fräsen [222].	62
4.28 Versuchsaufbauten zur Untersuchung der Signalqualität der vorgespannten Sensorsysteme mit Hilfe eines Shakers.	63
4.29 Exemplarische Untersuchungsergebnisse zur Signalqualität.	63
4.30 Experimentelle Modalanalyse der entwickelten Sensorsysteme.	64
5.1 Optimierte Geometrie mit Vernetzung.	67
5.2 Experimentelle Modalanalyse an den entwickelten Vorrichtungen.	68
5.3 Simulationsergebnis statischer Belastung der translatorischen Vorrichtung.	69
5.4 Zusammenhang der verwendeten Analysewerkzeuge in ANSYS.	71
5.5 Symbolisches Blockschaltbild der Zustandsraumdarstellung.	72
5.6 Aufbau für die Verifikation des modalen Zustandsraummodells.	74
5.7 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zum Übertragungsverhalten.	75
5.8 Vergleich des Übertragungsverhaltens aus ANSYS-Simulation, Zustandsraummodell (ZRM) und experimenteller Untersuchung zwischen Prozessort und integrierten Sensoren.	76
5.9 Vergleich des Übertragungsverhaltens zwischen Aktor und integrierten Sensoren ermittelt durch Simulation und experimenteller Untersuchung.	77
5.10 Zeitlicher Signalverlauf des integrierten Sensors während des Schlichtens – Zeile 9 detailliert.	79
5.11 Veranschaulichung unterschiedlicher Signaleigenschaften aufgelöst über den zeitlichen Verlauf – Effektivwert (RMS), Crest-Faktor (k_s) und Klirrfaktor (k_{thd}).	80
5.12 Merkmalsextraktion im Zeitbereich.	83
5.13 Spektrale Darstellung des Beispielsignals.	84
5.14 Wasserfalldiagramm aufeinanderfolgender STFTs.	85
5.15 Spektrogramm des Beispielsignals.	86
5.16 WPT angewandt auf das Beispielsignal.	87
5.17 Ratterkriterium $K1$ angewandt auf das Beispielsignal.	89
5.18 Ratterkriterium $K2$ angewandt auf das Beispielsignal.	89
5.19 Ratterkriterium $K3$ angewandt auf unterschiedliche Prozesszustände.	90
5.20 Struktur der ereignisbezogenen Steuerung.	94
5.21 Flussdiagramm für die simulationsgestützte Ermittlung der Steuergrößen – Piezoaktorauslenkung p und Aktorfrequenz f – auf Basis der Werkstückauslenkung w	95

6.1	Vorrichtungen integriert in der Fräsmaschine.	98
6.2	Auswahl verwendeter VHM-Fräswerkzeuge mit Zirkonium-Stickstoff-Oxid- bzw. Titanitrid-Beschichtung.	99
6.3	Eingriffsbedingungen für 15° Anstellwinkel zwischen Werkstückoberfläche und 12 mm KK-Fräser.	100
6.4	Referenzuntersuchungen mit Hilfe konventioneller Einspannungen. . . .	102
6.5	Vergleich Gegenlauf und Gleichlauf – Schaufeloberflächen gefertigt mit 12 mm Schaftfräser.	103
6.6	Beobachtungen während der Untersuchungen mit KK-Fräsern.	103
6.7	Minimierung des Einflusses der Oberflächenbeschaffenheit auf die resultierende Schaufeloberfläche.	104
6.8	Wandernde Eigenfrequenz des Gesamtsystems bei der Fertigung von Schaufeln unterschiedlicher Endstärke.	108
6.9	Vergleich gefertigter Schaufeloberflächen mit und ohne Bauteilaktuierung.	110
6.10	a) Untersuchungen mittels Dauererregung auf der Rotationsvorrichtung. b) ohne Aktuierung c) mit Aktuierung [92].	111
6.11	Qualitativer Vergleich von Schaufeloberflächen, hergestellt mit und ohne Aktuierung – Endmaß der Schaufel: 2,58 mm.	112
6.12	Gezielte Oberflächenstrukturierung mittels Werkstückaktuierung als zusätzliche Anwendungsmöglichkeit der entwickelten Vorrichtungen. . .	112
6.13	Vergleich gefertigter Schaufeloberflächen ohne und mit aktivem Eingriff in den Prozess.	113

Tabellenverzeichnis

2.1	Ähnliche Realisierungen adaptronischer Spannvorrichtungen.	9
4.1	Vorgaben für die Fertigung des Impellers.	36
4.2	Verwendete Piezoaktoren.	51

Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Beschreibung
\underline{A}	-	Systemmatrix, Einheit abhängig von Koeffizienten
a_e	mm	radiale Zustellung
a_p	mm	axiale Zustellung
B	mm	Breite
\underline{b}	-	Eingangsvektor
\underline{c}^T	-	Ausgangsvektor
d	-	Durchgangsgröße
\underline{D}_{Ray}	-	Rayleigh-Dämpfungsmatrix
e	-	eulersche Zahl
F	N	Kraft
\mathcal{F}	-	Fouriertransformierte
f	Hz	Frequenz
H	mm	Höhe
i	-	Zählerindex
j	-	imaginäre Einheit
\underline{K}	N m ⁻¹	Steifigkeitsmatrix
k	N m ⁻¹	Federsteifigkeit
\underline{k}	-	Zustandsregler
$K1$	-	Stabilitätskriterium
$K2$	-	Stabilitätskriterium
$K3$	-	Stabilitätskriterium
k_{ak}	-	Autokorrelation
k_e	-	Exzess

Symbol	Einheit	Beschreibung
k_f	-	Formfaktor
k_s	-	Scheitelfaktor
k_{sk}	-	Schiefe
k_{thd}	-	Verzerrungsfaktor
k_w	-	Wölbung
\mathcal{L}	-	Laplacetransformierte
L	mm	Länge
\underline{l}	-	Rückführvektor
m	-	Elementanzahl
\underline{M}	kg	Massenmatrix
n	-	Elementanzahl, Ordnungsgröße
p	μm	Aktorauslenkung
R_a	μm	mittlere Rauheit
s	-	komplexer Frequenzparameter
S	min^{-1}	Spindeldrehzahl
T	s	Start-/Endzeit
t	s	Zeit
U_{pp}	V	Spitze-Spitze-Spannungswert
u	N	Einganggröße
v_c	m min^{-1}	Schnittgeschwindigkeit
v_F	mm min^{-1}	Vorschubgeschwindigkeit
w	μm	Werkstückauslenkung
x	-	Signalwert, Einheit abhängig von Signal
\underline{x}	-	Zustandsvektor
y	-	Ausgangsgröße, Einheit abhängig von Wahl des Ausgangs
z	-	Störgröße
α_{Ray}	-	Rayleigh-Dämpfungskoeffizient der Massenmatrix
β_{Ray}	-	Rayleigh-Dämpfungskoeffizient der Steifigkeitsmatrix
ω	s^{-1}	Kreisfrequenz

Symbol	Einheit	Beschreibung
$\underline{\Phi}$	–	Modalmatrix, Einheit abhängig von Koeffizienten
π	-	Kreiszahl Pi
ρ	-	Autokorrelationskoeffizient
τ	s	zeitliche Differenz
ξ	-	Dämpfungsgrad

Abkürzungen

3D	Dreidimensional
ADU	Analog-Digital-Umsetzer
AE	<i>Acoustic Emission</i> – Körperschall
AfA	Abschreibungstabelle für allgemein verwendbare Anlagegüter
APDL	<i>ANSYS Parametric Design Language</i> – Skriptsprache der FE-Analysesoftware ANSYS
CAD	<i>Computer-Aided Design</i> – computergestützte Konstruktion
CAM	<i>Computer-Aided Manufacturing</i> – computergestützte Fertigung
CFK	carbonfaserverstärkter Kunststoff
DAU	Digital-Analog-Umsetzer
DFT	<i>Discrete Fourier Transform</i> – diskrete Fourier-Transformation
DMS	Dehnungsmessstreifen
ECU	<i>Electronic Control Unit</i> – Steuergerät
EMV	elektromagnetische Verträglichkeit
EPDM	Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk
FE	Finite Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFT	<i>Fast Fourier Transform</i> – schnelle Fourier-Transformation
GFK	glasfaserverstärkter Kunststoff
GUI	<i>Graphical User Interface</i> – grafische Benutzeroberfläche
HSC	<i>High Speed Cutting</i>
IFQ	Institut für Fertigungstechnik und Qualitätssicherung
INTEFIX	<i>INTElligent FIXtures for the manufacturing of low rigidity components</i>

KK	Kugelpkopffräser
KMU	kleine und mittlere Unternehmen
KNN	künstliche neuronale Netzwerke
KSS	Kühlschmierstoff
MEMS	mikroelektromechanische Systeme
MKS	Mehrkörpersysteme
NC	<i>Numeric Control</i> – numerische Steuerung
OPRS	<i>Once per Revolution Sampling</i> – spindeldrehzahlsynchrone Abtastung
PSD	<i>Power-Spectral-Density</i> – Leistungsdichtespektrum
RMS	<i>Root Mean Square</i> – quadratischer Mittelwert bzw. Effektivwert
SFDR	<i>Spurious-Free Dynamic Range</i> – Störungsfreier dynamischer Bereich
SINAD	<i>signal-to-interference ratio including noise and distortion</i> – Verhältnis aus Gesamtsignalleistung und Störsignalanteil
SLD	<i>stability lobe diagram</i> – Stabilitätsdiagramm
SNR	<i>signal-to-noise ratio</i> – Signal-Rausch-Verhältnis
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
STFT	<i>Short-Time Fourier Transform</i> – Kurzzeit-Fourier-Transformation
THD	<i>Total Harmonic Distortion</i> – gesamte harmonische Verzerrung
VHM	Vollhartmetall
WPT	<i>Wavelet</i> -Paket-Transformation
WSP	Wendeschneidplatte
WT	<i>Wavelet</i> -Transformation
ZEF	Zahneingriffsfrequenz
ZRM	Zustandsraummodell

KAPITEL 1

Einleitung

Bereits Ende des 19. Jahrhunderts analysierte Taylor die maschinelle Fertigung metallischer Werkstücke. Seine Beobachtungen und Schlussfolgerungen sind Grundlage für das 1906 erschienene Werk – *On the Art of Cutting Metals* [1] – in welchem Taylor auf die optimale Auswahl aller prozessrelevanten Parameter verweist und auf die Bedeutung, die Ursachen und die Vermeidung instabiler Prozesszustände eingeht. Motor für die stetige Weiterentwicklung von Werkzeugen, Fertigungseinrichtungen und Prozessabläufen sind die wachsenden Anforderungen an Produkteigenschaften wie Oberflächengüte und Fertigungstoleranzen bei gleicher oder höherer Produktivität, wie u. a. Weck und Brecher [2] und Stephenson *et al.* [3] zeigen.

Die Fertigung dünnwandiger Strukturen birgt zusätzliche Herausforderungen bzgl. der Aufrechterhaltung eines stabilen Prozesses, wie von Möhring *et al.* [4] gezeigt. Die geringe Steifigkeit des Werkstücks und der – für die Bearbeitung häufig notwendigen – schlanken und langen Werkzeuge kann sich negativ auf das strukturdynamische Verhalten des Gesamtsystems auswirken. Steigende Anforderungen an die Bauteilgüte und wachsende Losgrößen, insbesondere in Bereichen, wie der Energieerzeugung, Automotive und der Luft- und Raumfahrt erfordern effiziente Lösungen für die optimierte Fertigung filigraner Strukturen [4].

Motivation

Um den steigenden Anforderungen gerecht zu werden, liegt es nahe, jede am Prozess beteiligte Komponente und jeden Prozessschritt zu optimieren. Vorrichtungen zum Spannen des Werkstücks bieten ein hohes Potenzial bzgl. der Prozessoptimierung, da sie durch ihre Hauptaufgabe – der Werkstückaufnahme – maßgeblich das strukturdynamische Verhalten des Prozesses mitbestimmen. Des Weiteren ermöglichen die unmittelbare Nähe respektive der direkte Kontakt zum Werkstück durch Sensorintegration Aufschluss über den Prozesszustand.

Werkzeugverschleiß sowie sich ändernde Umgebungsbedingungen können Einfluss auf den Prozess und damit auf die resultierende Werkstückqualität haben. Insbesondere bei der Fertigung dünnwandiger Bauteile besteht die Gefahr, dass durch die geringe Prozessenergie, bspw. beim Schlichten, ungewollte Prozesszustände nicht durch die Prozessüberwachung der Maschine oder durch den Bediener erkannt werden können. Sogenannte *intelligente Vorrichtungen* bieten daher die Möglichkeit der redundanten Prozessüberwachung und -beeinflussung und können zu einem höheren Automatisierungsgrad beitragen. Zusätzliche Sensoren, nah an der Wirkstelle, versprechen einen detaillierten Einblick in den Prozesszustand. Aktoren bieten die Möglichkeit zusätzlicher Freiheitsgrade zur direkten Beeinflussung des Fertigungsgeschehens.

Die Investition in neue Technologien ermöglicht eine effiziente Fertigung und gewährleistet damit die Wettbewerbsfähigkeit von Unternehmen, insbesondere im Hinblick auf internationale Mitbewerber. Während der betriebsgewöhnlichen Nutzungsdauer einer Maschine (vgl. [Abschreibungstabelle für allgemein verwendbare Anlagegüter \(AfA\)-Tabelle \[5\]](#)) kommt es jedoch oft mehrfach dazu, dass sich neue Technologien am Markt etablieren oder sich gar ein Generationswechsel des Maschinentyps vollzieht. Besonders für [kleine und mittlere Unternehmen \(KMU\)](#) stellt dieser Umstand eine spezielle Herausforderung dar. Intelligente Vorrichtungen können eine kostengünstige Alternative zu der Neuanschaffung einer Maschine sein und somit das Fertigungsspektrum eines Maschinenparks flexibel erweitern bzw. auf dem neusten Stand halten.

Der Hauptteil dieser Arbeit fand im Rahmen des durch die Europäische Union geförderten Projektes *INTElligent FIXtures for the manufacturing of low rigidity components (INTEFIX)* (Fördervertrag Nr. 609306) statt. Die Beschreibung des Projektes, die Methodik und die Ergebnisse sind von Möhring *et al.* in [4] festgehalten.

KAPITEL 2

Stand des Wissens

Dieses Kapitel bildet die Grundlage für den Hauptteil der vorliegenden Arbeit. Später verwendete Komponenten und angewandte Methoden erschließen sich direkt aus dem hier vorgestellten aktuellen Stand der Forschung und Technik. Falls nicht anders gekennzeichnet, so beziehen sich sämtliche Beschreibungen auf Fräsprozesse und Verfahren und Vorrichtungen, um deren Stabilität zu gewährleisten. Uneindeutige, oder in der Literatur häufig unterschiedlich interpretierte Begriffe werden definiert bzw. abgegrenzt.

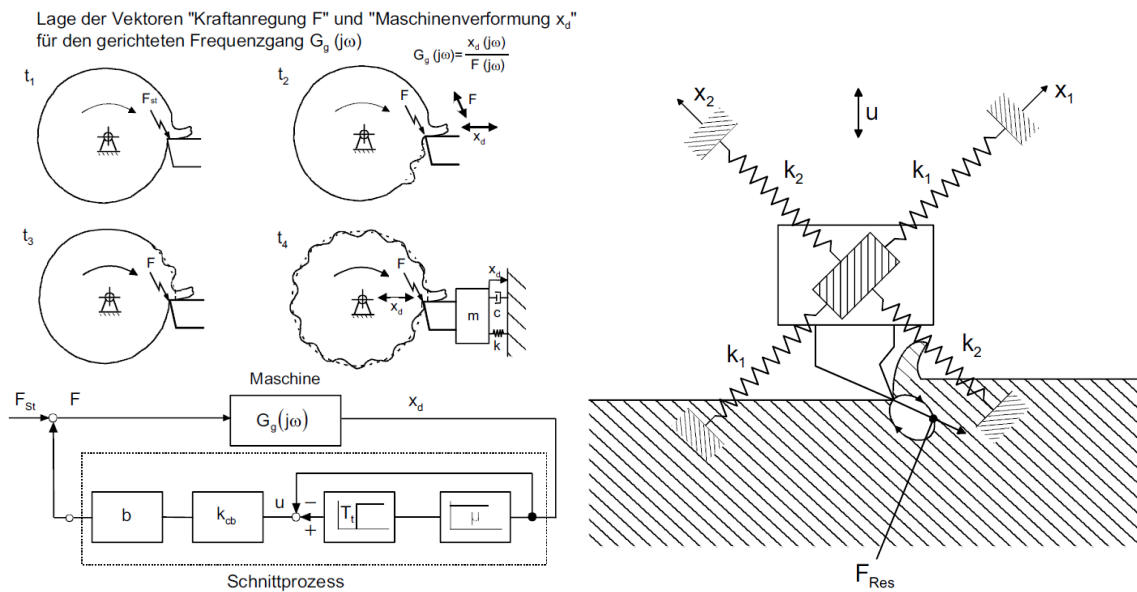
2.1 Begriffsdefinitionen

Instabile Prozesszustände können bei jedem Fertigungsverfahren auftreten, deren Ursachen und Wirkungen unterscheiden sich jedoch teilweise stark voneinander [6]. Zum unerwünschten sogenannten *Rattern* kann es u. a. beim Bohren, Drehen, Fräsen, Schleifen und Räumen kommen, es steht daher im Fokus vieler wissenschaftlicher Arbeiten [7–9]. Die Bedeutung und Definition für diese Arbeit findet sich nachfolgend. Der Begriff der *Dünnwandigkeit* wird ebenfalls zu Definitionen in anderen Arbeiten abgegrenzt und es werden Besonderheiten bei der Bearbeitung dünnwandiger Strukturen erläutert.

2.1.1 Rattern

Der Begriff *Rattern* wird in der Literatur häufig synonym für das Auftreten instabiler Prozesszustände während der Fertigung verwendet. Die Ursachen und Auswirkungen des Ratterns unterscheiden sich jedoch abhängig vom Fertigungsverfahren und den Prozessbedingungen teilweise stark voneinander, siehe dazu [1, 10]. Taylor beschreibt den Effekt des Ratterns als „[...] *most obscure and delicate of all problems facing the machinist* [...]“¹ [1]. Insbesondere die Arbeiten von Tobias und Fishwick [10, 11], Merrit [12] und Tlustý *et al.* [13] haben dazu beigetragen den Effekt des Ratterns besser zu verstehen. Grundlegend für das Verständnis ist die Kenntnis über das strukturdynamische Verhalten des Gesamtsystems respektive des Prozesses und damit verbunden den Ursachen und der Ausprägung der auftretenden mechanischen Schwingungen. Wie in [14, 15] beschrieben, lassen sich diese in freie und erzwungene Schwingungen unterteilen und weiter in selbst-, fremd- (erzwungene) und parametererregte Schwingungen. Das Phänomen des Ratterns ist vor allem auf selbsterregte Schwingungen zurückzuführen, d. h. auf Schwingungserscheinungen, welche sich aus dem schwingungsfähigen System selbst speisen. Quintana *et al.* [7] und Faassen [16] unterscheiden zwischen primärem und sekundärem Rattern. Ursachen für den primären Fall resultieren direkt aus dem Prozess, wie z. B. durch Moden- respektive Lagekopplung, wie in [Abbildung 2.1b](#) dargestellt, durch Reibung zwischen Werkzeug und Werkstück [17], durch thermomechanische Effekte während der Spanbildung [18], durch stochastische Schwankungen der Schnittkraft [19] und durch den Effekt der negativen Dämpfung, welcher durch eine sinkende Schnittkraft bei steigender Schnittgeschwindigkeit bspw. aufgrund von Aufbauschneiden verursacht werden kann [13]. [Abbildung 2.1a](#) zeigt am Beispiel eines Drehprozesses den Regenerativ Effekt als Ursache für sekundäres Rattern. Dabei sind dem Prozess Ratterschwingungen überlagert, welche sich aus der Welligkeit der zuvor gefertigten Werkstückoberfläche ergeben. Deren mathematische Beschreibung ist mit retardierten Differentialgleichungen möglich, wie bei [21–23] erläutert. Surmann [24] stellt ein Simulationssystem für die Prozessdynamik des fünffachsigen Fräsprozesses vor. Durch Verwendung eines physikalischen Ersatzmodells des Werkzeugs und der Modellierung auftretender Zerspankräfte ermöglicht das System die Simulation von Rattern und damit die Vorhersage resultierender Oberflächen. Der Regenerativ-

¹ „[...] *undurchsichtigstes und heikelstes aller Probleme, mit welchem der Maschinenbediener konfrontiert wird* [...]“ (Übersetzung des Autors)



(a) Effekt des regenerativen Ratterns.

(b) Lagekopplung nach Tlustý [13].

Abbildung 2.1: Mögliche Ursachen instabiler Prozesszustände nach Weck [20].

fekt ist die häufigste Ursache für das Auftreten von Rattern und damit verbunden unzureichender Oberflächengüte, erhöhtem Werkzeugverschleiß und verminderter Produktivität [7]. Daher existieren viele unterschiedliche Ansätze zur Vermeidung und Unterdrückung von Rattererscheinungen, wie bspw. von Simnofske [25] und Ganguli [26] zusammengetragen. In [Abschnitt 2.3 Alternative Lösungsansätze](#) (siehe S. 15) sind weitere Möglichkeiten aufgezeigt, instabile Prozesszustände zu vermeiden und deren Auswirkungen zu minimieren. In dieser Arbeit wird Rattern als eine, dem Fertigungsprozess überlagerte ungewollte Schwingung verstanden, welche sich negativ auf die Prozessstabilität auswirkt.

2.1.2 Fräsbearbeitung dünnwandiger Strukturen

Wie Möhring *et al.* in [27] zeigen, stellt die Fertigung dünnwandiger Bauteile in vielerlei Hinsicht eine Herausforderung dar. So bewirken bspw. durch den Prozess bedingte und im Material enthaltene Spannungen, insbesondere bei langen, filigranen Strukturen, häufig eine ungewollte Deformation des Bauteils [28, 29]. Die Verformung des Werkstücks aufgrund der notwendigen Einspannung sowie das Nachführen der Werkstückposition, bedingt durch dessen Abdrängung während der Bearbeitung, sind

ebenfalls Besonderheiten bei der Fertigung nachgiebiger Bauteile [30]. Die vergleichsweise geringe Steifigkeit kann zudem instabile Prozesszustände aufgrund ungewollter Schwingungen begünstigen, wie in [31, 32] gezeigt. Neben fremd- und selbsterregten mechanischen Schwingungen können durch den stetigen Materialabtrag und die periodische Änderung der Werkzeugposition auch parametererregte Schwingungen [14, 33] die Prozessstabilität negativ beeinflussen. Die Detektion instabilen Systemverhaltens wird erschwert durch den vergleichsweise geringen Energieeintrag bspw. beim Schlichten dünnwandiger Bauteile. Störende Schwingungsanteile können auf dem Weg zwischen Wirkstelle und Sensorposition zu stark gedämpft oder verfälscht werden [34, 35]. Für die Bearbeitung von dünnwandigen Freiformflächen kommen vor allem lange, schlanke **Kugelpkopfräser (KK)**-Fräser zum Einsatz [36]. Die Mechanik des Schnittprozesses und die Dynamik des **KK**-Fräsens beschreiben Altintas und Lee [37]. Die Schnittgeschwindigkeit variiert entlang der Schneide von null (Fräterspitze) bis zum maximalen Wert (voller Radius), daher ist für die Einstellung der Spindeldrehzahl der effektive Fräserdurchmesser zu berücksichtigen [38]. Die resultierende Werkstückoberfläche lässt sich vorab durch die bekannte Werkzeuggeometrie und Fertigungsparameter abschätzen, wie in [39, 40] beschrieben. Der Begriff *dünnwandig* wird in verschiedenen Bereichen der Fertigungstechnik unterschiedlich verwendet, daher existiert auch kein fester Grenzwert für eine dünnwandige Struktur. Barthelmä verwendet den Begriff *Dünnwandigkeit* in [41] in Bezug auf Motorblöcke und Zylinderköpfe. Tuysuz und Altintas [42] simulieren den stetigen Materialabtrag an einer *dünnwandigen* Schaufel mit 4,75 mm Stärke. In der vorliegenden Arbeit liegt der Fokus auf der Bearbeitung von Schaufeln mit einer Stärke von 0,5 mm bis 3 mm. Munoa *et al.* [8] und Quintana und Ciurana [7] stellen fest, dass die Fertigung dünnwandiger Bauteile insbesondere durch die vergleichsweise starke Veränderung ihres strukturdynamischen Verhaltens während der Bearbeitung angepasste Vorgehensweisen notwendig macht. So schlagen Campa *et al.* [43] eine Erweiterung des *stability lobe diagram – Stabilitätsdiagramm (SLD)* vor, bei der zusätzlich die Position des Fräasers berücksichtigt wird. In [44] zeigen Zhang und Sims erfolgreich den Einsatz eines aktiven piezoelektrischen Dämpfers zur Fertigung eines beidseitig eingespannten dünnwandigen Bauteils. Eine passive Beeinflussung des Systemverhaltens präsentieren Shi *et al.* [45] durch Aufbringen einer viskoelastischen Schicht auf das Werkstück. Abrari [46] stellt einen Simulator vor, der direkt in die CAD/CAM-Kette integriert werden kann, um nachgiebigkeitsbedingte Abdrängungen und Oberflächenstörungen berücksichtigen zu können. Kersting [47] simuliert neben den Werkzeugschwingungen auch die regenerativen Werkstückschwin-

gungen am Beispiel einer Turbinenschaufel und kann damit Rattererscheinungen und entstehende Oberflächen vorhersagen. Weitere Ansätze zur passiven bzw. aktiven Beeinflussung der Stabilität von Fertigungsprozessen finden sich in [Abschnitt 2.3 Alternative Lösungsansätze](#) (siehe S. 15).

2.2 Adaptronische Werkstückhalter

Dieser Abschnitt gibt einen kurzen Überblick zu Lösungsansätzen, welche denen dieser Arbeit ähnlich sind, siehe [Tabelle 2.1](#). Im Fokus stehen dabei Vorrichtungen zum Spannen des Werkstücks, mit denen es möglich ist, den Fertigungsprozess zu überwachen und aktiv zu beeinflussen.

Tabelle 2.1: Ähnliche Realisierungen adaptronischer Spannvorrichtungen.

Fertigungsverfahren <i>Fokus der Arbeit</i>	Sensorik Aktorik	Besonderheiten	Referenz
Fräsen <i>Rattervermeidung</i>	Abstandssensoren Piezoaktor	25 kg Nutzlast, integrierte Kraftsensorik	[48–50]
Fräsen <i>Rattervermeidung</i>	Beschleunigungssensoren Piezoaktor	integrierte Kraftsensorik integrierte Energieversorgung	[51, 52]
Fräsen <i>Geräusch- und Schwingungsreduktion</i>	Lasertriangulation und Mikrophon Piezoaktor	Holzbearbeitung	[53]
Fräsen <i>Rattervermeidung</i>	Kraftsensorik Piezoaktor	Integration in Maschinenpalette	[54]
Mikrozerspannung <i>Verschleißminimierung</i>	Kraftsensorik Piezoaktor	Vermeidung von Werkzeugbruch	[55, 56]
Fräsen <i>Rattervermeidung</i>	<i>Selfsensing</i> -Piezoaktor	Piezoaktor wird auch als Sensor genutzt	[44]
Fräsen <i>Rattervermeidung</i>	Abstandssensoren Piezoaktor	nachgiebige Bauteile	[57]
Fräsen <i>Rattervermeidung</i>	Beschleunigungssensoren Piezoaktor	ebenfalls im INTEFIX-Konsortium	[58–60]

Diese adaptronischen Vorrichtungen werden in der Literatur häufig als *intelligent* oder *smart* betitelt, da sie mit Hilfe integrierter Sensorik, Aktorik und Algorithmik für die Signal- und Datenverarbeitung die Stabilität des Prozesses aufrecht erhalten, ohne dass ein Eingriff durch den Maschinenbediener notwendig ist. Weiterführende Literaturrecherchen zur Thematik adaptronischer Spannvorrichtungen sind bei Gameros *et al.* [61] und Bakker *et al.* [62, 63] zu finden. Bei jedem der aufgeführten Ansätze in [Tabelle 2.1](#) finden Piezoaktoren Anwendung für die Aktuierung des Bauteils während der Fertigung. Die Aktoren sind dazu meist um 90° zueinander versetzt angeordnet, um die translatorische Bewegung eines Spanntisches in der Ebene zu realisieren, siehe [Abbildung 2.2](#).

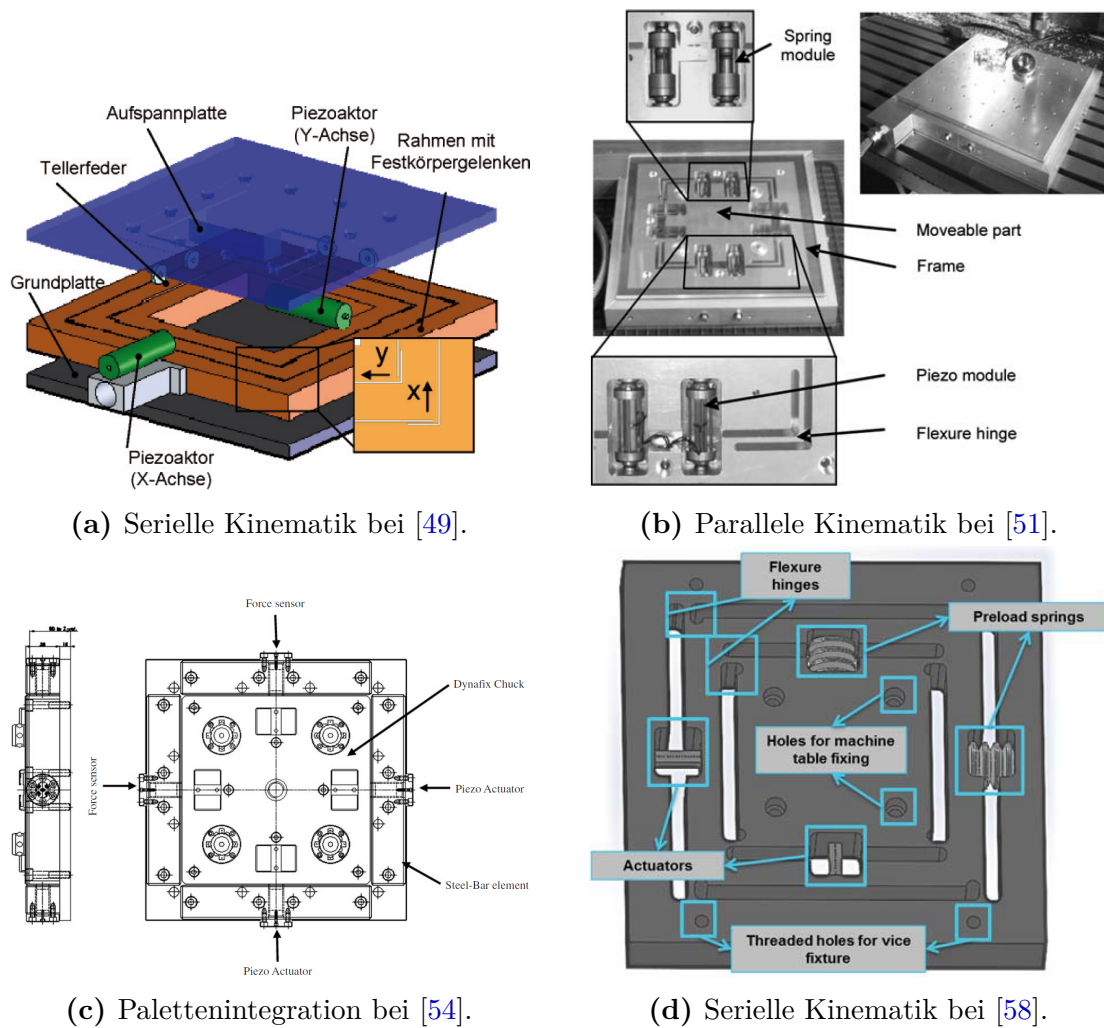


Abbildung 2.2: Aufbau ähnlicher Vorrichtungen.

Festkörpergelenke ermöglichen die reibungsfreie Lagerung der parallelen oder seriellen Kinematik. Grundlage der Prozessüberwachung und Regelung ist teils unterschiedliche Sensorik. Es werden Abstandssensoren zur Erfassung der Tischbewegung [49, 57], sowie Beschleunigungssensoren [58], Mikrofone [53] und Kraftsensorik [54] für die Bewertung der Prozessstabilität verwendet. Unterschiedliche Regelstrategien kommen zum Einsatz, so verwenden Brecher *et al.* [49] einen Lageregler für die Bewegung des Tisches, [künstliche neuronale Netzwerke \(KNN\)](#) finden bei [59] Verwendung um einen *Black-Box*-Regler zu entwickeln und adaptive Regelstrategien werden bei [51, 54] untersucht. Kuljanic *et al.* [64] formulieren die Anforderungen an eine adaptronische Spannvorrichtung wie folgt:

- *„Die Vorrichtung darf die modalen Parameter der Maschine nicht negativ beeinflussen, speziell sollte die Nachgiebigkeit der Fertigungseinrichtung nicht erhöht werden.“*
- *„Die Vorrichtung sollte kompatibel zum Palettensystem bzw. Werkzeugwechsler der Maschine sein.“*
- *„Die Vorrichtung darf die Wahl der Prozessparameter nicht negativ beeinflussen.“*
- *„Die Rattererkennung sollte nicht abhängig sein vom a priori Wissen über aktuelle Schnittbedingungen und der Maschinendynamik.“*
- *„Das System sollte unempfindlich gegen Umgebungsrauschen sein.“*

Komplexe Prozesse, wie die Bearbeitung dünnwandiger Strukturen (siehe [Unterabschnitt 2.1.2 Fräsbearbeitung dünnwandiger Strukturen](#) (siehe S. 7)), erfordern ein hohes Maß an Prozesswissen für eine effiziente Detektion instabiler Prozesszustände, wie die in [Abschnitt 2.4 Rattererkennung in der Prozessüberwachung](#) (siehe S. 19) vorgestellten Verfahren belegen. Vorrichtungen mit ähnlichem Aufbau, jedoch mit Fokus auf Positionierung des Werkstücks, sind bei [65–68] beschrieben.

2.2.1 Aktorik

Für die gezielte Bewegung des Werkstücks während der Bearbeitung sind Aktoren zur Krafterzeugung erforderlich. Wie in [Abbildung 2.3](#) dargestellt, kann die Bewegung respektive Krafterzeugung durch Umwandlung verschiedener Energieformen mit Hilfe unterschiedlicher Prinzipien erfolgen. Zur Erfüllung der für den industriellen Betrieb erforderlichen Anforderungen in Bezug auf mechanische und steuerungstechnische Integrierbarkeit, Wartung, erreichbare Stellwege, Kräfte, Momente und Dynamik beim Einsatz in Fertigungseinrichtungen und deren Umfeld, haben sich pneumatische, hydraulische und elektrische Aktoren bewährt [19, 70]. In [Abbildung 2.4](#) sind die möglichen Stellkräfte gängiger Aktorarten in Bezug auf deren Stellgeschwindigkeit, Stellweg und Stellzeit dargestellt. Elektromotoren nehmen dort wegen ihrer Vielzahl von Ausführungen einen großen Bereich ein. Hohe Stellkräfte und Stellwege müssen jedoch häufig mit größerer Bauform, oder zusätzlicher Nachgiebigkeit durch Getriebe erkaufte werden [71]. Im Vergleich dazu bieten Piezoaktoren und fluidische Antriebe bei gleicher Masse bzw. eingenommenem Bauraum höhere Leistung, siehe [Abbildung 2.5](#). Wie aus [Tabelle 2.1](#) ersichtlich, eignen sich Piezoaktoren durch die hohen Stellkräfte verbunden mit guten Dynamikeigenschaften für den Einsatz in adaptronischen Spannvorrichtungen. Wie bei Isermann [69] beschrieben, kommt es durch den inversen piezoelektrischen Effekt bei Anlegen einer elektrischen Spannung bei piezoelektrischen Materialien zur dessen Verformung. Um die Auslenkung zu erhöhen, bestehen in adaptronischen Spannvorrichtungen eingesetzte Stapelaktoren meist aus vielen in Reihe geschalteten Piezokeramiken. Piezostapelaktoren zeichnen sich durch eine hohe Steifigkeit aus und können hohe Druckkräfte erzeugen. Im Betrieb müssen diese jedoch vor Zug-

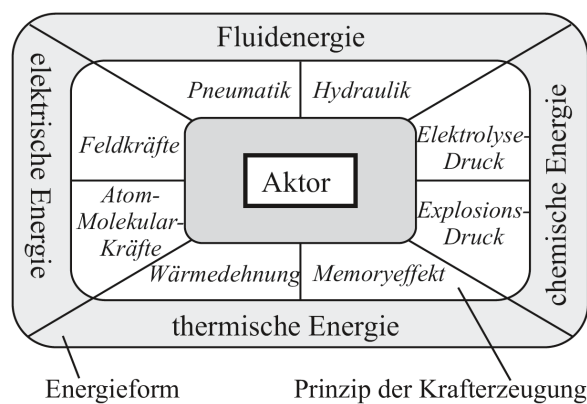


Abbildung 2.3: Unterscheidung von Aktoren nach Energieformen [69].

und Querkräften geschützt werden. Dies kann durch Vorspannung und geeignete Lagerung realisiert werden, wie in [72–74] beschrieben. Wird die *Curie-Temperatur* des Piezoaktors überschritten, so verliert dieser seine piezoelektrischen Eigenschaften, daher ist diese im Betrieb zu überwachen [75].

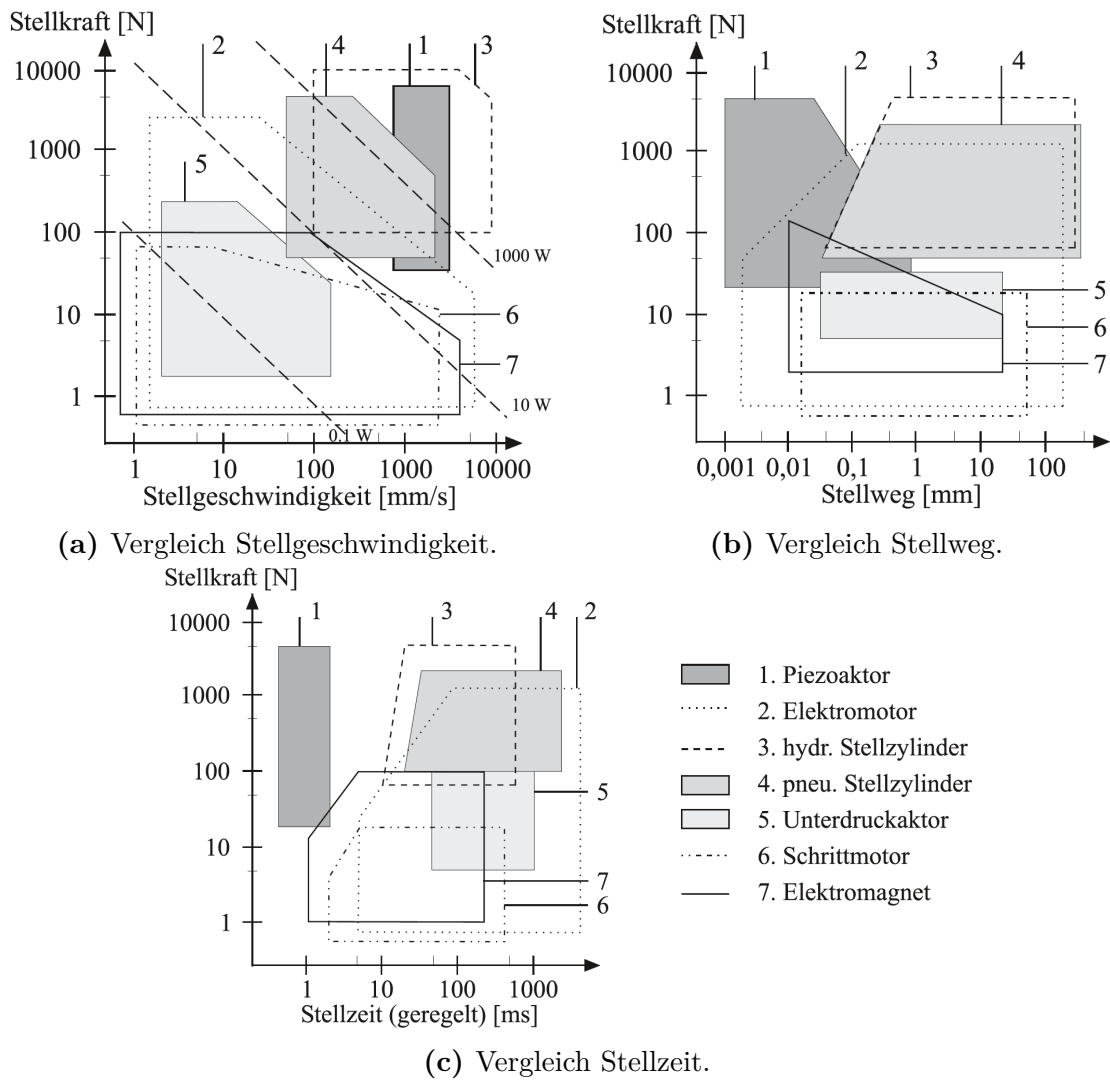


Abbildung 2.4: Gegenüberstellung unterschiedlicher Aktorarten [69].

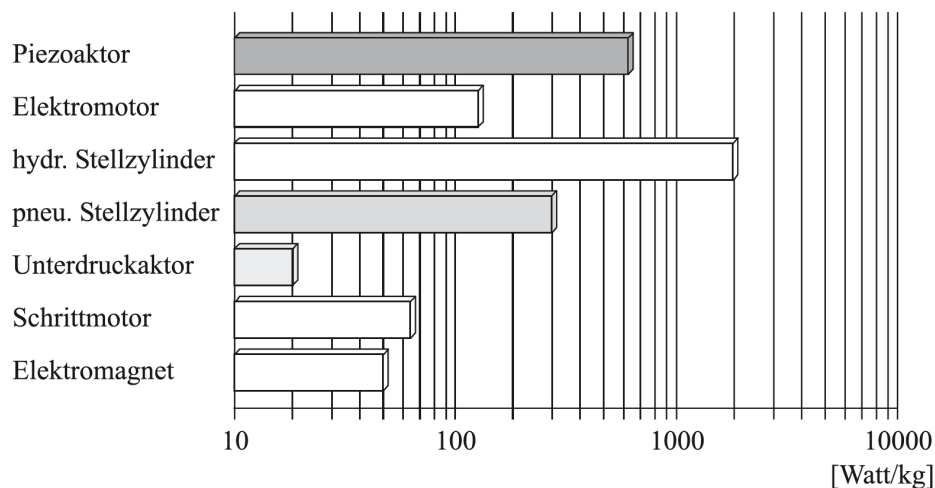


Abbildung 2.5: Leistung pro Masse unterschiedlicher Aktorprinzipien (ohne Energieerzeuger) [69].

2.2.2 Sensorik

Wie bereits aus [Tabelle 2.1](#) ersichtlich, eignen sich unterschiedliche Sensoren zur Erfassung des Prozesszustandes. Zur Erläuterung physikalischer Sensoreffekte und den unterschiedlichen Varianten nachfolgend genannter Messaufnehmer sei auf Tränkle und Obermeier [76] verwiesen. Karpuschewski gibt in [77] einen umfassenden Überblick geeigneter Sensorik für die Prozessüberwachung beim Spanen und unterscheidet zwischen *Sensoren für Prozessgrößen*, *Werkzeugsensoren* (Werkzeugverschleiß), *Werkstückensoren* (Oberflächengüte und Geometrieabweichungen) und *Sensoren zur Überwachung von Spänen* (Abfuhr, Bruch, Temperatur). Für die Verwendung in einer adaptronischen Spannvorrichtung schränkt sich die Auswahl auf Sensoren zur Erfassung von Prozessgrößen ein, da diese prinzipbedingt schneller Aufschluss über den Prozesszustand liefern und somit einen effizienten Eingriff in den Prozess ermöglichen. Distanzsensoren eignen sich zur Erfassung der Position und von Schwingungen des Werkstücks oder Werkzeugs. Die Erkennung instabiler Zustände kann dabei unter Zuhilfenahme unterschiedlicher physikalischer Messprinzipien (induktiv [78], kapazitiv [66], optisch [79]) erfolgen. Die Positionierung dieser berührungslosen Sensoren entscheidet über die Effizienz der Messung, da sich Frequenzen durch Bewegung an möglichen Knotenpunkten unterschiedlich äußern [14]. Beschleunigungssensoren finden häufig Verwendung für die Überwachung von Fertigungsprozessen [80–83]. Der von der Spindel aufgenommene Strom bzw. die Leistungsaufnahme von Antrieben kann ebenfalls Aufschluss über den Prozess geben

[84, 85]. Aufgrund der hohen Bandbreite und einfachen Integration sind Sensoren basierend auf *Acoustic Emission – Körperschall (AE)* Teil vieler Untersuchungen [86–89]. Delio *et al.* [90] vergleichen Sensoren für Rattererkennung beim Fräsen und kommen zu dem Schluss, dass Mikrofone im untersuchten Prozess mehr Vorteile bieten als Beschleunigungssensoren und Kraftsensorik. Kuljanic *et al.* [64] dagegen empfehlen eine Kombination von Kraftmessplattform und Beschleunigungssensoren für die Detektion instabiler Zustände bei der zerspanenden Fertigung, da sich im untersuchten Fall Rattern im Signalverlauf von Spindelleistung und AE-Sensoren weniger deutlich zeigt. Downey *et al.* [91] verwenden für die Überwachung beim Drehen eine Kombination von AE-, Kraft-, und Beschleunigungssensoren. Neben der Wahl des Messaufnehmers, ist auch dessen Position bzw. Integrierbarkeit für eine effiziente Prozessüberwachung entscheidend. In [90] liefern Beschleunigungssensoren am Spindelkasten vergleichsweise schlechte Ergebnisse, wohingegen bei [64] die Sensoren an vergleichbarer Position für die Untersuchungen nützliche Aussagen liefern. Dies kann u. a. daran liegen, dass die Signale auf dem Weg zwischen Prozess und Sensor zu stark verändert werden. Ursachen dafür sind bspw. Materialdämpfung und Übergänge an Kontaktstellen und Lagern [34, 35]. Die Integration der Sensorik nah am Prozess kann daher von Vorteil sein, wie bei [41, 92] beschrieben. Weiterführende Recherchen [93–96] zu Sensoren für die Prozessüberwachung in der Fertigung zeigen, dass deren Auswahl von vielen unterschiedlichen Faktoren abhängig sein kann.

2.3 Alternative Lösungsansätze

In diesem Abschnitt werden alternative Lösungsansätze zur Vermeidung oder Abschwächung instabiler Prozesszustände während der Fertigung betrachtet. Inasaki *et al.* [97] beschreiben drei mögliche Schnittstellen, um Rattern beim Schleifen effektiv zu unterdrücken: die *Veränderung der Prozessparameter*, die *Beeinflussung der strukturdynamischen Eigenschaften des Systems* und die *Störung des regenerativen Effektes*. Weiterhin wird nachfolgend in *Online-* und *Offline-*Verfahren untergliedert. Bei Online-Verfahren findet die Diagnose aufgenommener Messwerte und der Eingriff in den Prozess direkt während der Fertigung statt. Die Offline-Verfahren dagegen basieren auf einer Bestimmung der Fertigungsparameter bzw. Anpassung der Prozessbedingungen auf Grundlage vorheriger Simulation oder Berechnung. Die folgenden Erläuterungen stellen eine Aus-

wahl unterschiedlicher Möglichkeiten zur Rattervermeidung dar, erheben jedoch keinen Anspruch auf Vollständigkeit. Für einen umfassenden Überblick sei auf weiterführende Literaturrecherchen verwiesen [7–9, 19, 63, 98–101].

2.3.1 Offline-Verfahren

Die nachfolgend vorgestellten Verfahren haben das Ziel, die Stabilität eines Fertigungsprozesses zu gewährleisten. Dies geschieht mit zuvor ermittelten optimalen Parametern für die Maschine, deren Umgebung oder dem im Prozess verwendeten Equipment. Wie in [Unterabschnitt 2.1.1 Rattern](#) (siehe S. 6) erläutert, lässt sich der Regenerativeneffekt auf den periodischen Zahneingriff während des Fräsprozesses zurückführen. Slavicek [102] und Vanherck [103] zeigen, dass sich eine ungleiche Zahnteilung des Fräswerkzeugs positiv auf die Prozessstabilität auswirkt. Auch die unterschiedliche Steigung benachbarter Zähne hat einen ähnlichen Effekt, wie bei Stone und Turner *et al.* [104, 105] zu sehen. Die Veränderung des strukturdynamischen Verhaltens stellt eine weitere Möglichkeit dar, ungewollte Zustände zu vermeiden bzw. abzuschwächen. Tobias [10] und Ormondroyd [106] erläutern unterschiedliche Konzepte von Schwingungstilgern bzw. Schwingungsdämpfern für die Struktur der Maschine. Für deren Auslegung und Anpassung an den jeweiligen Prozess sind unterschiedliche Verfahren und Vorgehensweisen entwickelt worden [107–109]. Bei Burtscher *et al.* [110] können die Eigenfrequenzen des Systems durch Masseänderung mittels variabel befüllbarer Fluidtanks verändert werden. Insbesondere für die Bearbeitung dünnwandiger Bauteile eignen sich Masse-Dämpfer-Lösungen, welche direkt auf die Bauteiloberfläche appliziert werden [31, 45]. Badowski [111] erörtert die Nutzung von im bearbeiteten Material induzierten Wirbelströmen zur Steigerung der Dämpfung während der Fertigung dünnwandiger Strukturen. Prädiktive Verfahren zur Ermittlung optimaler Prozessparameter beruhen meist auf vorheriger Simulation des Prozesses. Die Grundlagen für die Erstellung dafür notwendiger Modelle finden sich u. a. bei Altintas [112]. Im Vergleich zu heuristischen Verfahren zur Bestimmung der Prozessparameter, besitzen Simulationen als analytische Ansätze das Potenzial, einen Prozess auf eine oder mehrere Zielgrößen, wie Verschleiß oder Fertigungsdauer optimal einzustellen [9, 23, 113–117]. So ist es bspw. möglich, Stabilitätskarten zu berechnen, welche die Stabilität in Abhängigkeit der Parameter Fräserschnitttiefe und Spindeldrehzahl von Fertigungsprozessen wiedergeben [118–120]. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, den Werkzeugpfad derart

anzupassen, dass instabile Zustände während der Bearbeitung vermieden werden [121, 122]. Eine Methode zur computergestützten Bestimmung der Frässtrategie für die Fertigung dünnwandiger Bauteile ist bei Popma zu finden [123]. Speziell für die spanabhebende Bearbeitung dünnwandiger Strukturen stellt Abrari [46] einen Simulator vor, welcher vorab erlaubt Schnittkräfte, Abdrängungen und Oberflächenstörungen zu bestimmen. Vorherige Berechnungen und Modellierungen sind auch Grundlage einer Vielzahl von Online-Verfahren, um bspw. Regelungen auszulegen, Umsetzungstabellen zu bestimmen oder Ordnungsreduktionen durchzuführen.

2.3.2 Online-Verfahren

Die Verwendung der zuvor beschriebenen Offline-Verfahren erfordert meist *a priori* Kenntnis über das Systemverhalten. So kann bspw. eine Änderung der Werkstück- oder Werkzeuggeometrie eine zeitaufwendige Neuberechnung der optimalen Prozessparameter notwendig machen. Mehr Flexibilität bieten dagegen Online-Verfahren. Diese Verfahren haben gemein, dass während der Fertigung ein aktiver Eingriff in den Prozess stattfindet. Dies geschieht durch Anpassung der Prozessparameter oder durch Einsatz von Aktoren, wenn ein ungewollter Zustand mittels Sensorik detektiert wird.

In [124] beschreiben Dohner *et al.* die Verwendung elektrostriktiver Aktoren für eine aktive Spindellagerung. Piezoaktoren kommen für ähnliche Ansätze bei Monnin [100] und Will [125] zum Einsatz, um die Bewegung des Werkzeugs gezielt zu regeln. Die Integration eines elektromagnetischen Aktors direkt in die Spindel beschreibt Bickel [126]. Van de Wouw *et al.* [127] präsentieren eine robuste Regelstrategie für eine aktive magnetische Spindellagerung zur Vermeidung von Rattern bei gleichzeitiger Erhöhung des Zerspanvolumens. Ein aktiver Eingriff in die Fertigung ohne Aktoren wird von Ismail und Ziaei [128] beschrieben. Wird der Prozess instabil, erfolgt die schrittweise Anpassung der Spindeldrehzahl. Grundlage der Prozessüberwachung bildet die Verarbeitung und Auswertung akustischer Sensorsignale. Weck *et al.* [129] nutzen die Veränderung der Spindeldrehzahl unter Verwendung eines adaptiven Reglers zur Maximierung der Schnitttiefe beim Stirnfräsen. In [130] beschreiben Smith und Tlustý ein Vorgehen, bei dem die Spindeldrehzahl automatisch derart angepasst wird, dass die Zahneingriffsfrequenz der Ratterfrequenz entspricht. Einen weiteren Ansatz beschrei-

ben Stöferle und Grab [131]. Dabei wird die Drehzahl um einen vorgegebenen Wert in Amplitude und Frequenz sinusförmig variiert, um den Rattereffekt zu stören. Die Wahl der Parameter ist dabei von der Maschinen- und Prozessdynamik abhängig [132]. Der Vorteil der Nutzung der Spindeldrehzahl als Stellgröße für Verfahren der Prozessstabilisierung liegt darin, dass keine zusätzlichen Aktoren in den Prozess integriert werden müssen [133–136]. Unter Berücksichtigung der Maschinen- und Werkzeugnachgiebigkeit, regeln dagegen Hwang *et al.* [137] die Vorschubkraft beim Drehen. Denkena *et al.* [138] stabilisieren den Prozess durch Aufrechterhaltung der Werkzeugabdrängung während des Zerspanvorgangs. Im Spindelschlitten integrierte **Dehnungsmessstreifen (DMS)** und Faser-Bragg-Gitter-Sensoren liefern in Kombination mit der ermittelten Biegefestigkeit des Werkzeugs die notwendigen Informationen für die Berechnung eines angepassten Werkzeugpfades. Eine automatische NC-Pfadanpassung erfolgt bei Mitsuishi *et al.* [139]. Grundlage dafür sind im Prozess erstellte Stabilitätskarten und eine Rattererkennung mittels Kraftsensorik. Auch die strukturdynamischen Eigenschaften des Gesamtsystems lassen sich während des Prozesses beeinflussen. Wang und Fei [140] variieren die Eigenfrequenzen eines in elektro-rheologischem Fluid gelagerten Bohrers. Die Änderung des elektrischen Feldes, welches das Fluid durchdringt hat Einfluss auf dessen Fließverhalten und somit auf die modalen Parameter des Gesamtsystems. Ein ähnliches Konzept wenden Segalman und Redmond [141] in Simulationen auf einen Fräsprozess an. Herder [142] stellt eine Vorspannungsregelung für einen Kugelgewindetrieb auf Basis eines piezoelektrischen Aktors vor. Die Wirksamkeit eines aktiven elektrohydraulischen Dämpfers zeigen Brecher [143] und Schulz [144]. Maschinenhersteller bieten eigene Systeme an, welche meist als Zusatzoption in die Maschine integriert werden können, wie *dynamic-efficiency* [145] der *DR. JOHANNES HEIDENHAIN GmbH* oder *machining navi* [146] der *OKUMA Corporation*. Weck und Brecher [19] führen allgemeine Parameter auf, welche die Stabilität des Prozesses beeinflussen können. Weitere Arbeiten sowie Ansätze für andere Fertigungsverfahren, welche die Anpassung während des Prozesses vorsehen, sind bei Neugebauer *et al.* [98] und Park *et al.* [99] zu finden.

2.4 Rattererkennung in der Prozessüberwachung

In [Unterabschnitt 2.1.1 Rattern](#) (siehe S. 6) ist bereits auf die Vielfältigkeit und Komplexität instabiler Prozesszustände, wie Rattern eingegangen worden. Solche Zustände zu erkennen und vom gewünschten Systemverhalten zu unterscheiden kann abhängig vom Prozess und dessen Randbedingungen eine erhebliche Herausforderung darstellen. Die mit Hilfe eines Messaufnehmers erfasste Messgröße muss Rückschlüsse auf die Stabilität des Prozesses zulassen. Wichtige Einflussgrößen können sein:

Messkette

Das physikalische Messprinzip, die Position des Sensors, die Messmethode und das Messverfahren bestimmen Eigenschaften, wie Sensitivität, Linearität, Abtastrate und Auflösung. Übertragungswege, Verstärker, Filter und [Analog-Digital-Umsetzer \(ADU\)](#) sind weitere Faktoren, welche das Messsignal gewollt oder ungewollt beeinflussen (Laufzeiten, Totzeiten, Phasenverschiebung, Amplitude, etc.). [147]

Prozessumgebung

Im industriellen Umfeld und speziell im Inneren einer Fertigungseinrichtung spielt die [elektromagnetische Verträglichkeit \(EMV\)](#) aller Komponenten eine wichtige Rolle. Neben externen Störungen, wie mechanische Schwingungen anderer Maschinen, können auch Lager, Antriebe, Betriebsmodi oder geklemmte Achsen einer Maschine Einfluss auf das Messsignal haben. Selbst bei zwei baugleichen Maschinen können sich durch Komponentenverschleiß oder Fertigungstoleranzen unterschiedliche Signalverläufe einstellen. [35]

Prozess

Der kontinuierliche Eingriff beim Drehen stellt sich im Signal anders dar, als bspw. der unterbrochene Schnitt beim Fräsen. Schrupp- und Schlichtvorgänge, selbst mit demselben Werkzeug, können aufgrund unterschiedlicher Eingriffsverhältnisse und Schnittkräfte zu unterschiedlichen Signalausschlägen führen. Weiterhin können die Prozessenergie, Achspositionen (Verfahrart, Achsanordnung), Prozessparameter, Werkzeugverschleiß oder die verwendete Frässtrategie das Messsignal beeinflussen. [10]

Die Aufgabe der Prozessüberwachung ist es, Eigenschaften aus dem gewonnenen Messsignal zu extrahieren und für die Beurteilung des Prozesszustandes zu klassifizieren. Die meisten Verfahren beruhen auf der Analyse der aufgenommenen Daten im Zeit- bzw. Frequenzbereich. Messaoud und Weihs [148] überwachen die Stabilität beim Tiefbohren mit Hilfe eines Kriteriums im Zeitbereich. In [149] stellen Kondo *et al.* ein Kriterium für die Ratterdetektion beim Drehen im Frequenzbereich vor. González-Brambila *et al.* [150] nutzen ein Verfahren zur Stabilitätsbeurteilung beim Schleifen, welches die Untersuchung im Zeit- und im Frequenzbereich ermöglicht. Kuljanic *et al.* [151] präsentieren mehrere Ratterkriterien für die Analyse im Zeit- und Frequenzbereich.

Nachfolgend soll auf die gängigsten Verfahren für die Erkennung instabiler Zustände in der Fertigung eingegangen werden.

2.4.1 Zeitbereich

Im Zeitbereich kann eine Veränderung der Signalamplitude eines Messaufnehmers, wie bspw. eines Kraftsensors oder Mikrofons, Aufschluss über den Prozesszustand geben. Feste Grenzwerte, wie von Jemielniak und Arrazola [152] oder dynamische, wie von Huang *et al.* [153] verwendet, dienen dabei der Bewertung der Amplitudenänderung. Möhring *et al.* [92] überwachen über ein definiertes Zeitfenster fortlaufend den *Root Mean Square – quadratischer Mittelwert* bzw. *Effektivwert (RMS)* der Signalamplituden von Kraft- und Wirbelstromsensoren, um Werkzeugverschleiß während des Fräsens frühzeitig zu erkennen. Durch den unterbrochenen Schnitt beim Fräsprozess stellt sich ein periodischer Signalverlauf ein (Zahneingriffsfrequenz) [154]. Aperiodische Signalanteile können ein Anzeichen für instabile Zustände sein. Mit Hilfe von Korrelationsverfahren ist es möglich, diese Veränderungen im Signal zu detektieren. Bei der Autokorrelation, wie in [155] verwendet, werden die Werte des Signals x in Abhängigkeit der Zeit t in einem definierten Abstand τ mit vorherigen Werten verglichen. Der Autokorrelationskoeffizient ρ ergibt sich nach Box *et al.* [156] wie folgt.

$$\rho_{\tau} = \frac{\sum_{i=1}^{T-\tau} (x_{i+\tau} - \bar{x})(x_i - \bar{x})}{\sum_{i=1}^T (x_i - \bar{x})^2} \quad (2.1)$$

Der Autokorrelationskoeffizient ρ_τ ist demnach ein Maß für die Ähnlichkeit zweier aufeinanderfolgender Signale und eignet sich somit für die Stabilitätsbeurteilung eines Prozesses. Einen ähnlichen Ansatz stellen Schmitz *et al.* [157] vor. Hier wird die Abweichung von Audiosignalen eines Fräsprozesses zu jeder Spindelumdrehung statistisch ausgewertet und bei Auftreten aperiodischer Anteile auf Rattern geschlossen. Das sogenannte *Once per Revolution Sampling – spindeldrehzahlsynchrone Abtastung (OPRS)* nutzen auch Davies *et al.* [158] um Poincaré-Schnitte zweier gegeneinander aufgetragener Sensorwerte zu erstellen. Die um 90° zueinander versetzten Abstandssensoren detektieren dabei die Abdrängung eines Fräasers während der Fertigung. In stabilen Prozesszuständen bilden die aufeinanderfolgenden Poincaré-Schnitte – gemeinsam aufgetragen – eine Gruppe dicht beieinander liegender Punkte. Rattern äußert sich dagegen durch ellipsenförmige Verteilungen. Die frühzeitige Detektion von Rattern durch Demodulation eines Sensorsignals nutzt Faassen [159]. Grundlage für die Demodulation sind bekannte Frequenzen, wie Zahneingriffsfrequenz und deren Harmonische sowie Eigenfrequenzen des Fräasers. Weitere Signalverarbeitung resultiert in einem Detektionssignal, dessen plötzliche Änderung auf das Eintreten von Rattern hindeuten kann. Dong *et al.* [160] nutzen für die Bewertung des Prozesszustandes weitere Signaleigenschaften im Zeitbereich, wie Schiefe (*Skewness*), Kurtosis, Mittelwerte, Scheitelfaktor (*Crest-Faktor*), Standardabweichung, Spitze-Spitze-Wert und Spitze-Tal-Wert.

2.4.2 Frequenzbereich

Die Umwandlung eines Signals mittels Fourier-Transformation (2.2) oder Laplace-Transformation (2.3), wie bei Lunze [161] beschrieben, ermöglicht die Nutzung von Frequenz- und Spektralanalyseverfahren.

$$X(\omega) = \mathcal{F}\{x\}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt \quad (2.2)$$

$$X(s) = \mathcal{L}\{x\}(s) = \int_0^{\infty} x(t)e^{-st} dt, \quad s \in \mathbb{C} \quad (2.3)$$

Mit Hilfe der *Fast Fourier Transform* – schnelle Fourier-Transformation (FFT), als Abwandlung der *Discrete Fourier Transform* – diskrete Fourier-Transformation (DFT), können die stationären periodischen Anteile eines Signals mit ihrem jeweiligen Amplitudenbetrag über die Frequenz dargestellt werden. Unerwartete bzw. unerwünschte Frequenzen während der Fertigung können somit erkannt werden. Toh [162] verwendet die FFT für die Bewertung von Kraftsignalen unterschiedlicher Frässtrategien. Spektrogramme ermöglichen zusätzlich die zeitliche Auflösung der durch die FFT gewonnenen Informationen über die Frequenzanteile im Signal. Bildlich gesprochen stellen diese Frequenzspektren die Aneinanderreihung von FFTs aufeinanderfolgender, gleich großer Signalanteile dar. Dadurch werden Änderungen von Frequenzen im zeitlichen Verlauf eines Prozesses sichtbar. Die Analyse des Frequenzspektrums eignet sich bei vielen Prozessen, um instabile Zustände zu detektieren [90, 149, 163]. Analog zur Autokorrelation im Zeitbereich (Gleichung 2.1), gibt im Frequenzbereich die *Power-Spectral-Density* – Leistungsdichtespektrum (PSD) Auskunft über die auf die Frequenzen aufgeteilte Energie, siehe Bohn und Unbehauen [164]. Die Interpretation frequenzspektraler Darstellungen kann durch die Verwendung der sogenannten Cepstrumsanalyse vereinfacht werden. Das Cepstrum – oder auch Kepstrum – stellt das Spektrum einer Funktion im Frequenzbereich dar [165, 166]. Muster, wie die Harmonischen einer Zahneingriffsfrequenz in der Frequenzdarstellung lassen sich somit leicht feststellen [35].

2.4.3 Zeit- und Frequenzbereichsbetrachtungen

Ist bekannt, wie sich instabile Zustände im Zeit- oder Frequenzbereich darstellen, so ist die Analyse des Signals in nur einer der beiden Darstellungsformen oft hinreichend. Ist der Prozess durch unterschiedliche unerwünschte Zustände gekennzeichnet oder ändert sich die Ausprägung bzw. Gestalt der Instabilität im Laufe des Fertigungsprozesses, kann es von Vorteil sein, die Analyse synchron im Zeit- und Frequenzbereich durchzuführen. Die Auflösung der FFT über die Zeit in einem Spektrogramm stellt bereits eine Verschmelzung beider Bereiche dar. Die *Short-Time Fourier Transform* – Kurzzeit-Fourier-Transformation (STFT) ermöglicht es, dieses Verfahren auch für zeitkritische Prozesse nutzbar zu machen, wie bei Marinescu und Axinte [167] gezeigt. Diese vergleichen die Leistungsfähigkeit der STFT mit anderen Zeit-Frequenz-Verfahren im Fräsprozess.

Definitionsgemäß ergibt sich aus der **FFT** der Nachteil, dass sich nur stationäre periodische Signalanteile in einem endlichen Signal korrekt detektieren lassen. Aperiodische Anteile oder schnell abklingende Oszillationen können zeitlich nicht aufgelöst oder sogar falsch interpretiert werden. Entscheidend ist auch die Größe des gewählten Zeitfensters, von welchem die **FFT** gebildet wird. Kleine Fenster bspw. erlauben eine bessere zeitliche Auflösung auftretender Frequenzen, niederfrequente Anteile werden eventuell jedoch nicht erkannt. Ein Verfahren, welches Lokalität im Zeit- sowie Frequenzbereich besitzt ist die **Wavelet-Transformation (WT)**. Im Vergleich zur **FFT**, bei der global stationäre Cosinus- bzw. Sinusfunktionen genutzt werden, wird das Signal bei der **WT** schrittweise mit einem endlichen oszillierenden *Wavelet* abgetastet [168–170]. Die Rattererkennung mit Hilfe der **WT** zeigt Tangjitsitcharoen [171] in unterschiedlichen Situationen beim Kugelkopffräsen. Um den Werkzeugverschleiß frühzeitig zu erkennen, bedienen sich Xiaoli und Zhejun [172] der Wavelet-Paket-Transformation. Dabei nutzen sie einen Körperschallsensor, dessen Signal mehrstufig in unterschiedliche Frequenzbänder zerlegt und die darin enthaltenen Merkmale mit denen von Verläufen verschlissener Werkzeuge abgeglichen werden. Die Wavelet-Paket-Transformation kann auch dafür genutzt werden, frühzeitig den Eintritt von Rattern zu detektieren [173–175]. Kungpeng *et al.* [176] zeigen weitere Möglichkeiten mittels **WT** unterschiedliche Sensorsignale für die Prozess- und Maschinenzustandsüberwachung auszuwerten.

Über die hier vorgestellten rein signalbasierten Ansätze im Zeit- und/oder Frequenzbereich hinaus, eignen sich zur Prozessüberwachung auch Verfahren denen ein Prozessmodell zugrunde liegt oder wissensbasierte Methoden basierend auf *Fuzzy*-Logik oder künstlicher neuronaler Netze [36, 94, 96, 177–179].

2.5 Modellbildung

Modelle können dazu dienen, das Systemverhalten zu beschreiben und zu analysieren. Sie eignen sich für die Auslegung, Einstellung und den Betrieb von Steuerungen und Regelungen zur direkten Beeinflussung des Systemzustands. Der Aufwand für die Modellierung und Identifikation der Modellparameter ist dabei abhängig vom untersuchten System und dem angestrebten Einsatzzweck des Modells. Die zumeist notwendigen Beschränkungen und Grenzen für die Nachbildung eines Systemverhaltens haben zur Folge, dass ein erstelltes Modell nur in einem definierten oder verifizierten

Bereich Gültigkeit hat [180]. Unbehauen führt in [181] die wichtigsten Eigenschaften auf, welche für die Beschreibung eines Systems und die Auswahl eines Modellierungsverfahrens ausschlaggebend sein können. So werden Systeme unterteilt in *lineare* und *nichtlineare*, *zeitvariante* und *zeitinvariante*, *kontinuierliche* und *diskrete*, *deterministische* und *stochastische*, *kausale* und *nichtkausale*, *stabile* und *instabile* sowie in Systeme mit *konzentrierten* und *verteilten* Parametern. Abhängig von diesen Eigenschaften des Systems existieren unterschiedliche Möglichkeiten der Systembeschreibung im Zeit- und Frequenzbereich. Im Frequenzbereich stellen die Fourier- wie auch die Laplace-Transformation entscheidende Werkzeuge für die Lösung der linearen Differentialgleichungen dar, um das Systemverhalten zu beschreiben. Damit verbunden sind Übertragungsfunktionen und die Frequenzgangdarstellung weitere Möglichkeiten Systeme im Frequenzbereich abzubilden [182]. Um das strukturdynamische Verhalten mechanischer Systeme im Zeitbereich zu beschreiben, eignen sich vor allem lineare Differentialgleichungen und Zustandsraummodelle, so Gawronski [183]. Er unterscheidet dabei zwischen *nodalen* und *modalen* Modellen. In der Strukturmechanik werden nodale Systeme durch die Verschiebung und Geschwindigkeit definierter Knoten in der Struktur beschrieben. Modale Systeme dagegen definieren sich durch die Verschiebung und Geschwindigkeit der Moden einer Struktur. Für die Simulation von Fräsprozessen stellen Eksioglu *et al.* [116] ein Verfahren für die Lösung der systembeschreibenden Differentialgleichungen im modalen Raum vor. Hatch [184] bedient sich der Zustandsgrößen definierter Knoten einer modellierten mechanischen Struktur um dessen Verhalten beschreiben zu können. Die physikalischen Beziehungen zwischen den Knoten werden dabei mit Hilfe der **Finite-Elemente-Methode (FEM)** approximiert. **Mehrkörpersysteme (MKS)** bilden bei Bremer [185] die Grundlage für die Beschreibung der Kinematik und Dynamik mechanischer Strukturen. Elastische MKS werden von Gebhardt [186] auf Basis der **FEM** modelliert. Einen analytischen Ansatz zur Modellierung von Fräsprozessen stellen auch Budak und Altintas in [113, 114] vor. Lässt sich ein System nicht ohne weiteres mittels bekannter physikalischer Zusammenhänge parametrisch abbilden, kann eine messdatenbasierte Modellierung Anwendung finden, wie von Bohn und Unbehauen [164] gezeigt. *Receptance Coupling* erlaubt die Kopplung zwischen definierten Knoten einer Struktur und die Verbindung von analytischen und messdatenbasierten Modellteilen über die dynamische Nachgiebigkeit auf Basis messtechnisch erfasster Übertragungsverhalten zwischen diesen Knoten [187, 188]. Eine hohe Komplexität erfordert häufig die Kombination von analytischen Ansätzen und experimentell erfassten Daten sowie die Nutzung weiterer Hilfsmittel, wie **KNN** und Fuzzy-Logik [189,

190]. Die erstellten Modelle können in einer Prozesssimulation z. B. dazu dienen, die resultierende Werkstückoberfläche für bestimmte Fertigungsparameter vorauszusagen [117, 191].

2.5.1 Finite-Elemente-Methode

Die Aufsplittung eines Systems in finite Elemente, welche über definierte Beziehungen miteinander gekoppelt sind, stellt eine Alternative zu komplexen Differentialgleichungen und Theorien dar, welche im Ansatz die Lösung des Gesamtsystems vorsehen [192]. Numerische Hilfsmittel erlauben eine effiziente Abarbeitung der dadurch notwendigen Einzelberechnungen für jedes Element. Lee [193] und Stolarski *et al.* [194] beschreiben die erforderliche Vorgehensweise für die numerische Durchführung einer FE-Analyse. Am Beispiel der Analyse des strukturmechanischen Verhaltens eines Systems gliedert sich diese wie folgt.

1. Präprozessor

- Festlegung eines Elementtyps
- Erzeugung der Geometrie der Struktur
- Einpflegen der Materialdaten
- Vernetzung der Struktur

2. Lösung

- Berechnung der Steifigkeitsbeziehungen zwischen den Elementen
- Zusammenfügen der Systembeziehungen
- Einarbeitung der Randbedingungen (Lagerungen, Lasten, ...)
- Lösung des entstandenen Gleichungssystems

3. Postprozessor

- Berechnung abgeleiteter Größen, wie Spannungen und Dehnungen
- Plausibilitätsprüfung (grafische Darstellung und Auswertung quantitativer Ergebnisse)

Diese Übersicht dient lediglich der Darlegung der grundlegenden Vorgehensweise bei der FE-Analyse. Einen detaillierten Einblick erlaubt weiterführende Literatur [192–195]. Der Anwendungsbereich für die FEM ist vielfältig, so nutzen Leopold *et al.* [29]

die FE-Analyse zur Auslegung eines intelligenten Spannelements für die optimierte Fertigung deformationsgefährdeter Flugzeugbauteile. Özel und Altan [196] bedienen sich der FEM zur Simulation von Zerspanprozessen. Wie Kuhlmann [197] zeigt, eignen sich die modalen Parameter als Ergebnis der FE-Analyse eines Systems für die weitere Modellierung im Zustandsraum.

2.5.2 Modaler Zustandsraum

Wie von Föllinger *et al.* [198] und Lunze [161] erläutert, können dynamische Systeme mittels Zustandsraummethodik direkt im Zeitbereich beschrieben werden. Eine Transformation in den Frequenzbereich zur Lösung der im Zeitbereich aufgestellten Differentialgleichungen dynamischer Systeme und Rücktransformation in den Zeitbereich ist damit nicht notwendig. Dadurch ist es möglich, auch nichtlineare und zeitvariante Systeme sowie Mehrgrößensysteme effizient zu beschreiben. Im Vergleich zur Frequenzbereichsmethodik, in welcher lediglich das Übertragungsverhalten zwischen Eingang und Ausgang betrachtet wird, liegt der Fokus im Zustandsraum auf den inneren Zuständen des betrachteten Systems. In einem mechanischen System geben die Zustandsgrößen, wie bspw. Geschwindigkeit und Position, damit zu jedem Zeitpunkt Auskunft über die im System befindliche Energie. In der Zustandsraumdarstellung werden aus einer Differentialgleichung n -ter Ordnung, welche das System beschreibt, n Differentialgleichungen erster Ordnung. Dies erlaubt die Nutzung von Vektordifferentialgleichungen, welches eine effiziente numerische Bearbeitung von Systemen hoher Ordnung ermöglicht. Gleichung 2.4 stellt die Zustandsdifferentialgleichung und Gleichung 2.5 die Ausgangsgleichung dar.

$$\dot{\underline{x}}(t) = \underline{A} \cdot \underline{x}(t) + \underline{b} \cdot u(t) \quad (2.4a)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \vdots \\ \dot{x}_n(t) \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} a_{11} & \dots & a_{1n} \\ a_{21} & \dots & a_{2n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{n1} & \dots & a_{nn} \end{bmatrix}}_{\text{Systemmatrix}} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{bmatrix}}_{\text{Zustandsvektor}} + \underbrace{\begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ \vdots \\ b_n \end{bmatrix}}_{\text{Eingangsvektor}} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} u(t) \end{bmatrix}}_{\text{Eingangsgröße}} \quad (2.4b)$$

$$y(t) = \underline{c}^T \cdot \underline{x}(t) + d \cdot u(t) \quad (2.5a)$$

$$\begin{aligned} [y(t)] = \underbrace{\begin{bmatrix} c_1 & \dots & c_n \end{bmatrix}}_{\text{Ausgangsvektor}} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{bmatrix}}_{\text{Zustandsvektor}} + \underbrace{\begin{bmatrix} d \end{bmatrix}}_{\text{Durchgangsgröße}} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} u(t) \end{bmatrix}}_{\text{Eingangsgröße}} \end{aligned} \quad (2.5b)$$

Dabei enthält der Zustandsvektor \underline{x} die Informationen über die Zustände der im System enthaltenen Energiespeicher – z. B. Massen und Federn. Das dynamische Verhalten ist durch die Koeffizienten der charakteristischen Gleichung in der Systemmatrix \underline{A} enthalten. Eingangsgrößen, wie bspw. Kräfte, sind durch u definiert und wirken mittels Eingangsvektor \underline{b} auf das System. Die daraus resultierende Ausgangsgröße y ergibt sich aus dem Ausgangsvektor \underline{c}^T und den Zuständen des Systems. Eine detaillierte Herleitung und Beschreibung ist u. a. in [161, 198] zu finden. Die Differentialgleichungen der n Massen eines mechanischen schwingungsfähigen Systems sind durch die Steifigkeit miteinander gekoppelt, dies erfordert die gleichzeitige Lösung aller Differentialgleichungen. Wie von Hatch [184] beschrieben, kann die Entkopplung und Lösung durch Transformation in den modalen Raum erfolgen. Dazu wird ein Wechsel der Basis von physikalischen zu generalisierten Koordinaten vollzogen. Somit ist die Systembeschreibung über deren Moden möglich, welche durch FEM effizient numerisch mit Hilfe einer Modalanalyse [199, 200] erfolgen kann. Diese liefert die Modalmatrix $\underline{\Phi}$ (2.6), welche für jede Eigenfrequenz eines Systems die Verschiebungen der betrachteten Knoten im System enthält.

$$\underline{\Phi} = \left. \begin{array}{c} \overbrace{\begin{pmatrix} y_{11} & \dots & y_{1n} \\ y_{21} & \dots & y_{2n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ y_{m1} & \dots & y_{mn} \end{pmatrix}}^{n \text{ Eigenfrequenzen}} \\ \left. \vphantom{\begin{pmatrix} y_{11} & \dots & y_{1n} \\ y_{21} & \dots & y_{2n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ y_{m1} & \dots & y_{mn} \end{pmatrix}} \right\} \text{Verschiebungen } y_{ij} \text{ der } m \text{ Knoten} \end{array} \right\} \quad (2.6)$$

Die Transformation in den modalen Raum erfolgt durch Multiplikation der transponierten Modalmatrix von links mit der Massen-, Dämpfungs-, und Steifigkeitsmatrix der Bewegungsdifferentialgleichung des betrachteten mechanischen Systems. Die Rücktransformation eines auf dieser Basis erstellten Zustandsraummodells erfolgt durch Multiplikation der Modalmatrix mit dessen Ausgangsvektor. Eine ausführliche Behandlung der Thematik findet sich in [184].

2.6 Steuerungs- und Regelungsansätze

Zu Gunsten der Überschaubarkeit beschränken sich nachfolgende Ausführungen auf steuerungs- und regelungstechnische Lösungen zur aktiven Beeinflussung von Fertigungsprozessen. Für einen tiefgreifenden Einblick in den Bereich der Automatisierungstechnik sei auf entsprechende Literatur verwiesen [161, 181, 201–203]. Wie in DIN IEC 60050-351 [204] definiert, weisen Regelungen im Vergleich zu Steuerungen einen geschlossenen Wirkungsablauf auf. Die zu beeinflussende Ausgangsgröße beeinflusst sich somit kontinuierlich selbst. Bei Steuerungen hingegen ist die Ausgangsgröße abhängig von der Eingangsgröße und dem Verhalten des Systems, auf welches die Eingangsgröße wirkt. Ist das Verhalten eines Systems bekannt und der Einfluss von Störgrößen abschätzbar, so werden Steuerungen aufgrund ihrer vergleichsweise einfachen Realisierung häufig Regelungen vorgezogen. Liegt ein komplexes Streckenverhalten vor, bspw. durch viele sich gegenseitig beeinflussende Parameter sowie durch nicht messbare, unbekannte Störgrößen, kommen häufig Regelungen zum Einsatz. So auch in den vorgestellten Arbeiten aus [Abschnitt 2.2 *Adaptronische Werkstückhalter*](#) (siehe S. 9). Die Auswahl möglicher Regelungs- und Steuerungsstrategien sowie die Methoden für deren Auslegung und Einstellung sind vielfältig und abhängig von der betrachteten Strecke und dem gewünschten Verhalten des Gesamtsystems. Brecher *et al.* [49] regeln die Lage eines Werkstücktisches um instabile Prozesszustände zu vermeiden. Möglich macht dies Sensorik, welche direkt die Position des Tisches erfasst. Insbesondere in der zerspanenden Fertigung sind Schnittkräfte eine geeignete Regelgröße. Diese können einerseits direkt gemessen [205] oder indirekt, auf Basis von erstellten Modellen geschätzt werden [206]. Wie in [Unterabschnitt 2.3.2 *Online-Verfahren*](#) (siehe S. 17) gezeigt, eignen sich als Stellgrößen sowohl Fertigungsparameter, als auch zusätzliche Aktoren oder Strategien zur aktiven Beeinflussung des Systemverhaltens. Die Einstellung der Regelparameter

kann aufgrund der Komplexität der Regelstrecke nur in wenigen Fällen mit empirischen Verfahren, wie dem von Ziegler und Nichols [207] oder Takahashi *et al.* [208] erfolgen. Prädiktive modellbasierte Regler, wie in [209, 210] beschrieben, ermöglichen die Einbeziehung diffiziler Prozessbedingungen. Für die Modellierung nutzen Sallese *et al.* [59] künstliche neuronale Netze. Mit diesen kann das Verhalten eines Systems durch Beobachtung seines Ein- und Ausgangs beschrieben werden, ohne dass innere Vorgänge des Systems bekannt sind. Neben der Modellierung eignen sich KNN auch zur Einstellung von Reglern, so setzen Kumar und Chhabdra [211] neuronale Netze für die Entwicklung eines Reglers zur Schwingungskompensation ein. Fuzzy-Logik stellt einen weiteren wissensbasierten Ansatz dar. Mamdani [212] beschreibt die Vorgehensweise für die Realisierung von Fuzzy-Reglern. Bei Teti *et al.* findet sich eine weiterführende Übersicht zur Anwendung wissensbasierter Strategien im Bereich der Fertigungstechnik. Schwankende Streckenparameter erfordern häufig die Anpassung der Regelparameter. Adaptive Regler, wie in [51, 54, 177] verwendet, ermöglichen diese Anpassung während des Fertigungsprozesses. Ansätze der optimierten Steuerung und Regelung finden sich u. a. bei Kirk [213]. In [Abschnitt 2.5 Modellbildung](#) (siehe S. 23) sind die Vorteile der Systembeschreibung im Zustandsraum bereits erläutert. Für die Regelung solcher Systeme existieren eine Reihe unterschiedlicher Vorgehensweisen, welche ausführlich bei Föllinger [198] und Unbehauen [201] beschrieben sind.

2.7 Fazit

Instabile Prozesszustände können auf unterschiedliche Ursachen zurückgeführt werden und das Fertigungsergebnis negativ beeinflussen. Sie äußern sich in vielfältiger Art und Weise, in Abhängigkeit vom verwendeten Fertigungsverfahren, der Bearbeitungsstrategie, des strukturdynamischen Verhaltens von Werkzeug und Werkstück, der Fertigungsparameter, etc. Insbesondere die Fertigung filigraner Strukturen stellt hohe Anforderungen an die Auswahl der Prozessparameter. Neben der Gefahr von Rattern, aufgrund selbsterregter Schwingungen, kann es durch eine periodische Änderung der Werkzeugposition und dem stetigen Materialabtrag, zu einer erheblichen Beeinflussung des strukturdynamischen Verhaltens des schwingungsfähigen Systems und damit zu parametererregten Schwingungen kommen. Für die Bearbeitung vergleichsweise steifer Werkstück-Werkzeug-Kombinationen existieren viele Ansätze, den Prozess stabil zu

halten. Durch die geringe Prozessenergie bei der Fertigung dünnwandiger Bauteile eignen sich diese Ansätze jedoch nur bedingt, da die Gefahr besteht, dass instabile Zustände nicht erkannt werden. Meist verfälscht oder dämpft die Übertragungsstrecke zwischen Prozessort und Sensor das Signal zu stark. Spezialisierte Ansätze der Prozessüberwachung sind erforderlich, um Rattern zu erkennen und von anderen Effekten bzw. Einflüssen zu unterscheiden. Viele Ansätze erfordern eine bauliche Veränderung der Maschinenstruktur oder den Eingriff in die Steuerung der Fertigungseinrichtung. Durch Maschinenhersteller angebotene und bereits integrierte Systeme zur Prozessüberwachung und -beeinflussung müssen robust gegenüber Änderungen eines weiten Parameterraums sein und in vielen Situationen Anwendung finden können. Daher ist ihr Einsatz für spezialisierte Anwendungsfälle meist nicht möglich. Offline-Verfahren eignen sich aufgrund ihrer geringen Flexibilität nur bedingt zur Optimierung der Fertigung dünnwandiger Bauteile. Online-Verfahren erfordern dagegen meist einen erheblichen Umsetzungsaufwand und lohnen sich daher erst bei hohen Losgrößen. Simulationen sind meist sehr zeitaufwendig und erfordern kostenintensive Ingenieursleistung. Kleine Änderungen und Abweichungen während des Prozesses, wie Fertigungstoleranzen oder Werkzeugverschleiß, haben bei der Bearbeitung dünnwandiger Bauteile großen Einfluss auf das Systemverhalten. Um das Simulationsergebnis der Realität anzunähern, müssen daher viele Parameter und Einflüsse berücksichtigt werden, was die Komplexität der Modellbildung erheblich steigert.

KAPITEL 3

Zielsetzung und Vorgehensweise

Das Fernziel dieser Arbeit besteht darin, mittels zusätzlicher – *intelligenter* – Vorrichtungen effizient und flexibel auf spezielle Anforderungen der Fertigung reagieren zu können. Die Option der Erweiterung bestehender Fertigungseinrichtungen durch modulare Komponenten bietet neue Möglichkeiten für die Fertigungsplanung und hat das Potenzial, den Automatisierungsgrad eines Prozesses zu erhöhen. Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Erarbeitung und Darlegung der notwendigen Kenntnisse und Entwicklungsschritte für solche Vorrichtungen. Am Beispiel der Entwicklung einer Vorrichtung zur optimierten spanabhebenden Fertigung dünnwandiger Bauteile sollen relevante Arbeitsschritte aufgezeigt werden.

Grundidee ist eine autonome Vorrichtung, welche in den Fertigungsprozess integriert werden kann, ohne die Fräsmaschine baulich zu verändern. Die Integration in bzw. die Kommunikation mit der Maschinensteuerung dient lediglich als Ergänzung des Konzepts. Der daraus resultierende Vorteil besteht darin, dass die Vorrichtung flexibel in unterschiedlichen Fertigungseinrichtungen genutzt werden kann. Wie bereits erläutert, sind diese Art von Vorrichtungen daher besonders attraktiv für **KMU**. Ältere Maschinen können damit um eine neue Funktionalität ergänzt und die Fertigungsgenauigkeit, Oberflächengüte des gefertigten Bauteils und damit auch verbunden die Produktivität gezielt gesteigert werden.

Wie aus dem vorherigen Kapitel – *Stand des Wissens* – nachzuvollziehen ist, existieren unterschiedliche Möglichkeiten und Ansätze instabile Prozesszustände zu vermeiden oder zu unterdrücken, jedoch fehlt es an Lösungen für die Bearbeitung dünnwandiger

Strukturen. Diese Arbeit soll einen Beitrag dazu leisten, die Fertigung dünnwandiger Werkstücke zu optimieren und die speziellen Anforderungen an diese besser zu verstehen. Da die Beispielanwendung die spanabhebende Fertigung eines Impellers betrifft, erfolgt eine Abgrenzung. Betrachtet wird ein Fräsprozess, obgleich sich Methoden und entwickelte Werkzeuge ebenfalls auf andere Anwendungsfälle übertragen lassen. Um zu gewährleisten, dass die entwickelten Vorrichtungen und Methoden den Ansprüchen einer realen Fertigung genügen, sollen prototypische Aufbauten in einer industrienahen Fertigungsumgebung der Validierung dienen. Ebenso soll die Datenverarbeitung auf industrienahen Steuerungsarchitekturen realisiert werden.

Die in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse und Ergebnisse sollen die Grundlage für die weitere Entwicklung autonomer und flexibler Vorrichtungen für die industrielle Fertigung bieten.

Vorgehensweise – Aufbau der Arbeit

Die angewandte Methodik erschließt sich aus dem strukturellen Aufbau dieser Arbeit. Nachfolgend findet sich daher eine kurze inhaltliche Beschreibung der einzelnen Kapitel.

Kapitel 2 – Stand des Wissens –

beinhaltet die für das Verständnis der Arbeit notwendigen Grundlagen. Neben einer Einführung in die Thematik der Fertigung dünnwandiger Bauteile und der Entwicklung intelligenter Vorrichtungen, werden themenspezifische Begriffe, wie *Dünnwandigkeit* oder *Rattern*, definiert und abgegrenzt. Für die Einordnung der Arbeit und die Bewertung der vorgestellten Ergebnisse, werden ähnliche und alternative Lösungsansätze vorgestellt.

Kapitel 4 – Entwurf und Aufbau des Versuchsstandes –

stellt den ersten Teil des Hauptteils dieser Arbeit dar. Die Entwicklung und Verifizierung des verwendeten Versuchsaufbaus und dessen Komponenten werden vorgestellt.

Kapitel 5 – Entwicklung der Prozessüberwachung und -beeinflussung –

beschreibt die entwickelten Methoden zur Prozessüberwachung, der Modellbildung und der steuerungstechnischen Ansätze.

Kapitel 6 – Validierung im Fräsprozess –

schließt mit der Validierung der entwickelten Vorrichtung den Hauptteil der Arbeit ab. Es werden die durchgeführten Fräsversuche gezeigt, die Ergebnisse präsentiert und diskutiert.

Kapitel 7 – Zusammenfassung und Ausblick –

bildet den Abschluss der Arbeit. Die gesammelten Erkenntnisse werden zusammengefasst und Schlussfolgerungen aus den erzielten Ergebnissen gezogen und diskutiert. Empfehlungen und Hinweise für weiterführende Arbeiten werden in einem Ausblick gegeben.

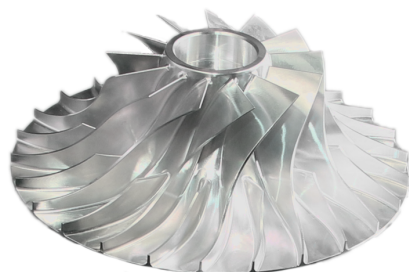
KAPITEL 4

Entwurf und Aufbau des Versuchsstandes

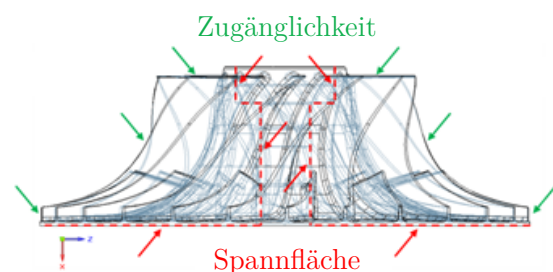
Aus dem vorgestellten Stand des Wissens ergeben sich spezielle Anforderungen an einen adaptiven Werkstückhalter für die optimierte Fertigung dünnwandiger Bauteile. Dessen Aufbau, die Auswahl geeigneter Sensorik und Aktorik, sowie die Verifizierung der Systemeigenschaften sind Teil dieses Kapitels.

4.1 Anforderungen

In [Abbildung 4.1](#) ist der im Projekt [INTEFIX](#) untersuchte Impeller dargestellt. Da ein großer Teil der Untersuchungen im Rahmen dieses Projektes erfolgt, ergeben sich viele Anforderungen an die adaptiv-vorrichtung direkt aus dessen Untersuchungsgegenstand – der optimierten Impellerfertigung im Fünf-Achs-Fräsprozess. In [Tabelle 4.1](#) sind die Ausgangsparameter für dessen Fertigung aufgelistet.



(a) Impeller aus EN AW 7075.



(b) Zugänglichkeit und Spannsituation [27].

Abbildung 4.1: Impeller als Untersuchungsgegenstand.

Tabelle 4.1: Vorgaben für die Fertigung des Impellers.

Werkstückmaterial	EN AW 7075 (3.4365)
Halbzeugmaße	(205 × 205 × 70) mm ($L \times B \times H$)
Schaufelstärke	0,8 mm bis 3 mm
Werkstückmasse	<3 kg (Rohling)
Fertigungsverfahren	Fräsen (Schruppen, Vorschlichten und Schlichten)
Fertigungseinrichtung	Fünf-Achs-Fräsmaschine
Werkzeug	KK 4 mm bis 12 mm (2 – 4 Zähne)
Spannung	Hülssenspanndorn

Abbildung 4.1b zeigt zudem die Zugänglichkeit des Impellers für das Fräswerkzeug und die Spannflächen, welche aus der Einspannung mittels Hülssenspanndorn resultieren. Damit ergeben sich für den intelligenten Werkstückhalter, ergänzend zu den bereits in [Abschnitt 2.2 Adaptronische Werkstückhalter](#) (siehe S. 9) skizzierten Bedingungen aus [64], folgende Anforderungen.

Produktivitätssteigerung

Das Zeitspanvolumen soll mit Hilfe der Vorrichtung gesteigert werden, indem instabile Prozesszustände erkannt und diese aktiv unterdrückt oder in ihrer Wirkung abgeschwächt werden. Eine erforderliche Änderung der Prozessparameter soll sich nur positiv auf die Fertigungsqualität und Produktivität auswirken. Der gesamte Prozess, bestehend aus Schruppen, Vorschlichten, Schlichten als Trockenbearbeitung bzw. unter Einsatz von [Kühlschmierstoff \(KSS\)](#), soll ohne zeitintensives Umspannen erfolgen können. Prozessrelevante Eigenschaften, wie bspw. die Nachgiebigkeit des Systems, sollen durch die Vorrichtung nicht negativ beeinflusst werden.

Kompatibilität

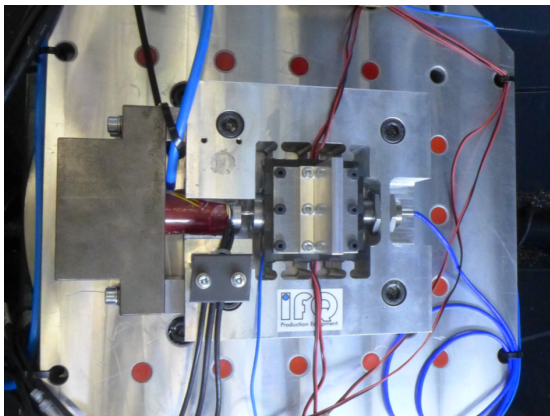
Die Vorrichtung soll den Impeller mit den in [Tabelle 4.1](#) aufgelisteten Eigenschaften aufnehmen können. Sie soll in einer, für die Fertigung des Impellers, herkömmlichen Fünf-Achs-Fräsmaschine integriert werden können. Die Vorrichtung soll dazu auf den Maschinentisch oder das Palettensystem montiert werden können. Um einen Palettenwechsel mit aufgespannter Vorrichtung zu ermöglichen und den Arbeitsbereich der Maschine möglichst wenig einzuschränken, ist

eine kompakte und an die Maschinenklasse angepasste Bauweise vorzuziehen. Außerdem ist das Design so zu wählen, dass die Vorrichtung die Funktion eines für die Impellerfertigung häufig erforderlichen Podestes erfüllt. Die Installation der Vorrichtung soll ergonomisch und schnell durch den Maschinenbediener möglich sein. Falls erforderlich, sind Energie- und Medienversorgung und deren Schnittstellen zum Anschluss auf industrietypische Standards anzupassen.

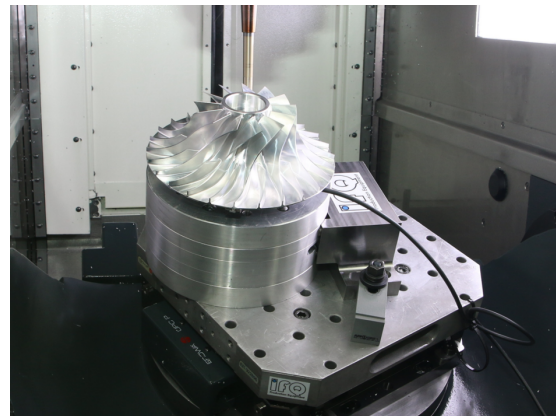
Flexibilität

Die Vorrichtung soll derart konzipiert sein, einen schnellen Wechsel zwischen unterschiedlichen Fertigungseinrichtungen zu gewährleisten. So können die zusätzlichen Funktionen und Eigenschaften der Vorrichtung effizient den gesamten Maschinenpark ergänzen. Die Vorrichtung soll möglichst autonom in Versorgung und Bedienung sein, eine Integration in die Steuerung der Maschine ist optional. Eine optionale Hardware- und Softwareschnittstelle zur Maschinensteuerung ermöglicht eine optimierte Anpassung an den Prozess. Die Fertigung anderer, für die Maschinenklasse typischer Werkstücke soll ebenfalls möglich sein. Speziell soll das Sensorsystem und dessen Integration auf die Bearbeitung dünnwandiger Strukturen angepasst sein. Durch die geringen Schnittkräfte während des Prozesses ist eine hohe Sensitivität erforderlich, um instabile Zustände zu erkennen und vom Umgebungsrauschen differenzieren zu können.

Diese Anforderungen gelten für den Einsatz eines intelligenten Werkstückhalters im industriellen Umfeld. Unterschiedliche Prototypen und Versuchsaufbauten dienen dabei der Prüfung auf Realisierbarkeit und der Auslegung einer solchen Vorrichtung. Nachfolgend werden dazu die wichtigsten Untersuchungen an zwei, im Projekt [INTEFIX](#) entwickelten, Vorrichtungen vorgestellt. Die in [Abbildung 4.2](#) gezeigten Aufbauten stellen aufeinanderfolgende Entwicklungsstufen dar. Die translatorische Vorrichtung bietet die Möglichkeit, den Prozess und die Funktionsweise der späteren Vorrichtung effizient und strukturiert zu untersuchen. Die Rotationsvorrichtung stellt bereits eine Vorstufe des angestrebten Werkstückhalters dar.



(a) Translatorische Vorrichtung.



(b) Rotatorische Vorrichtung.

Abbildung 4.2: Prototypen für Untersuchungen der Funktionalität und Auslegung des intelligenten Werkstückhalters.

4.2 Mechanischer Aufbau

Festkörpergelenke erfüllen die Forderung nach hoher Steifigkeit bei gleichzeitig reibungsfreier Lagerung des aktuierten Werkstücktisches. Die dadurch zusätzlich gewährleistete Spielfreiheit ermöglicht eine optimale Ausnutzung des vergleichsweise geringen Hubs des Piezoaktors von ca. $40\ \mu\text{m}$. Die Erhöhung der Auslenkung mit Hilfe spezieller Anordnung und Auslegung von Festkörpergelenken, wie in [214] beschrieben, wird bei den ersten Prototypen nicht realisiert. Eine Vorspannung des Systems dient dem Schutz des Aktors vor Zugbelastungen und vermindert den Effekt auftretender Hysterese durch Kontaktflächen und Nachgiebigkeit im System. Um eine Beschädigung des Aktors durch Scherbelastungen zu vermeiden, kommen spezielle Lagerungen zum Einsatz. Zur Querkraftentkopplung erfolgt die Integration des Aktors mittels kugelförmiger Endstücke, welche in Kombination mit Kegelsenkungen in der Vorrichtung einen Ringkontakt bilden. Wegen der guten Bearbeitungseigenschaften und der relativ geringen Dichte und damit vergleichsweise niedrigen Masse, sind die Prototypen aus Aluminium EN AW 7075 gefertigt. Der notwendige Kompromiss zwischen hoher Steifigkeit und den auf den Prozess zugeschnittenen dynamischen Eigenschaften, erfordert den Einsatz einer FE-Analyse für die zeit- und ressourcensparende Entwicklung. [Abbildung 4.3](#) zeigt dazu beispielhaft die ersten vier Eigenfrequenzen als Ergebnis einer numerischen Modalanalyse der translatorischen Vorrichtung. Die Vorrichtung ist derart ausgelegt, dass sich die durch den Prozess eingebrachten Schwingungen nicht negativ auf deren

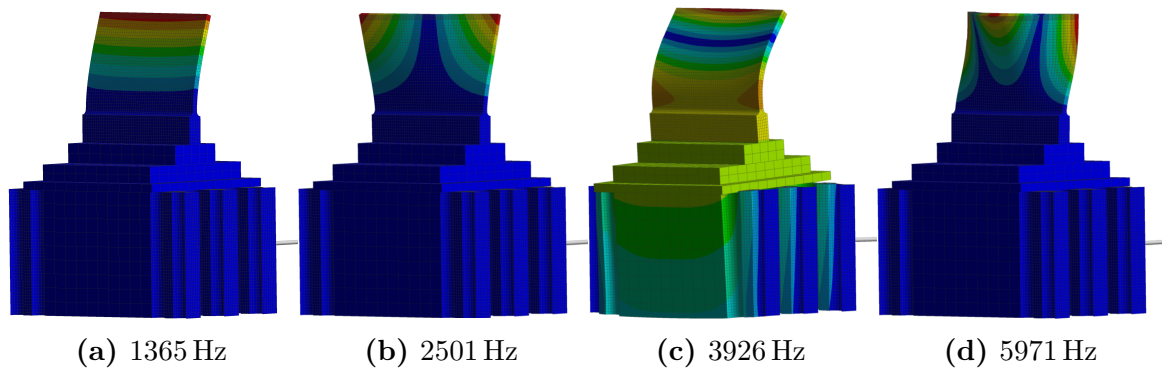


Abbildung 4.3: Die ersten vier Eigenmoden der translatorischen Vorrichtung mit idealisierter Schaufel.

strukturdynamisches Verhalten auswirken. Die dritte Eigenfrequenz bei 3926 Hz zeigt zwar eine Mode, welche die Bewegung der Vorrichtung einschließt, jedoch ist davon auszugehen, dass diese Frequenz während der Fertigung mit nur wenig Energie angeregt wird. Die Eigenfrequenzen bei 1365 Hz, 2501 Hz und 5971 Hz zeigen die ersten Biege- und Torsionsmoden der idealisierten Impellerschaukel. In [Abbildung 4.4](#) sind analog die ersten beiden Eigenfrequenzen respektive Eigenmoden des tatsächlichen Impellers dargestellt. Die FE-Untersuchungen dieser Arbeit sind in [Unterabschnitt 5.1.1 FE-Analyse](#) (siehe S. 66) näher beschrieben.

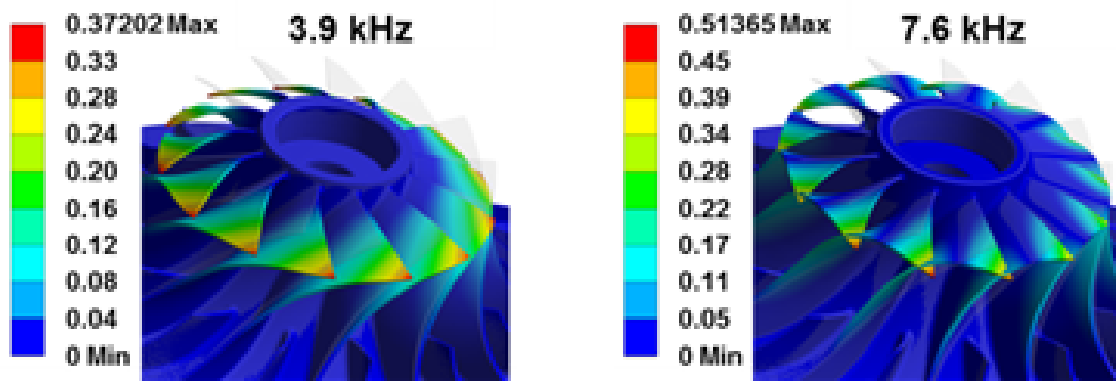


Abbildung 4.4: Die ersten beiden Eigenfrequenzen des Impellers [215].

4.2.1 Translatorische Vorrichtung

In [Unterabschnitt 2.1.2 Fräsbearbeitung dünnwandiger Strukturen](#) (siehe S. 7) sind die Herausforderungen bei der Bearbeitung dünnwandiger Freiformflächen skizziert. Um Störgrößen im Fertigungsprozess zu separieren und die Wirksamkeit unterschiedlicher Aktuierungsstrategien effizient testen zu können, wird der Prozess zunächst auf die Fertigung einer Platte homogener Stärke reduziert. Diese idealisierte Impellerschaufel ist in [Abbildung 4.5](#) dargestellt. Das vereinfachte Schaufelblatt wird über Schraubenverbindungen auf den beweglichen Tisch der Vorrichtung montiert. Zwischen Tisch und Werkstück befindet sich das Sensorsystem (vgl. [Abschnitt 4.3 Sensorsystem](#) (siehe S. 44)) für die Prozessüberwachung. Weitere Sensorik dient der Überwachung des Systemverhaltens und der Einschätzung der Prozesssensoren. Die Bewegung des Tisches mittels Aktor (vgl. [Abschnitt 4.4 Aktuierungssystem](#) (siehe S. 50)) erfolgt in einer Richtung translatorisch entgegen der Hauptbewegungsrichtung der Schwingungseigenformen der Schaufel. Der Aktor wird dazu mit Hilfe eines Jochs vorgespannt, siehe [Abbildung 4.6](#). Auf eine zusätzliche Feder als Antagonist zum Aktor wird in diesem eindimensionalen Fall verzichtet. Die Rückstellung des beweglichen Tisches erfolgt über die Elastizität von Festkörpergelenken, welche mit einem festen Rahmen verbunden sind. Dieser ist an den Ecken mit Bohrungen versehen und kann somit auf einem Maschinentisch oder einer Palette im Arbeitsraum einer Maschine montiert werden.

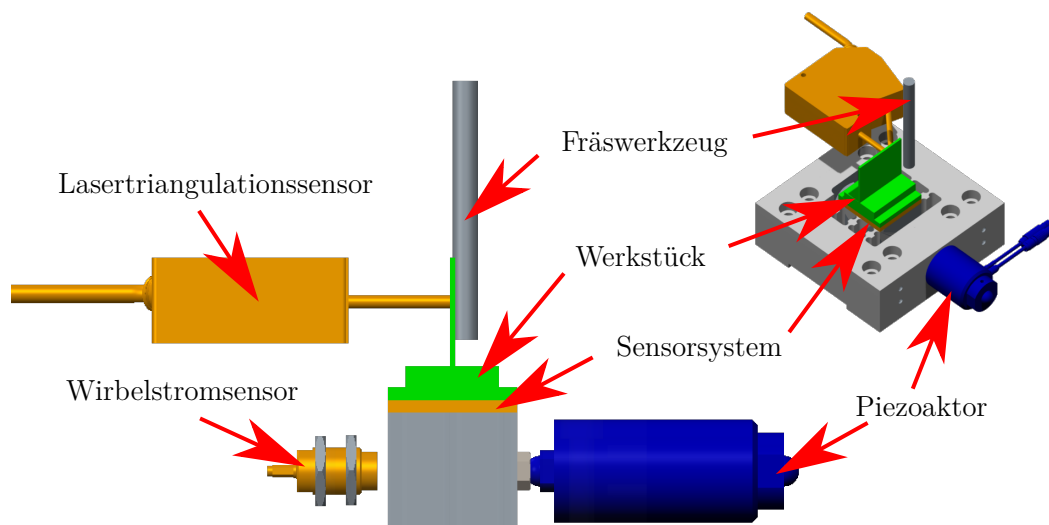


Abbildung 4.5: Aufbau der translatorischen Vorrichtung.

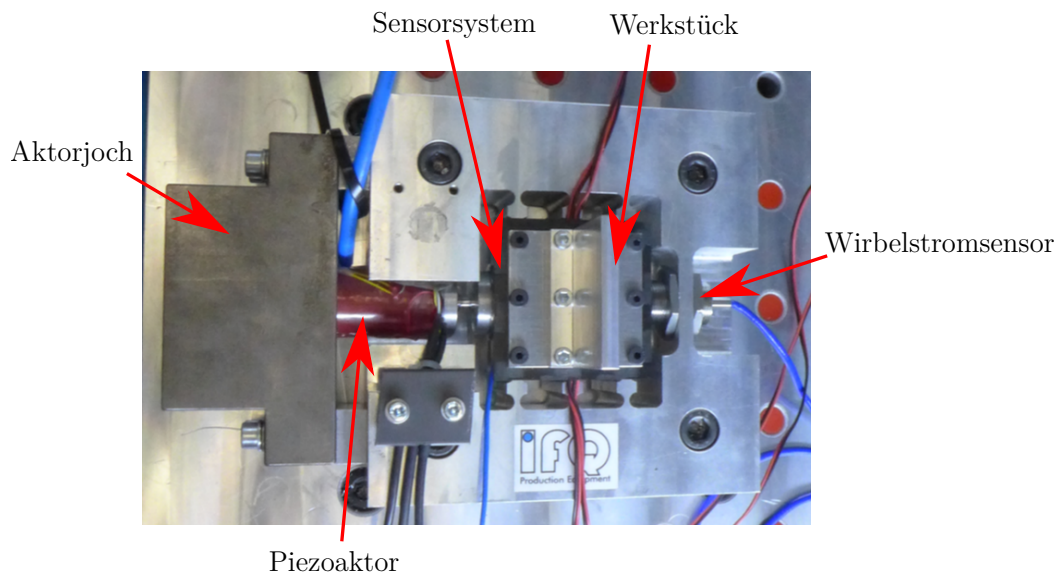


Abbildung 4.6: Translatorische Vorrichtung auf Maschinenpalette.

4.2.2 Rotationsvorrichtung

Die Fünf-Achs-Bearbeitung des Impellers führt zu unterschiedlichen Eingriffssituationen zwischen Werkzeug und Werkstück. Um in jeder Situation effektiv in den Prozess mittels gezielter Werkstückbewegung eingreifen zu können, kann die translatorische Bewegung in nur einem Freiheitsgrad nicht hinreichend sein. [Abbildung 4.7](#) zeigt mögliche Prinzipien zur Einbringung von Gegenbewegungen für die Aufrechterhaltung eines stabilen Fertigungsprozesses.

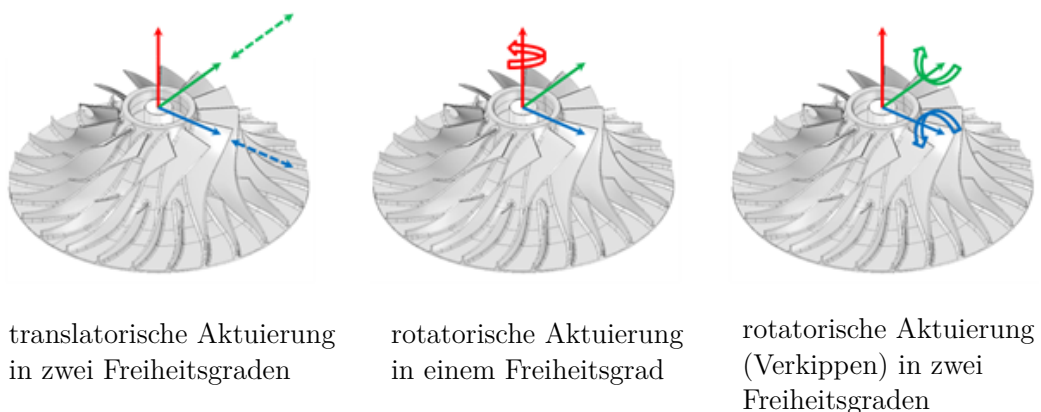


Abbildung 4.7: Möglichkeiten zur Aktuierung des Impellers [216].

Die in [Tabelle 2.1](#) vorgestellten Ansätze sind meist serielle oder parallele Kinematiken, bei denen die Bewegung des Werkstücks aus der Überlagerung zweier senkrecht zueinander wirkender Aktoren resultiert. In der Rotationsvorrichtung, erfolgt die Bewegung des Werkstücks mit nur einem Aktor. Das hat den Vorteil, dass die Vorrichtung kompakter gestaltet werden kann, da weniger Bauraum für die Integration notwendig ist. Außerdem erfolgt dadurch die Einsparung eines weiteren kostenintensiven Aktors und des für dessen Betrieb notwendigen Equipments. Die Rotationsvorrichtung erfüllt zudem die Funktion eines für die Bearbeitung häufig notwendigen Podestes. In [Abbildung 4.8](#) ist ein erster Entwicklungsschritt der Rotationsvorrichtung dargestellt. Eine separate Spannplatte, welche auf dem Rotationstisch befestigt wird, nimmt den Impeller auf. In Verbindung mit einem Nullpunktspannsystem ermöglicht dies einen schnellen Werkstückwechsel mit hoher Positionsgenauigkeit, bedeutet jedoch zusätzliche Masse. Die FE-Analyse zeigt, dass in diesem ersten Konzept die Rotationsachse der Vorrichtung nicht koaxial mit der des Impellers verläuft.

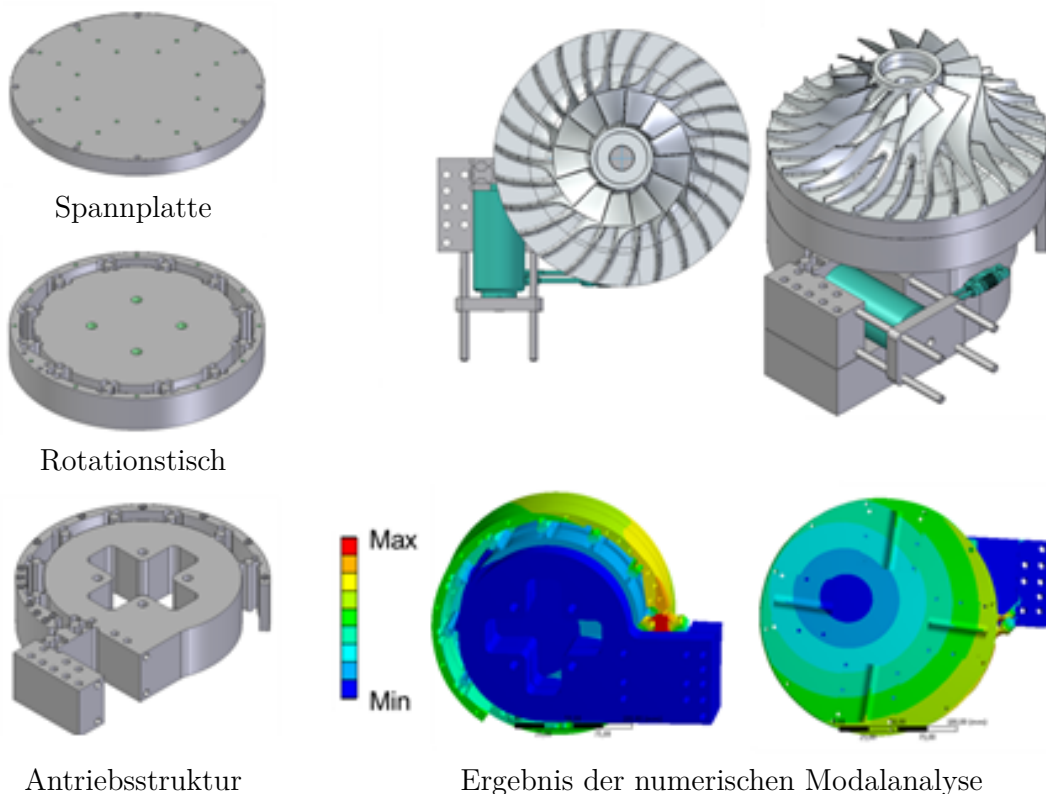


Abbildung 4.8: Initialer Ansatz des mechanischen Aufbaus der rotatorischen Vorrichtung [27, 215].

Daraus ergibt sich der Nachteil, dass die Aktuierung nicht gleichmäßig über den gesamten Umfang des Impellers erfolgen kann. Die schrittweise FE-gestützte Optimierung des mechanischen Aufbaus resultiert in der Vorrichtung, welche in [Abbildung 4.9](#) dargestellt ist. Der Impeller wird mittels Hülsenspanndorn auf dem beweglichen Tisch im Zentrum der Vorrichtung gespannt. Die bewegten Teile des Aufbaus sind im Hinblick auf geringe Masse, jedoch hinreichend großer Steifigkeit optimiert. Die Rotation durch Aktuierung erfolgt um die Rotationsachse des Impellers. Im Vergleich zum initialen Entwurf, ist der Aktor im finalen Konzept weitestgehend in der Struktur der Vorrichtung integriert. Im realisierten Prototypen ist das für die Vorspannung des Aktors notwendige Joch noch sehr groß ausgelegt. Dies bietet die Flexibilität gegebenenfalls alternative Aktoren für die Gegenanregung einzusetzen. Um während der Fertigung die Zugänglichkeit für das Fräswerkzeug zu maximieren ist für den intelligenten Werkstückhalter eine komplette Integration des Aktors vorzuziehen.

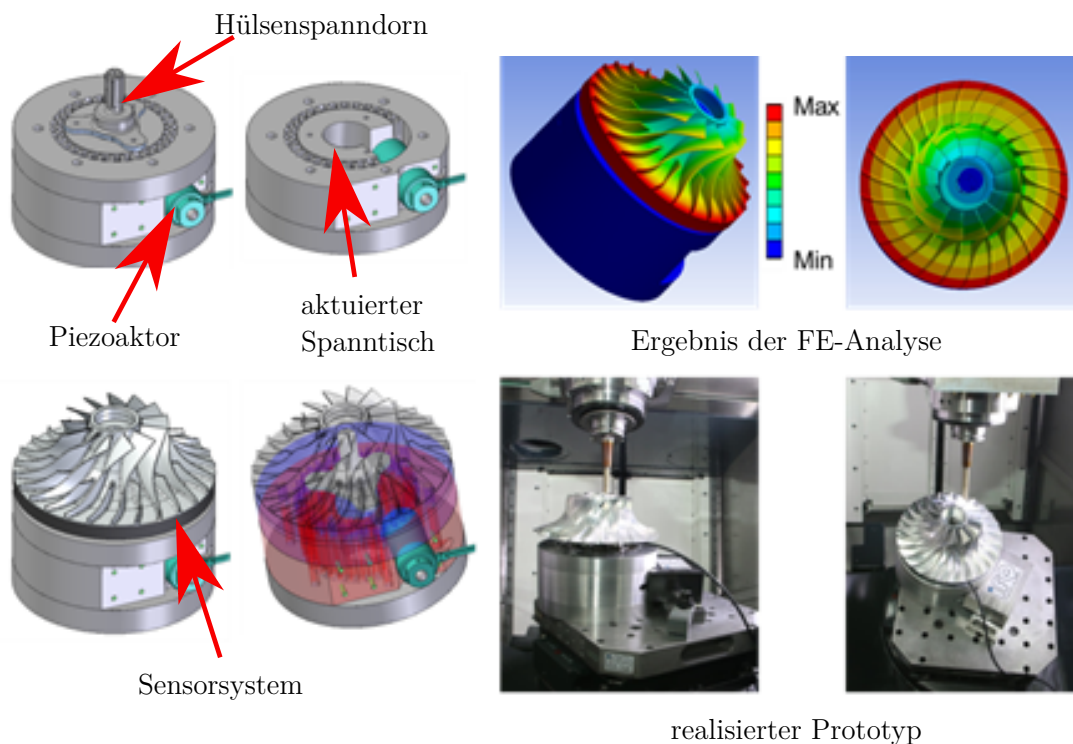


Abbildung 4.9: Finales Konzept des mechanischen Aufbaus der rotatorischen Vorrichtung [27].

4.3 Sensorsystem

Wie in [Unterabschnitt 2.2.2 Sensorik](#) (siehe S. 14) dargelegt, kommen für die Prozessüberwachung in der spanenden Fertigung sehr häufig Sensoren zum Einsatz, mit denen Schwingungen detektiert werden können. So können die Änderung von prozessinhärenten Schwingungserscheinungen, wie Zahneingriffsfrequenz oder Systemeigenfrequenzen, ebenso wie das Auftreten von ungewollten Vibrationen, wie Ratterfrequenzen, Aufschluss über den Zustand des Prozesses geben. Späneflug und [KSS](#) schließen die Verwendung ungekapselter berührungsloser Sensorik aus. Außerdem basiert deren Funktionsprinzip auf der Bewegung von Material und der damit verbundenen Änderung einer Kapazität, induzierten Spannung, Laufzeit, Phasenverschiebung, etc. Durch den geringen Energieeintrag beim Schlichten äußert sich diese Materialbewegung im Vergleich zum Schrappen weniger deutlich. Relevante Signalanteile werden durch den reduzierten Signal-Rauschabstand oder in Folge zusätzlicher Verzerrungen der weiteren Signalverarbeitung gegebenenfalls nicht erkannt oder falsch interpretiert. Konstruktive Lösungen, wie zusätzliche seismische Massen oder Wegverstärkungen durch Hebel, erhöhen den Aufwand für den effektiven Einsatz berührungsloser gekapselter Sensoren. Dagegen ermöglicht taktile Sensorik durch den unmittelbaren Kontakt mit dem Werkstück oder den mit dem Werkstück verbundenen Strukturen eine direkte Erfassung der Prozessschwingungen. Im intelligenten Werkstückhalter, sowie in den Prototypen kommen daher *DuraAct*¹ Flächenwandler zum Einsatz, siehe [Abbildung 4.10](#). Dabei handelt es sich um dünne Piezokeramiken, eingebettet in Polymerwerkstoffen. Ohne zusätzlich bewegte Teile können damit Prozessschwingungen erfasst werden. Diese werden unter Ausnutzung des direkten piezoelektrischen Effekts als Ladungsänderungen mittels nachgeschalteter Elektronik in handhabbare und interpretierbare elektrische Spannungen gewandelt. Die Polymereinbettung isoliert die Keramik von elektrischen Einflüssen und schützt die spröde Struktur vor Bruch. Die Sensoren sind sehr flach und in der Form flexibel. Im Vergleich zu anderen taktilen Sensoren lassen sich diese daher effektiv in die Struktur der Vorrichtung integrieren. Das Messsignal wird durch den Übertragungsweg zwischen Prozesswirkstelle und Sensorposition beeinflusst. Die daraus resultierende Forderung nach prozessnaher Integration, vorzugsweise direkt am Werkstück, erfordert damit auch die Bewegung des Sensors. Das physikalische Wirkungsprinzip und die

¹ Handelsname für die Umsetzung des Patents *Elektromechanisches Funktionsmodul* Patentnummer DE10051784C1 [\[217\]](#)

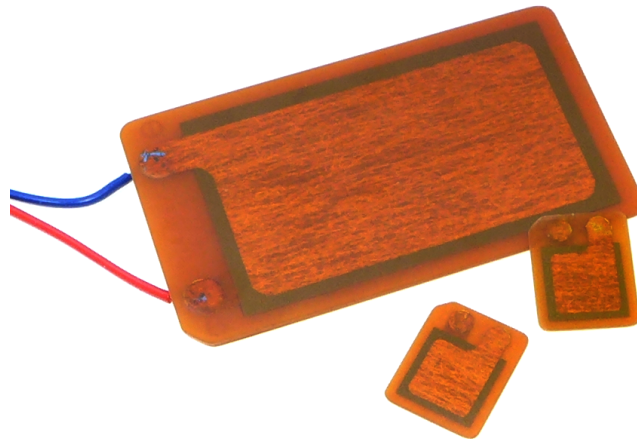
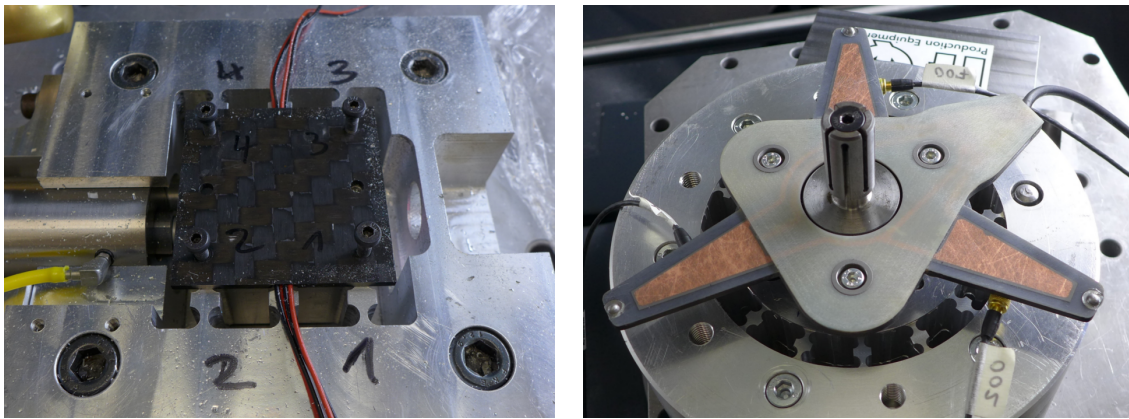


Abbildung 4.10: Piezo-Flächenwandler.

geringe Masse der Flächenwandler entsprechen dieser Forderung. Ein weiterer Vorteil ist der, im Vergleich zu anderen Sensorsystemen, geringe Anschaffungspreis. Somit wird die Anwendung eines Multisensorkonzeptes wirtschaftlich. Dies bietet die Möglichkeit der Integration mehrerer Sensoren zur Absicherung der Messung durch Datenfusion [218]. Durch unterschiedliche Ausrichtung der Sensoren und mit der Kenntnis über das Übertragungsverhalten zwischen den Sensoren und dem Prozess können auftretende Prozesskräfte in Betrag und Richtung erkannt, sowie gegebenenfalls unerwünschte Bauteilbewegungen lokalisiert werden. Die optimale Position der verwendeten Sensoren kann durch vorherige Simulation ermittelt werden, wie in [219] beschrieben. Die Fähigkeit der Flächenwandler auch als Aktor fungieren zu können, stellt einen weiteren Vorteil für den Einsatz im intelligenten Werkstückhalter dar. Eine direkte Sensorapplikation am Werkstück durch z. B. Klebeverbindung wäre bezogen auf die Signalqualität optimal, jedoch erhöht sich dadurch die Einrichtungszeit und es besteht die Gefahr, die Sensorik bei deren Entfernung zu zerstören. Zur Gewährleistung eines industrietauglichen Einsatzes wird im Projekt [INTEFIX](#) daher in Zusammenarbeit mit dem Projektpartner *INVENT GmbH* schrittweise eine Möglichkeit entwickelt, die Flächenwandler in die intelligente Vorrichtung zu integrieren. [Abbildung 4.11](#) zeigt unterschiedliche Ausführungen des verwendeten Sensorsystems der vorgestellten Versuchsvorrichtungen. Wie bereits in [215] beschrieben, bildet [carbonfaserverstärkter Kunststoff \(CFK\)](#) bzw. [glasfaserverstärkter Kunststoff \(GFK\)](#) eine schützende Hülle um die Piezo-Flächenwandler und die Möglichkeit der effizienten Integration in die Vorrichtung. Da die Sensorik auf diese Weise nicht ständig neu appliziert werden

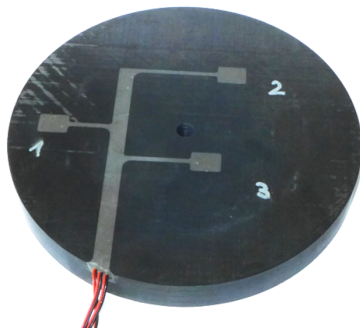


(a) Sensorsystem der translatorischen Vorrichtung.

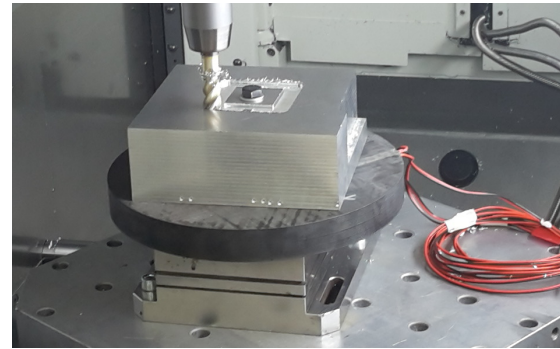
(b) Sensorsystem der Rotationsvorrichtung.

Abbildung 4.11: Sensorsysteme der entwickelten Prototypen.

muss, ist einerseits ein schneller Werkstückwechsel garantiert und andererseits die Reproduzierbarkeit und Verlässlichkeit der Messsignale gewährleistet. Der Vorteil von **CFK** und **GFK** liegt in deren geringen Dichte und damit verbunden vergleichsweise niedrigen Masse des Sensorsystems. Die zusätzlich hohe Dämpfung der verwendeten Kompositwerkstoffe verspricht einen positiven Effekt, einerseits bei der Bearbeitung dünnwandiger Strukturen, andererseits auf die Signalqualität bzgl. Rauschminderung. Die Veränderung der Sensitivität oder des Ansprechverhaltens der Flächenwandler kann durch Einprägen bestimmter Geometrien im Sensorträgersystem beeinflusst werden. Neuber [220] beschreibt den Einfluss von Kerbeffekten, welche in [138, 221] direkt für die Optimierung der Sensorsignalqualität genutzt werden. Weiterhin sind gezielte Materialschwächungen oder zusätzlich seismische Massen für die Verstärkung oder Steuerung bzw. Kanalisierung relevanter Prozessschwingungen realisierbar. Für initiale Untersuchungen zur Überprüfung der Nutzbarkeit der Flächenwandler in Kompositstrukturen, fertigte die *INVENT GmbH* einen ersten Prototypen aus **CFK** mit integrierten Piezo-Flächenwandlern, siehe [Abbildung 4.12a](#). Die Sensorscheibe wird für die Versuche zwischen das Werkstück und eine Kraftmessplattform gespannt, siehe [Abbildung 4.12b](#). Als Ergebnis eines ersten Fräsversuches sind in [Abbildung 4.13](#) die ungefilterten Signalverläufe der Kraftmessplattform und Piezo-Flächenwandler dargestellt. Die dargestellte Kraft resultiert aus den drei räumlichen Kraftkomponenten der Kraftmessplattform. Zur Vergleichbarkeit ist die Amplitude des unkalibrierten Flächenwandlers normiert aufgetragen. Im Versuch wird der vier Seiten des Werkstückes durch vier aufeinanderfolgende Zustellungen besäumt. Der Fräseingriff ist bei beiden



(a) CFK-Scheibe mit integrierten Flächenwandlern.



(b) Vergleichsmessungen mit Kraftmessplattform beim Fräsen.

Abbildung 4.12: Initiale Messungen mit CFK-Sensorscheibe.

Sensorverläufe deutlich zu erkennen. Das Signal-Rausch-Verhältnis des Kraftsignals ist, wie in [Abbildung 4.13](#) zu sehen, qualitativ besser. Der Fräsprozess zeichnet sich im Signalverlauf des Flächenwandlers dennoch deutlich vom Signalrauschen ab. Die während des Fräsprozesses auftretenden Frequenzen lassen sich mit Hilfe einer [FFT](#) des Signals veranschaulichen. In [Abbildung 4.14](#) ist die [FFT](#) des ungefilterten Messsignals eines Piezo-Flächenwandlers dargestellt. Auffällig sind die Häufigkeiten bei 50 Hz und deren Vielfachen, welche sich auf Netzbrummen zurückführen lassen. Vom Umfeld der Maschine und durch deren Betrieb ergeben sich weitere Störquellen, welche das

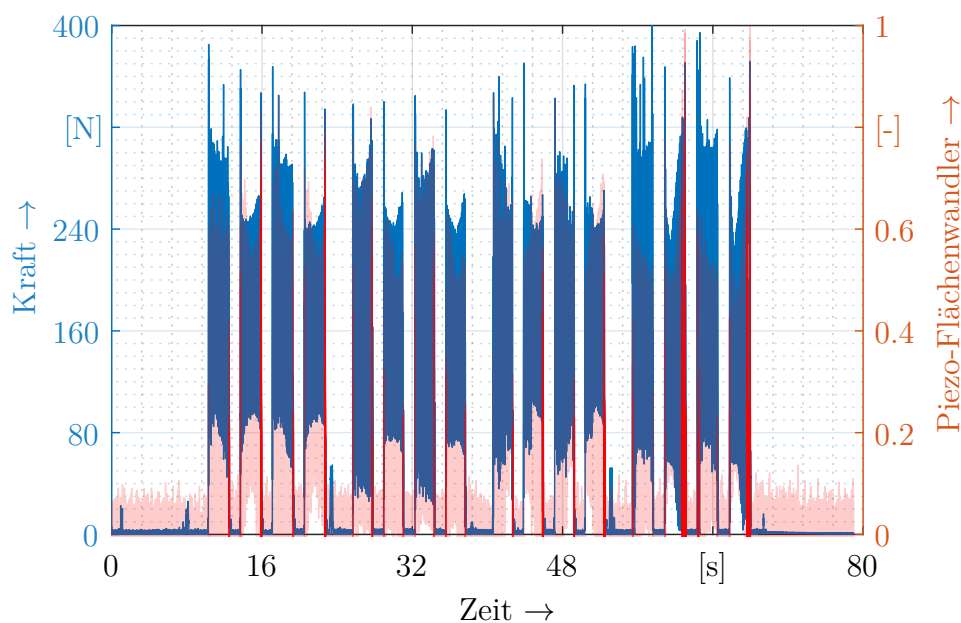


Abbildung 4.13: Signalverläufe des initialen Fräsversuchs.

Signal verfälschen und sich auch in der FFT äußern. Für nachfolgende Untersuchungen wird die Signalqualität durch Maßnahmen wie Erdung und Schirmung optimiert. Die **Zahneingriffsfrequenz (ZEF)** von 433 Hz und deren Vielfache sind in **Abbildung 4.14** gekennzeichnet und heben sich im Messsignal deutlich von anderen Frequenzen ab. Die maximale Häufung bei 1733 Hz deutet auf eine Eigenfrequenz des Werkzeugs bzw. des Gesamtsystems hin. Die hier exemplarisch dargelegten Ergebnisse der initialen Fräsversuche rechtfertigen weitere Untersuchungen zur Verwendung von in **CFK-Strukturen** integrierten Flächenwandlern als Sensorsystem im intelligenten Werkstückhalter. Auf Basis dieser ersten Ergebnisse wird die Verwendung von Piezo-Flächenwandlern, integriert in **CFK-Strukturen**, für die Nutzung in der translatorischen und rotatorischen Vorrichtung weiterentwickelt. In **Abbildung 4.15** ist das Sensorsystem des translatorischen Versuchsaufbaus dargestellt. In der 4 mm starken **CFK-Platte** sind in gefrästen Taschen vier Flächenwandler mit jeweils $10\text{ mm} \times 10\text{ mm} \times 0,5\text{ mm}$ Piezokeramiken integriert. Ist das Übertragungsverhalten zwischen Sensoren und Prozessort, sowie zwischen den Sensoren untereinander bekannt, so kann mit dieser Anordnung der derzeitige Werkzeugeingriff bzw. die Position bestimmter Schwingungsausprägungen bestimmt werden. Mehrere verteilte Sensoren versprechen außerdem eine bessere Abdeckung der Erfassung aller möglichen Prozesszustände. Des Weiteren bietet diese Anordnung die Möglichkeit, die Flächenwandler als Aktoren zu verwenden und somit gezielt Einfluss auf die Prozessstabilität zu nehmen. In der Rotationsvorrichtung

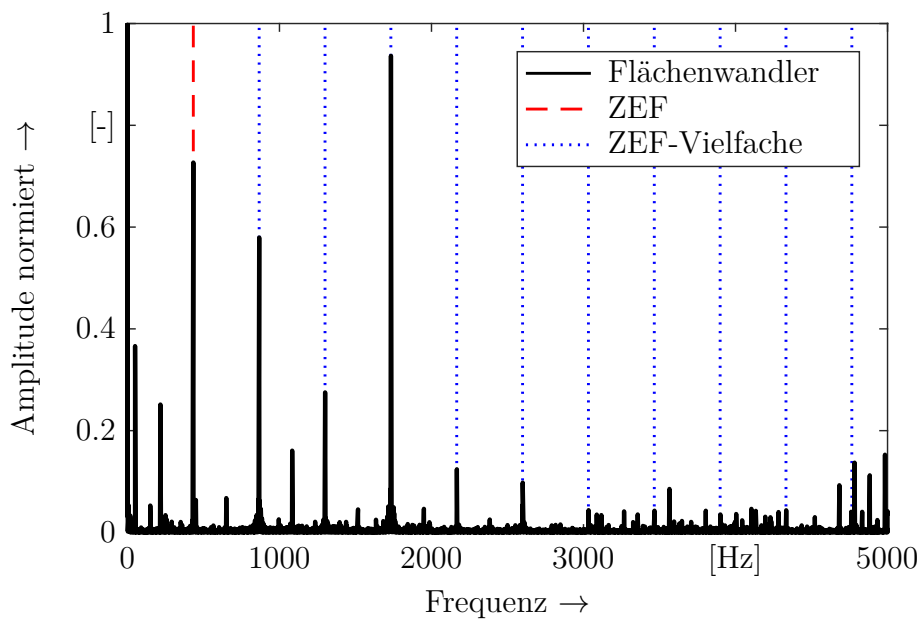
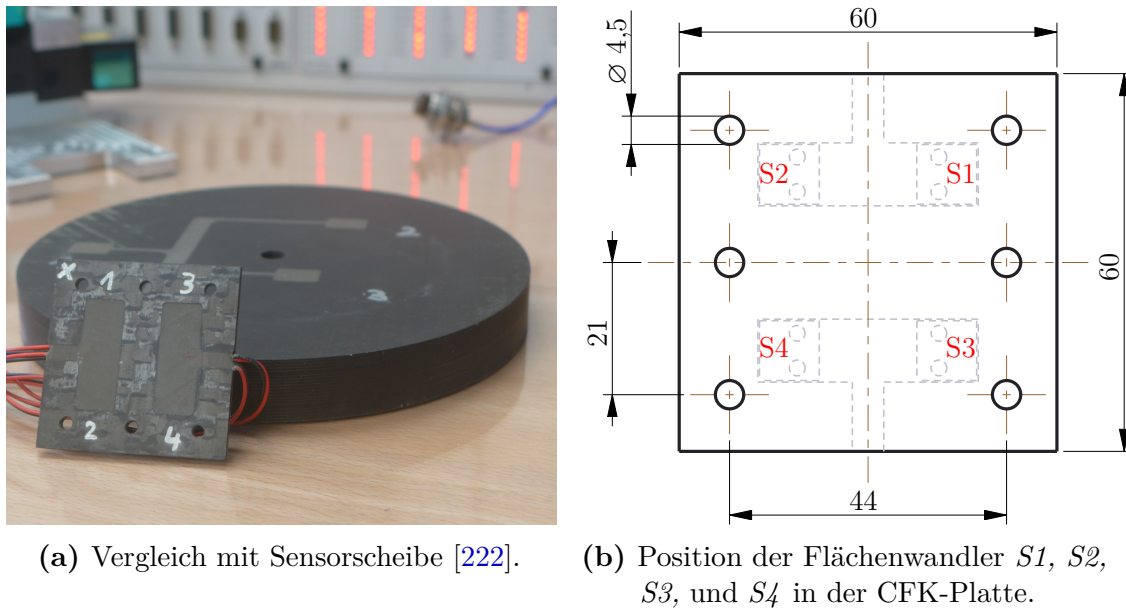


Abbildung 4.14: FFT des Flächenwandlersignals.



(a) Vergleich mit Sensorscheibe [222].

(b) Position der Flächenwandler S_1 , S_2 , S_3 , und S_4 in der CFK-Platte.**Abbildung 4.15:** Sensorsystem der translatorischen Vorrichtung.

kommt ein, speziell für die Fertigung des Impellers, angepasstes Sensorsystem zum Einsatz, gefertigt durch die *INVENT GmbH*. [Abbildung 4.16a](#) zeigt den dreiarmigen Prototypen aus Aluminium, welcher direkt unter das Werkstück gespannt wird. Der Kontakt zwischen der Unterseite des Impellers und des Sensorsystems erfolgt punktuell über kugelförmige Schnittstellen am Ende jedes Armes. Eine Massereduktion und zusätzliche Dämpfung wird durch die Verwendung von **CFK** als Trägermaterial erzielt, wie [Abbildung 4.16b](#) zeigt. Für eine konstante Biegelinie sind die 4 mm starken Arme trapezförmig ausgeführt. Auch hier finden sich zur Kontaktierung des Werkstücks kugelförmige Einsätze am Ende der Arme. Zum Schutz der Flächenwandler werden probeweise Silikon ([Abbildung 4.16c](#)) und **Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk (EPDM)** ([Abbildung 4.16d](#)) verwendet. Aufgrund der unterschiedlichen Materialien ist ein anderes strukturdynamisches Verhalten der einzelnen Systeme zu erwarten. In [Abbildung 4.30b Vergleich der unterschiedlichen Sensorsysteme untereinander](#). (siehe S. 64) ist dazu das Ergebnis einer experimentellen Modalanalyse der vorgestellten Sensorvarianten dargestellt.



(a) 3-Arm-Trägerstruktur aus Aluminium.



(b) Optimierte 3-Arm-Trägerstruktur aus CFK.



(c) Trägerstruktur aus CFK mit Silikon-Kapselung.



(d) Trägerstruktur aus CFK mit EPDM-Kapselung.

Abbildung 4.16: Varianten und Entwicklungsstufen des Sensorsystems der rotatorischen Vorrichtung.

4.4 Aktuierungssystem

Im Vergleich zu anderen Aktorarten bzw. Aktorprinzipien, erfüllen Piezoaktoren die Anforderungen für den Betrieb der intelligenten Vorrichtung insbesondere in Bezug auf Dynamik, Kraft und Integrierbarkeit, wie in [Unterabschnitt 2.2.1 Aktorik](#) (siehe S. 12) gezeigt. Für die Untersuchungen stehen vier unterschiedliche Aktoren zur Verfügung, deren Spezifikationen in [Tabelle 4.2](#) gegenübergestellt sind. Bei allen aufgeführten Aktoren handelt es sich um Stapelaktoren, d. h. um Aktoren bestehend aus vielen in Serie geschalteten Piezokeramiken. Durch diese Stapelung addieren sich die relativ geringen Auslenkungen der einzelnen Schichten. Die Auslenkung aller Aktoren liegt

Tabelle 4.2: Verwendete Piezoaktoren.

Aktor <i>Bezeichnung</i>	P-225.4S <i>PI1</i>	P025.40 <i>PI2</i>	P025.40P <i>PI3</i>	PPA40M <i>CEDRAT</i>	
Blockierkraft	12,5	15	13	1	kN
Auslenkung	60	60	60	40	μm
Resonanzfreq.	7	21	19	22	kHz
Kapazität	1,3 ¹	1,7 ¹	1,3 ¹	2,7 ²	μF
Maße	L94 \varnothing 40	L53 \varnothing 25	L60 \varnothing 25	L48 B10 H6,5	mm
Masse	610	205	231	25	g
Versorgung	0 bis 1000	0 bis 1000	0 bis 1000	-20 bis 150	V
Steifigkeit	200	250	220	30	N/ μm
Besonderheit	gekapselt vorgespannt Luftkühlung DMS Temp.-Sensor		DMS Temp.-Sensor bis 150 °C	vorgespannt DMS	

PI = Physik Instrumente GmbH & Co. KG; *CEDRAT* = CEDRAT TECHNOLOGIES

¹ dynamisch gemessen bei $U_{pp} = 1 \text{ V}$, 1 kHz

² quasistatisch gemessen ohne Last

im selben Größenbereich, jedoch unterscheiden sie sich in anderen Punkten teilweise stark voneinander. Um dies zu verdeutlichen, sind die beiden vorgespannten Aktoren PI1 und CEDRAT in [Abbildung 4.17](#) dargestellt. Der Hochvoltaktor PI1 verfügt über eine vielfach höhere Blockierkraft, dies geht jedoch mit einer größeren Masse und Bauform einher. Die Betriebsfrequenz der Aktoren ist u. a. abhängig von der effektiv bewegten Masse. Die in [Tabelle 4.2](#) angegebenen Resonanzfrequenzen gelten für den lastfreien Fall bei dem sich beide Aktorenden frei bewegen können. Die Vorspannung reduziert die Eigenfrequenz des Systems, wie der Vergleich von PI1 mit den beiden ähnlichen, jedoch nicht vorgespannten Aktoren PI2 und PI3 zeigt. Demgegenüber besitzt der vorgespannte CEDRAT-Aktor eine dreifach höhere Resonanzfrequenz und eignet sich daher für höherfrequente Ansteuerungen, abhängig von der zu treibenden Masse. Ein weiterer Aspekt für die Dynamik ist die Kapazität der verwendeten Aktoren. Vereinfacht können diese, elektrisch gesehen, als Kondensatoren betrachtet werden. Die Auslenkung des Aktors erfolgt über die Ladung dieses Kondensators durch Anlegen einer elektrischen Spannung. Je höher die Kapazität, desto größer die Zeitkon-

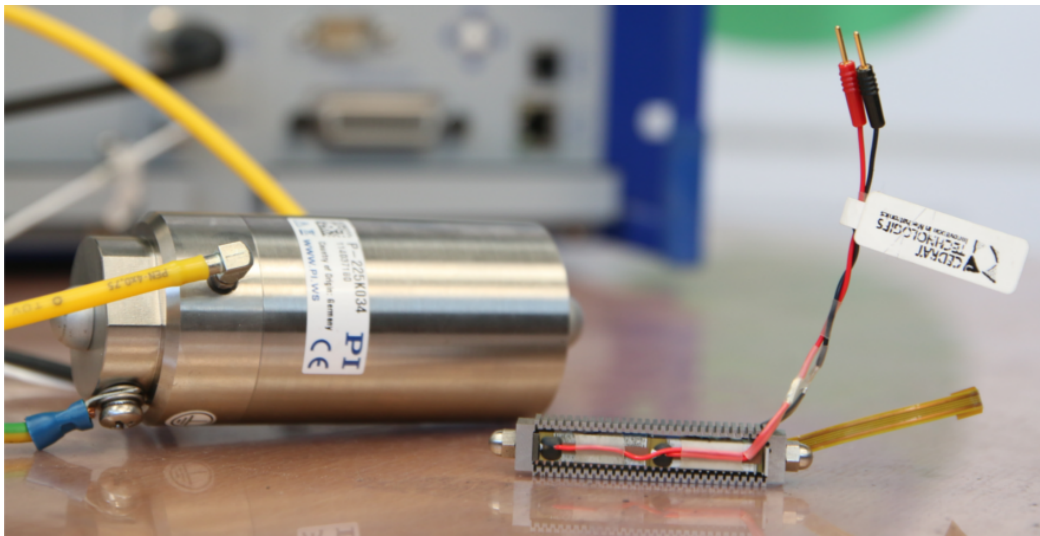
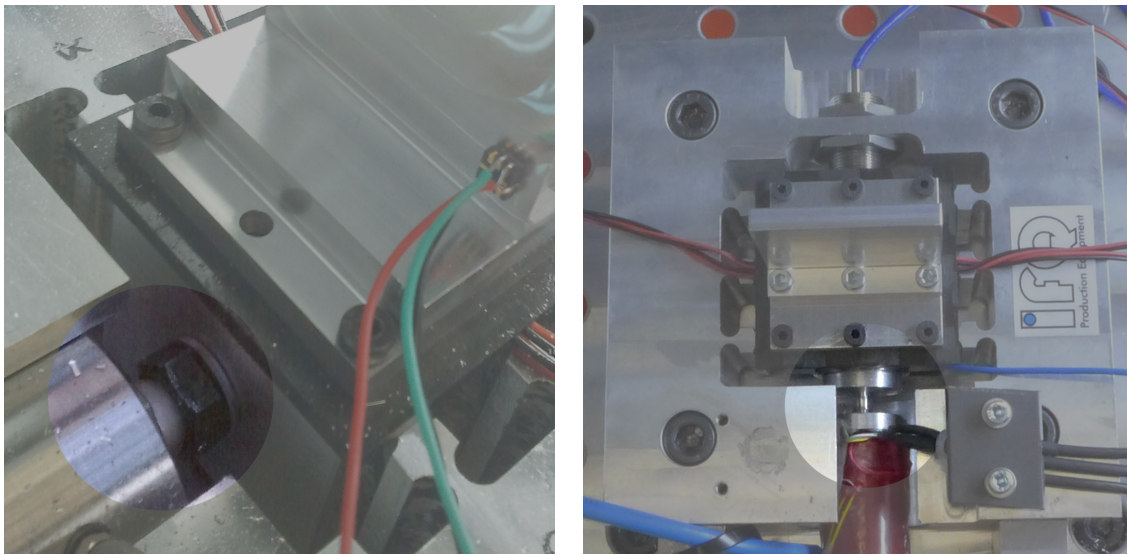


Abbildung 4.17: Unterschiedliche vorgespannte Piezoaktoren PI1 (links) und CEDRAT [222].

stante und damit die Dauer für die komplette Ladung des Kondensators respektive Auslenkung des Aktors. Die in der Tabelle angegebenen Werte lassen sich aufgrund unterschiedlicher Messverfahren nicht direkt vergleichen. Der CEDRAT-Aktor besitzt jedoch schon allein aufgrund seiner Baugröße eine niedrigere Kapazität, wodurch höhere Betriebsfrequenzen mit voller Auslenkung möglich sind. Der CEDRAT-Aktor kommt für den Einsatz im späteren Prototypen wegen seiner geringen Blockierkraft und vergleichsweise niedrigen Steifigkeit nicht in Betracht. Er dient für vergleichende Voruntersuchungen in der translatorischen Vorrichtung und einer weiteren translatorischen Vorrichtung mit zwei Bewegungsfreiheitsgeraden, welche jedoch in dieser Arbeit nicht detailliert betrachtet wird. Die PI-Aktoren werden aufgrund Ihrer Eigenschaften für den Betrieb der entwickelten Vorrichtungen ausgewählt. Durch die vorhandene Kapselung ist der Aktor PI1 für die spätere Verwendung in der Vorrichtung auch unter KSS-Einsatz geeignet. Aktor PI2 besitzt die höchste Blockierkraft aller Aktoren, ist durch den fehlenden Temperatursensor jedoch nicht für den Dauerbetrieb geeignet, da eine unbemerkte Überschreitung der Curie-Temperatur der verwendeten Piezokeramik zu dessen Beschädigung führen könnte. PI3 ist dagegen durch einen Temperatursensor vor Überhitzung abgesichert und besteht aus einer Piezokeramik mit besonders hoher Curie-Temperatur. Die mögliche Betriebstemperatur des Aktors ist dadurch mit 150°C fast doppelt so hoch wie die Betriebstemperatur der anderen Aktoren. Die integrierten DMS erlauben die Positionsregelung und die Bestimmung der Auslenkung der Stapelaktoren. Wie bereits in [Abschnitt 4.2 Mechanischer Aufbau](#) (siehe S. 38) erläutert,

erfolgt die Integration durch spezielle Lagerung, um zu gewährleisten, dass die Aktoren nur axial auf Druck beansprucht werden um sie vor Beschädigung zu schützen. Die entwickelten Vorrichtungen sind derart konstruiert, jeden verfügbaren Aktor aufnehmen zu können. Aktor PI1 verfügt über Gewindebohrungen und ist mit gehärteten Kugelpfendstücken ausgestattet, welche in den Vorrichtungen in Kegelsenkungen liegen, siehe [Abbildung 4.18a](#). Die kürzeren Aktoren PI2 und PI3 sind zur Entkopplung von Biegemomenten mit verjüngten Adapterstücken versehen, siehe [Abbildung 4.18b](#). Wie bereits dargestellt, werden die Aktoren für den effektiven Betrieb vorgespannt. Dies erfolgt durch das gleichmäßige Anziehen der Schraubenverbindungen zwischen Aktorjoch und Vorrichtung. Die Vorspannkraft wird mit Hilfe eines Kraftsensors zwischen Aktor und Vorrichtung bestimmt. Der Betrieb der Aktoren erfordert einen Hochvoltverstärker. Für die Flexibilität während der Untersuchungen kommt ein leistungsfähiges Laborgerät zum Einsatz. Die spätere Umsetzung der intelligenten Vorrichtung sieht eine auf die Anforderungen ausgelegte und kompakte Variante vor. Um unterschiedlicher Aktuierungsstrategien realisieren zu können, erfolgt die Auswahl von Aktoren mit speziellen Eigenschaften. Die Stellgrößen der Vorrichtung betreffen den Aktor in seiner Auslenkung. Diese ist durch deren Amplitude, Frequenz und Verlauf gekennzeichnet. Die Amplitude und damit der Betrag der Auslenkung wird durch die Höhe der angelegten elektrischen Spannung bestimmt. Der Verlauf wird durch die Signalform (Sinus,



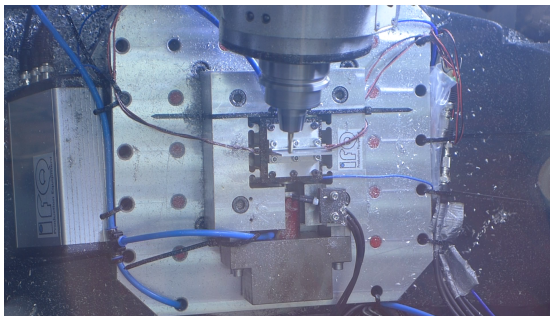
(a) Kugel-Kegelsenkung-Lagerung von PI1 und CEDRAT. (b) Verjüngter Adapter zur Integration von PI2 und PI3.

Abbildung 4.18: Mechanische Schnittstellen zur Aktorintegration.

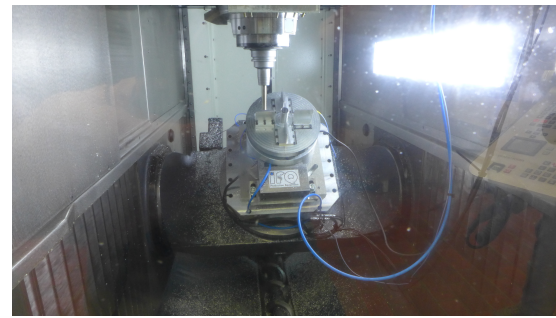
Dreieck, Rechteck, Impuls) des elektrischen Spannungssignals vorgegeben, während die Frequenz festlegt, wie häufig dieser Verlauf pro Sekunde wiederholt wird. Der Betrieb der Vorrichtungen kann statisch bzw. quasistatisch erfolgen, d. h. zur Positionierung oder Nachführung des Werkstücks genutzt werden, um bspw. Werkzeugverschleiß oder Abdrängung des Werkstücks bzw. Werkzeugs auszugleichen. Der dynamische Betrieb soll der Aufrechterhaltung der Prozessstabilität dienen, durch direkte Beeinflussung bzw. Anpassung an die strukturdynamischen Eigenschaften des Systems respektive Prozesses. Eine mögliche Strategie, die Vorrichtung zur optimierten Fertigung zu nutzen, besteht in der Dauererregung mit konstanter Frequenz und konstanter oder variabler Amplitude des Aktors. Dazu erfolgt der Betrieb unter konstanter Anregung während des gesamten Prozesses oder mit angepassten Parametern in unterschiedlichen Phasen des Fertigungsprozesses. Grundidee der Daueranregung ist die Störung bzw. Vermeidung instabiler Zustände. Außerdem besteht damit die Möglichkeit, Strukturen in die Oberfläche einzubringen, wie in [223] beschrieben. Dieser Betriebsmodus erfordert allerdings eine Kühlung des Aktors, da vor allem hohe Frequenzen und große Auslenkungen schnell zur Überschreitung der Curie-Temperatur und somit zur Schädigung des Aktors führen können. Weitere Aktuierungsstrategien im gesteuerten respektive geregelten Betrieb der Vorrichtungen werden in [Abschnitt 5.3 Prozessbeeinflussung](#) (siehe S. 91) diskutiert und für die Verwendung im intelligenten Werkstückhalter untersucht.

4.5 Versuchsaufbau

Die Kernkomponenten der für diese Arbeit notwendigen Untersuchungen sind in den vorherigen Abschnitten beschrieben. Nachfolgend ist der gesamte Versuchsaufbau skizziert, siehe [Abbildung 4.19](#). Der Fertigungsprozess wird mit Hilfe der Fräsmaschine *DMG Mori HSC 55 linear* abgebildet. Diese erlaubt die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung mit fünf synchron gesteuerten Achsen, ausgeführt als Lineardirektantriebe mit zwei Rotationsachsen in Tisch-Tisch-Kombination. Die maximale Drehzahl von $28\,000\text{ min}^{-1}$ der 22 kW Spindel gewährleistet hohe Schnittgeschwindigkeiten auch bei kleinen Werkzeugdurchmessern. Eine Kommunikation bzw. der Austausch von Daten mit der *Numeric Control – numerische Steuerung (NC)* und *Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS)* ist mittels vorhandenen Programmierwerkzeugen und Programmbibliotheken möglich.



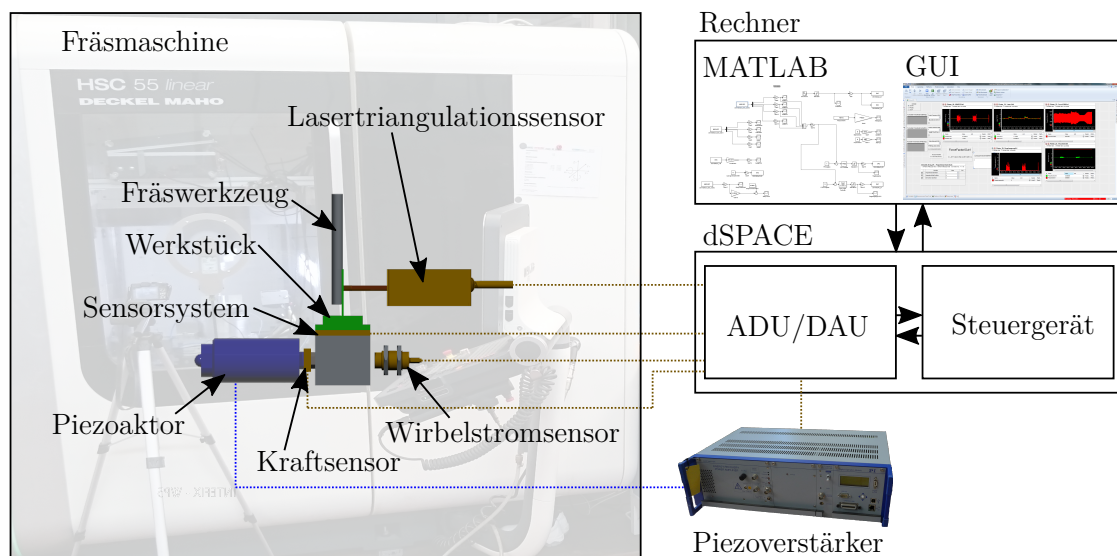
(a) Translatorische Vorrichtung in der Versuchsmaschine.



(b) Rotationsvorrichtung in der Versuchsmaschine.

Abbildung 4.19: Integration der entwickelten Vorrichtungen in der Fräsmaschine.

Die entwickelten Vorrichtungen sind auf Paletten mit Nullpunktspannsystem montiert und können dadurch schnell und positionsgenau in den Bearbeitungsraum der Fräsmaschine integriert werden. Für die flexible Entwicklung der Vorrichtungen und Überwachung der Untersuchungen kommen entsprechende Laborgeräte für die Versorgung, den Datenaustausch und die Datenverarbeitung zum Einsatz. Diese befinden sich außerhalb der Versuchsmaschine und sind über Leitungen für Energie, Daten und Kühl- und Sperrluft mit den Vorrichtungen im Inneren der dafür angepassten Fräsmaschine verbunden. In [Abbildung 4.20](#) ist der gesamte Aufbau grob skizziert. Auf der linken Seite ist die translatorische Vorrichtung schematisch im Schnitt und auf die wesentlichen Bestandteile reduziert dargestellt. Die Energieversorgung der einzelnen

**Abbildung 4.20:** Schematischer Aufbau des Versuchsstandes.

Komponenten sowie das Equipment zur Signalkonditionierung sind aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht dargestellt. Die Datenaufnahme und -verarbeitung erfolgen mit einer Kombination aus Messrechner und der *Rapid Prototyping*-Plattform *DS1103* der Firma *dSPACE*. Am Rechner werden damit bspw. Regelungsstrukturen in *MATLAB/Simulink*¹ entworfen und direkt in Programmcode generiert für die *Electronic Control Unit – Steuergerät (ECU)* des *dSPACE*-Systems. So kann die Echtzeitfähigkeit und Lauffähigkeit der entwickelten Algorithmen für später verwendete Steuergeräte gewährleistet werden. Mittels *ADU* werden die Sensorsignale aufgenommen und die Steuersignale, wie das Vorverstärkersignal für den Piezoaktor über den *Digital-Analog-Umsetzer (DAU)* ausgegeben. Zur Visualisierung und Überwachung der Sensordaten und zur Steuerung der Vorrichtung dient das *Graphical User Interface – grafische Benutzeroberfläche (GUI)*, siehe *Abbildung 4.21*. Dieses erlaubt außerdem die Sicherung der Messdaten und die Beeinflussung von Parametern, wie bspw. des Reglers während des Prozesses.

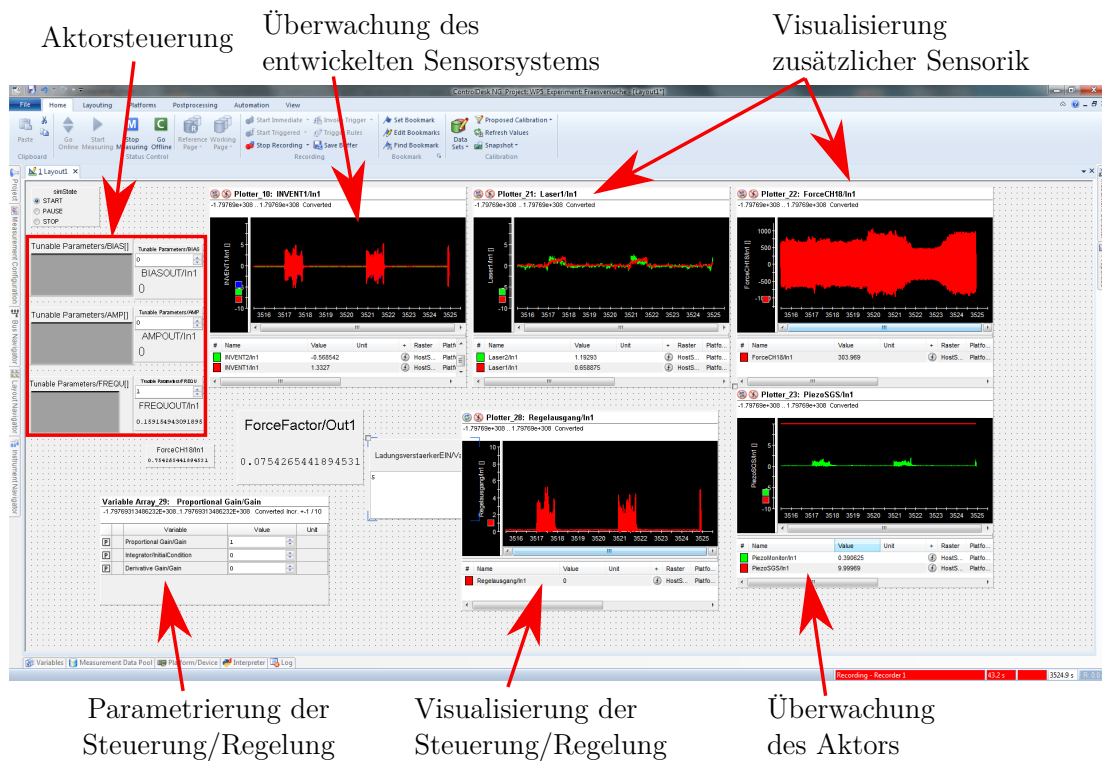


Abbildung 4.21: Grafische Benutzeroberfläche zur Überwachung und Steuerung der Vorrichtung.

¹ Software zur Lösung mathematischer Fragestellungen der Firma *The MathWorks, Inc.*

Im intelligenten Werkstückhalter sind lediglich die Flächenwandler als Sensorsystem zur Überwachung des Prozesses vorgesehen. Wie [Abbildung 4.20](#) zeigt, kommen für die Untersuchungen in dieser Arbeit außerdem Wirbelstromsensoren, Kraftsensorik, Beschleunigungssensoren, [mikroelektromechanische Systeme \(MEMS\)](#) und Lasertriangulationssensoren zum Einsatz, um das Verhalten der Vorrichtung beurteilen zu können.

4.6 Verifizierung der Systemeigenschaften

Die Analyse des Verhaltens und die Bestimmung der Systemeigenschaften der Vorrichtungen bilden die Basis für weitere Untersuchungen. Nachfolgend werden exemplarisch einige Untersuchungen zum Systemverhalten präsentiert. Wie zuvor beschrieben, ist die maximale Auslenkung des Aktors im dynamischen Betrieb begrenzt durch dessen elektrische Kapazität. Je höher die Frequenz, mit welcher der Aktor betrieben wird, desto geringer ist die Auslenkung des Aktors. In [Abbildung 4.22](#) zeigt sich dieser Zusammenhang deutlich. Für diese Untersuchung wird der Aktor PI1 in der translatorischen Vorrichtung vorgespannt und mit unterschiedlichen Frequenzen jeweils maximal angesteuert (sinusförmiges Signal bis 1000 V). Die Auslenkung wird mit dem integrierten

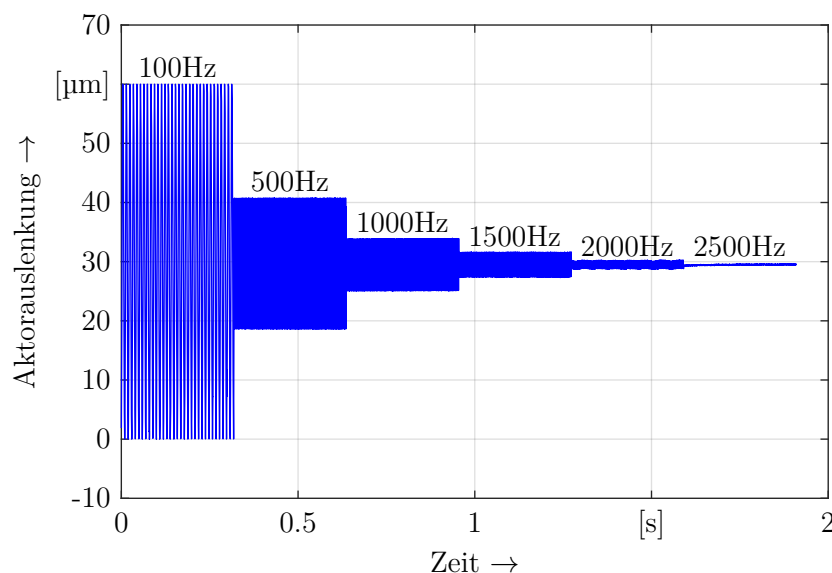


Abbildung 4.22: Maximal erreichbare Aktorauslenkung bei unterschiedlichen Frequenzen [222].

DMS des Aktors erfasst. Bei 100 Hz entspricht die Auslenkung dem statischen Maximalwert von $60\ \mu\text{m}$. Bei 500 Hz Erregung beträgt der Spitze-Spitze-Wert lediglich noch $20\ \mu\text{m}$. Je höher die Frequenz, desto schneller schreitet die Erwärmung des Aktors voran. Diese ist stark von den Umgebungsbedingungen und der Kühlung des Aktors abhängig. Bei Untersuchungen mit 1 bar Luftkühlung des gekapselten Aktors PI1 unter 50 Hz maximaler Auslenkung erfolgt die Sicherheitsabschaltung des Systems auf Basis des integrierten Temperatursensor nach 40 min bis 60 min, bei Frequenzen $>1\ \text{kHz}$ bereits nach wenigen Minuten. Diese Ergebnisse beeinflussen die spätere Anregungsstrategie und erfordern eine adäquate Kühlung des Aktors.

Die statische Nachgiebigkeit beider Vorrichtungen ergibt sich aus deren wiederholter Beaufschlagung mit einer definierten Kraft und Ermittlung der daraus resultierenden Verschiebung der bewegten Baugruppen. In [Abbildung 4.23](#) ist der Versuchsaufbau für diese Untersuchungen an der Rotationsvorrichtung dargestellt. Die Kraft wird über einen Gewindetrieb schrittweise in die Struktur eingebracht. Eine Verjüngung in der Krafteinleitung beugt auftretenden Biegemomenten vor. Die Messung der aufgebrachtten Kraft erfolgt mittels DMS-Kraftaufnehmer *HBM U9B*. Die Messuhren ermöglichen die Erfassung der Verschiebungen relevanter Punkte der Vorrichtung. Für die statische Steifigkeit der Rotationsvorrichtung ergibt sich damit ein Wert von $400\ \text{N}/\mu\text{m}$ und für die translatorische Vorrichtung ein Wert von $130\ \text{N}/\mu\text{m}$. Dies entspricht den Erwartungen und Anforderungen für den effizienten Einsatz der Piezoaktoren. Diese Untersuchung dient außerdem der Beurteilung der Rotation um den Mittelpunkt des beweglichen Tisches der Rotationsvorrichtung. Mit Hilfe von Messuhren bzw. Lasertriangulationssensoren wird die Auslenkung und die damit verbundene Rotation an

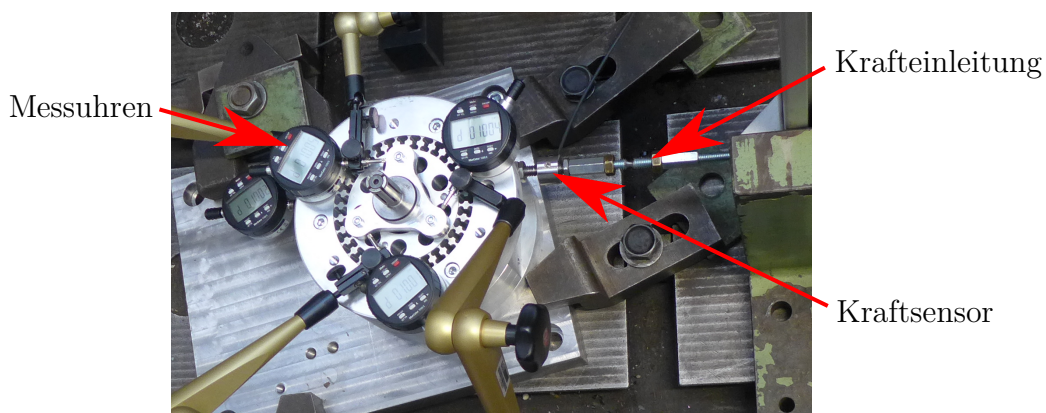


Abbildung 4.23: Nachgiebigkeitsuntersuchungen an der Rotationsvorrichtung.

unterschiedlichen Punkten des Drehtisches bestimmt. Die aufgebraachte Kraft erzeugt in jedem der gemessenen Punkte eine Verschiebung, welche aufgrund der Anordnung der Messpunkte und resultierenden Auslenkungen auf eine Rotation des Tisches hindeutet. Der eingesetzte Kraftaufnehmer begrenzt jedoch die maximal wirkende Kraft auf 2kN, welche unterhalb der in der Vorrichtung erwarteten Kräfte von ca. 12kN liegt. Aus den Untersuchungen geht hervor, dass die Rotationsachse des Drehtisches, wie gefordert, durch den Mittelpunkt und senkrecht zu seiner kreisförmigen Grundfläche verläuft.

Abbildung 4.24 zeigt beispielhaft den Versuchsaufbau an der translatorischen Vorrichtung zu Untersuchungen betreffend der Werkstückbewegung. Ziel dabei ist die Ermittlung der Bewegung des Werkstücks aufgrund der Aktuierung im quasistatischen und dynamischen Fall. Der Hub des Aktors wird dabei mittels integriertem DMS erfasst. Die Bewegung des Werkstücktisches wird mit Hilfe des in der Vorrichtung befindlichen Wirbelstromsensors (*Micro-Epsilon EPU6-C9*) und die Bewegung des Werkstücks mit drei Lasertriangulationssensoren (*Keyence LK-G5000*) erfasst. Diese Laserentfernungssensoren erfassen die Bewegung des Werkstücks (Schaufel), wie in [Abbildung 4.24](#) dargestellt, am Schaufelende und damit in maximaler Entfernung zum aktuierten Werkstücktisch. Dadurch ist es möglich eine eventuelle Verkippung während der Auslenkung zu detektieren.

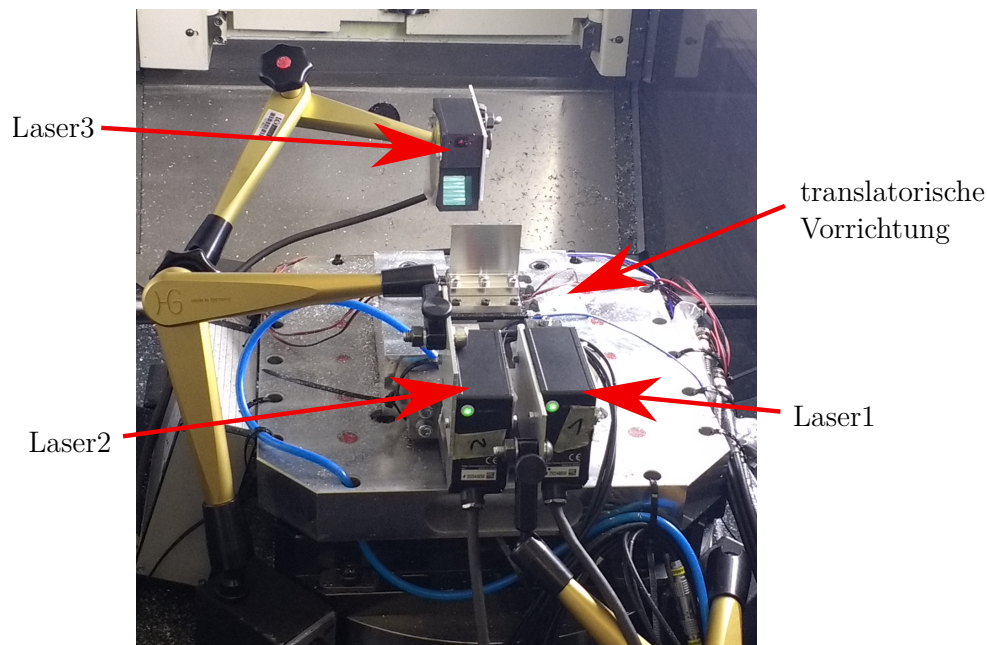
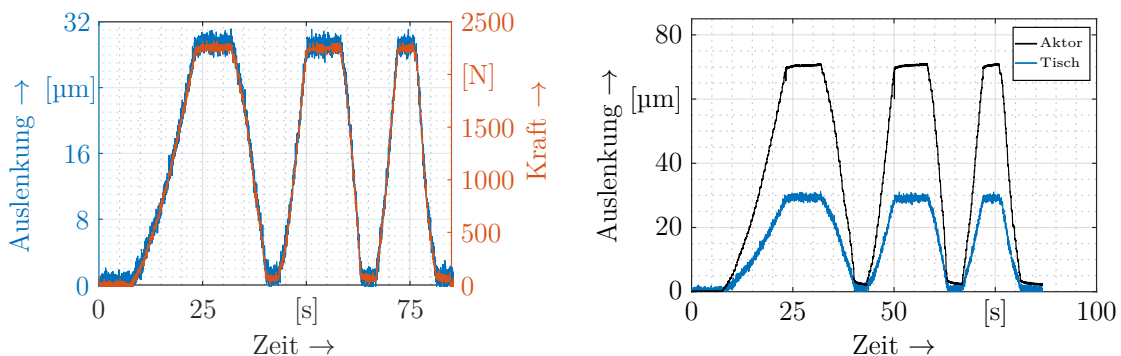


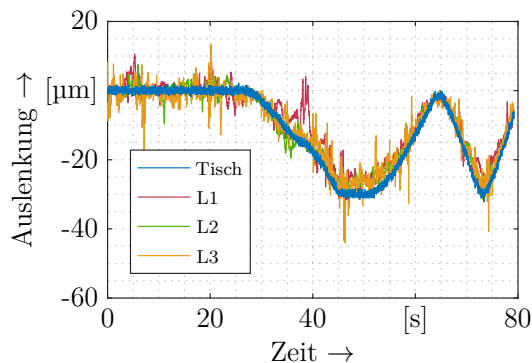
Abbildung 4.24: Aufbau für Untersuchungen zur Aktor- und Werkstückauslenkung.

Die Kraft, welche durch die Auslenkung des Aktors wirkt, wird mittels Kraftsensor (*HBM CLP 62 kN*) zwischen Aktor und bewegtem Tisch ermittelt. Wie bereits beschrieben, ist das System aus Aktor und Tisch zum Schutz des Aktors und zur Vermeidung von Hysterese aufgrund der vorliegenden Kontaktbedingungen und Materialeigenschaften mit 4 kN vorgespannt. Dies entspricht der maximal möglichen Vorspannkraft. In [Abbildung 4.25](#) sind die Untersuchungsergebnisse für diese Vorspannung grafisch dargestellt. [Abbildung 4.25a](#) zeigt die wiederholte quasistatische maximale Auslenkung des Aktors und die daraus resultierende Aktorkraft und Tischbewegung. Tischbewegung und Aktorkraft kehren nach wiederholter Auslenkung jeweils in deren Maximum bzw. Minimum zurück. Die maximale Auslenkung des Aktors wird nicht komplett auf die Auslenkung des Tisches umgesetzt, wie [Abbildung 4.25b](#) verdeutlicht. Konstruktions- und materialbedingte Nachgiebigkeit reduzieren die maximale Tisch- und damit Werkstückauslenkung auf ca. 30 μm . Bei zuvor durchgeführten Versuchen mit 1,5 kN Vorspannung konnte lediglich eine Maximalkraft von 1,8 kN und eine Auslenkung von maximal 25 μm erzielt werden.

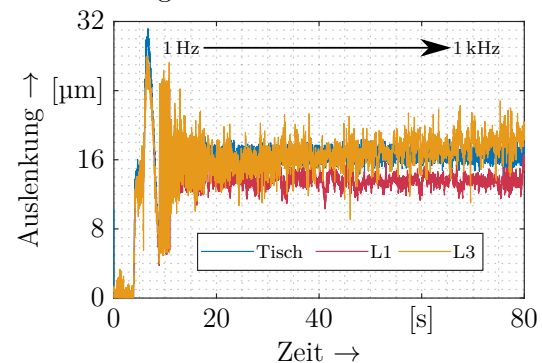


(a) Quasistatische Tischauslenkung und Aktorkraft.

(b) Vergleich Aktorhub und Tischauslenkung.



(c) Vergleich von Tisch- und Werkstückbewegung.



(d) Dynamische Auslenkung von Tisch und Werkstück.

Abbildung 4.25: Untersuchungen zur Tisch- und Werkstückauslenkung.

Die durch die Laserentfernungssensoren überwachte Werkstückauslenkung stimmt quasistatisch mit der Auslenkung des Tisches überein, wie aus [Abbildung 4.25c](#) hervorgeht. Eine mögliche Verkippung des Tisches oder ein weiterer Verlust an Auslenkung lässt sich nicht erkennen. Für die Überprüfung der Auslenkung im dynamischen Betrieb, wird der Tisch schrittweise mit 200 rad/s (ca. 32 Hz) bis 1 kHz erregt. Das Ergebnis zeigt sich in [Abbildung 4.25d](#). Auch dynamisch entspricht die Bewegung des Werkstücks (in diesem Fall eine Schaufel mit 2,77 mm Stärke) der Bewegung des Werkstücktisches. Die größte Auslenkung erfährt das System im Bereich von 30 Hz bis 160 Hz. Wie bereits zuvor geschildert, begrenzt die Aktorkapazität die maximale Auslenkung des Systems bei steigender Frequenz.

Die in [Abschnitt 4.3 Sensorsystem](#) (siehe S. 44) vorgestellten initialen Untersuchungen hinsichtlich der Verwendung von Piezo-Flächenwandlern in CFK- und GFK-Strukturen belegen deren Tauglichkeit als Sensoren für die Prozessüberwachung während des Fräsens. Nachfolgend werden weitere Untersuchungsergebnisse der entwickelten Sensorsysteme gezeigt. Die Eignung des vorgestellten Sensorsystems wird im Fräsprozess mit Hilfe von MEMS, Beschleunigungssensoren und Lasertriangulationssensoren untersucht, siehe Versuchsaufbau in [Abbildung 4.26](#). Exemplarisch sind die Ergebnisse der Fräsversuche durch die FFT des Sensorsystems und der verwendeten Lasertriangulationssensoren in [Abbildung 4.27](#) dargestellt. Die erste Eigenfrequenz der Schaufel bei 1496 Hz, die durch den Prozess bedingte ZEF von 353 Hz und deren Vielfache sind in beiden Diagrammen gut erkennbar.

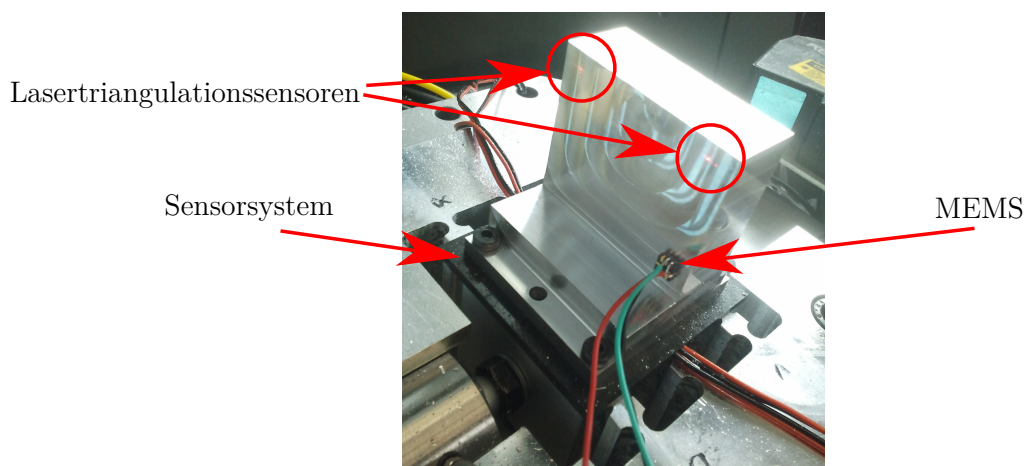


Abbildung 4.26: Aufbau zur Verifizierung des Sensorsystems im Fräsprozess [222].

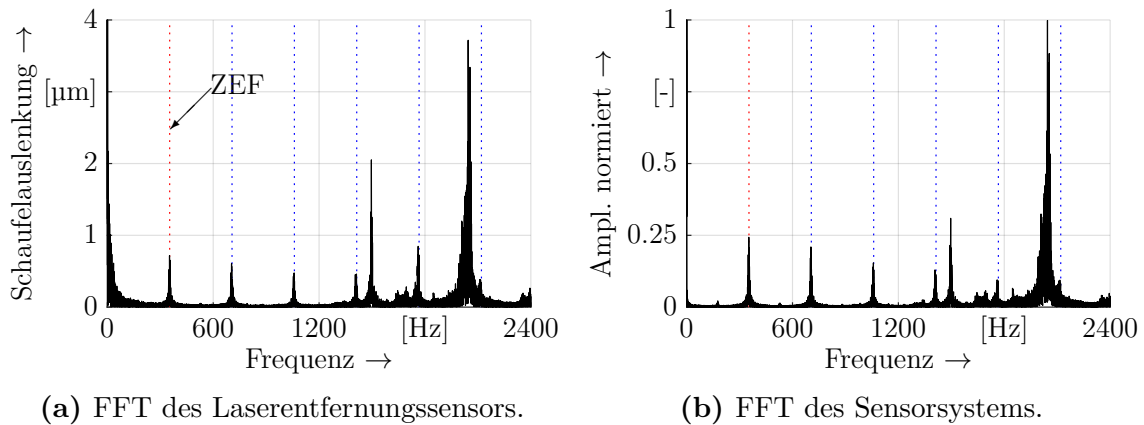
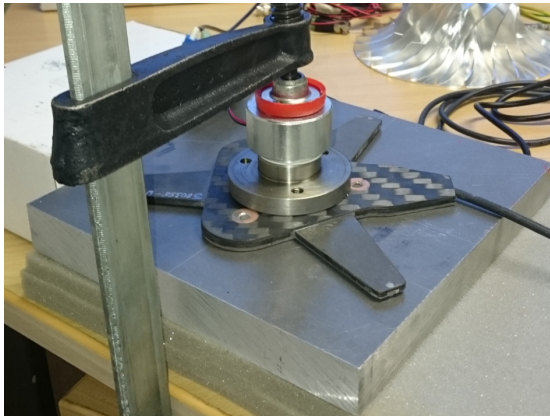


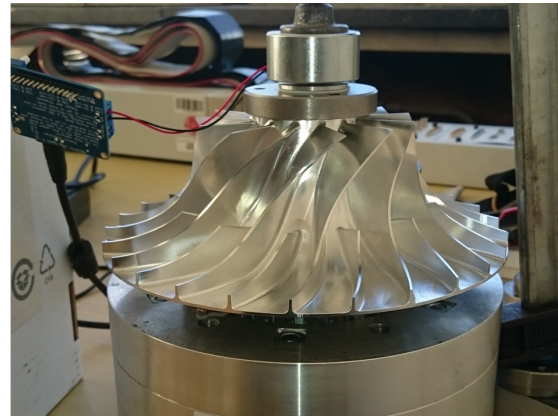
Abbildung 4.27: Vergleich Sensorsystem mit Laserentfernungssensor beim Fräsen [222].

Die Häufung um 2000 Hz resultiert aus einer wandernden Eigenfrequenz des dynamischen Werkstück-Werkzeug-Gesamtsystems. Mit Hilfe von Spektrogrammen wird dieser Effekt in [Kapitel 6 Validierung im Fräsprozess](#) (siehe S. 97) erläutert.

Für die Umsetzung einer effektiven Prozessüberwachung ist die Analyse der Signalqualität der verwendeten Sensorik notwendig. Dazu werden die eingesetzten Sensorsysteme in unterschiedlichen Versuchsaufbauten untersucht und deren Signale miteinander und mit denen geeigneter Referenzsensorik verglichen. [Abbildung 4.28](#) zeigt exemplarisch Versuchsanordnungen zur Beurteilung der Sensorik, eingesetzt in der Rotationsvorrichtung. Die Sensorsysteme werden jeweils mit und ohne Vorspannung, innerhalb und außerhalb der Vorrichtung mit unterschiedlichen Frequenzen und Amplituden mittels Shaker an verschiedenen Punkten beaufschlagt. In [Abbildung 4.29a](#) ist das Ergebnis bzgl. der Untersuchungen zum Signal-Rausch-Abstand visualisiert. Hier wird das vorgespannte Gesamtsystem, bestehend aus Sensorik, Hülsenspanndorn und Rotationsvorrichtung mit 200 Hz erregt. Der Signal-Rausch-Abstand für diesen Fall beträgt 23 dB. Dieser Wert liegt zwischen dem der getesteten, kostenintensiven Beschleunigungssensoren *4535-B* und *4520-001* der Firma *Brüel & Kjær* (ca. 70 dB) und der kostengünstigen **MEMS** *ADXL001* und *ADXL377* des Herstellers *Analog Devices* (ca. 10 dB). Die später ausgeführte experimentelle Modalanalyse ergibt nach Anregung mittels Impulshammer im Mittel einen Signal-Rausch-Abstand von ca. 37 dB für die entwickelten Sensorsysteme. In [Abbildung 4.29b](#) ist die PSD der drei Piezo-Flächenwandler des Aluminiumsensorsystems während einer Erregung mittels Frequenzsweep von 100 Hz bis 12 000 Hz dargestellt. Alle Flächenwandler zeigen ein vergleichbares Verhalten über den untersuchten Frequenzbereich.



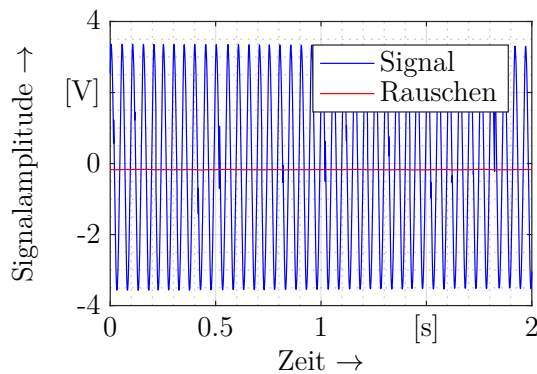
(a) Sensorsystem zwischen Shaker und gedämpfter Aluminiumplatte vorge-spannt.



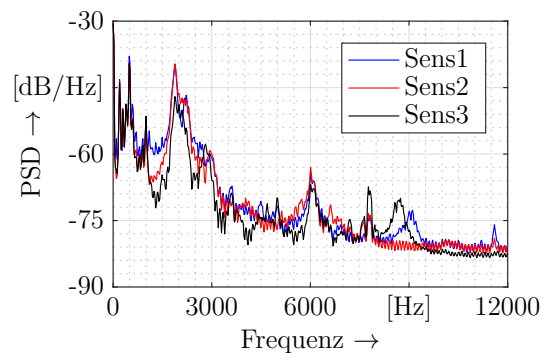
(b) Sensorsystem in Rotationsvorrichtung integriert und mit vorgespanntem Shaker erregt.

Abbildung 4.28: Versuchsaufbauten zur Untersuchung der Signalqualität der vorgespannten Sensorsysteme mit Hilfe eines Shakers.

Die Differenzen lassen sich u. a. durch die unterschiedlichen Übertragungswege zwischen Erreger und Sensoren erklären. Die konstruktive Auslegung der Sensorsysteme und Vorrichtungen erfolgt mit Verfahren der [FEM](#), um kosten- und zeitintensive Fertigungsprozesse zu reduzieren. Für den effektiven Einsatz der entwickelten Vorrichtungen sind die entscheidenden Zielgrößen der Komponenten und des Gesamtsystems – eine minimale Masse, insbesondere der bewegten Teile, eine hohe Steifigkeit und auf den späteren Prozess abgestimmte Eigenfrequenzen.



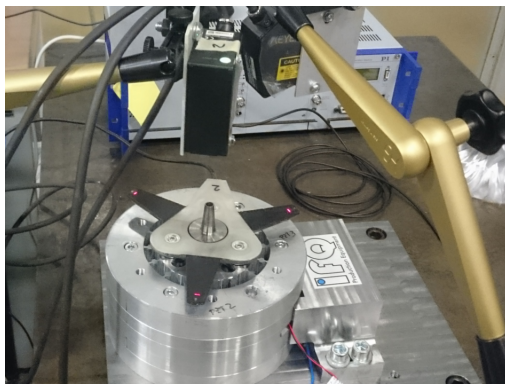
(a) Signalrauschabstand von 23 dB des entwickelten Sensorsystems.



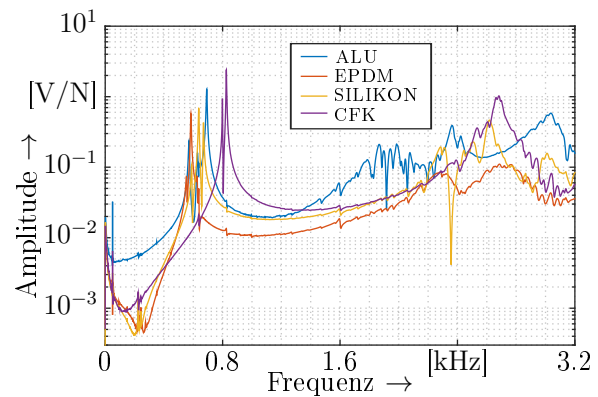
(b) Spektrale Leistungsdichte des Sensorsystems der Rotationsvorrichtung [215].

Abbildung 4.29: Exemplarische Untersuchungsergebnisse zur Signalqualität.

Abbildung 4.30 zeigt exemplarisch einen Versuchsaufbau für die experimentelle Ermittlung der modalen Parameter der Sensorsysteme und die Ergebnisse dieser Untersuchungen. Die unterschiedlichen Sensorvarianten weisen ähnliche strukturdynamische Eigenschaften auf. Die experimentelle Modalanalyse dient der Verifikation der Systemeigenschaften. Darüber hinaus bilden die ermittelten modalen Parameter die Basis für die Modellierung des Systems, siehe [Abschnitt 5.1 Modellierung](#) (siehe S. 65). Die Modalanalyse erfolgt mittels eines Modal- und Betriebsschwingungsanalysesystems des Herstellers *Brüel & Kjær*. Die untersuchten Komponenten und das Gesamtsystem werden hierfür mit Hilfe eines Impulshammers oder den in den Vorrichtungen integrierten Piezoaktoren erregt. Die Strukturantwort wird mittels Beschleunigungsaufnehmer, Lasertriangulationssensoren, Wirbelstromsensoren bzw. den entwickelten Sensorsystemen erfasst. Aus den resultierenden Frequenz-Antwort-Funktionen lassen sich die Eigenformen, Eigenwerte, die modale Masse sowie die Dämpfung ableiten und mit den zuvor numerisch ermittelten Werten vergleichen bzw. ergänzen. Die in der numerischen Modalanalyse ermittelten Eigenfrequenzen, siehe u. a. in [Abbildung 4.3](#), bestätigen sich im Experiment.



(a) Versuchsaufbau – Lasertriangulationssensoren erfassen die Bewegung der Sensorarme.



(b) Vergleich der unterschiedlichen Sensorsysteme untereinander.

Abbildung 4.30: Experimentelle Modalanalyse der entwickelten Sensorsysteme.

KAPITEL 5

Entwicklung der Prozessüberwachung und -beeinflussung

Das vorherige Kapitel behandelt die Auswahl und Auslegung der verwendeten Komponenten und die Versuchsaufbauten für die Verifizierung der Systemeigenschaften der entwickelten prototypischen Vorrichtungen. In diesem Kapitel werden die Methoden für die Analyse der sensorisch erfassten Daten sowie die Strategien eines aktiven Eingriffs in den Prozess mittels Piezoaktor beschrieben.

5.1 Modellierung

Im Folgenden ist die Modellierung anhand der translatorischen Vorrichtung erläutert. Das Modell dient der Auslegung der verwendeten Steuerungs- und Regelungsstrategien und soll Aufschluss über das Verhalten bei der Bearbeitung dünnwandiger Strukturen geben. Die für die Modellierung notwendigen Messungen zur Ermittlung von Systemeigenschaften werden auch am Beispiel der Rotationsvorrichtung gezeigt. In [Abschnitt 2.5 Modellbildung](#) (siehe S. 23) sind unterschiedliche Möglichkeiten der Modellierung aufgezeigt. Die Besonderheiten in Aufbau und Einsatz des intelligenten Werkstückhalters begrenzen die Auswahl an effektiven Modellbildungsverfahren. Das Beispiel einer geregelten Schaufelposition zeigt die Komplexität und die Notwendigkeit eines geeigneten Modells zur Beschreibung des Systemverhaltens. Die während des Fertigungsprozesses stattfindende Schaufelauslenkung kann aufgrund von Späneflug, [KSS-Einsatz](#) und zur Gewährleistung einer industrienahen Fertigung, nicht direkt über

bspw. optische oder taktile Sensorik erfasst werden. Um aus den Sensordaten auf diese Schaufelbewegung schließen zu können, muss das Übertragungsverhalten zwischen Sensorposition und Werkzeugeingriffsort bekannt sein. Dies trifft ebenfalls für das Übertragungsverhalten zwischen Aktorwirkstelle und Schaufelbewegung zu. Dieses Übertragungsverhalten ändert sich zudem stetig durch den Materialabtrag und das wandernde Werkzeug. Insbesondere bei der Fertigung dünnwandiger Strukturen haben diese Faktoren einen großen Einfluss auf das strukturdynamische Verhalten des Gesamtsystems. Um dieses numerisch effizient abbilden und verarbeiten zu können, sind geeignete Methoden erforderlich. Die Zustandsraumdarstellung, wie bei Lunze [161] beschrieben, erfüllt die genannten Forderungen. Die modale Transformation ermöglicht die Entkopplung der zu lösenden Bewegungsdifferentialgleichungen. So ist es möglich, die im Zeitbereich für ein System n -ter Ordnung erforderliche Differentialgleichung der Ordnung n , in n Differentialgleichungen erster Ordnung umzuwandeln. Die daraus resultierenden Vektordifferentialgleichungen eignen sich für eine rationelle numerische Verarbeitung. Im Vergleich zur Frequenzbereichsmethodik, bei welcher nur das Eingangs-Ausgangsverhalten betrachtet wird, bietet der Zustandsraum die Möglichkeit innere Systemzustände greifbar zu machen. Bei einem mechanischen schwingungsfähigen System sind dies die Geschwindigkeit und die Position, welche Auskunft über den Zustand der Energiespeicher im System liefern. Die Zustandsraumdarstellung vereinfacht außerdem die Abbildung nichtlinearer, zeitvarianter Systeme und eine Erweiterung auf Mehrgrößensysteme, wie in [198] beschrieben.

Die Basis des in dieser Arbeit präsentierten Zustandsraummodells beruht auf der FE-Analyse und der experimentellen Ermittlung von Systemeigenschaften der entwickelten Vorrichtungen. Die modale Transformation und Abbildung des Modells erfolgt mit Hilfe von *MATLAB*.

5.1.1 FE-Analyse

Die FE-Analyse der translatorischen Vorrichtung ist mittels der Software *ANSYS*¹ realisiert. Zur besseren Nachvollziehbarkeit sind die dafür durchgeführten Arbeitsschritte und Programmeinstellungen in den Punkten *Präprozessor*, *Lösung* und *Postprozessor*

¹ Finite-Elemente-Software der Firma *Ansys Inc.*

beschrieben. In [Unterabschnitt 2.5.1 *Finite-Elemente-Methode*](#) (siehe S. 25) sind diese Schritte der FE-Analyse grundlegend erläutert.

Präprozessor Der erste Schritt betrifft den Import des 3D-Modells, zuvor erstellt mit *Computer-Aided Design – computergestützte Konstruktion (CAD)*. Die Geometrie ist für die zeit- und ressourcensparende Bearbeitung in ANSYS optimiert. Wie in [Abbildung 5.1](#) zu sehen, ist die translatorische Vorrichtung auf Werkstück, Sensorsystem, Aktor, bewegten Tisch und Festkörpergelenke reduziert. Für die Simulation unwesentliche Details sind bewusst ausgelassen. Die Anschlussflächen der Festkörpergelenke, als Schnittstellen zur festen Rahmenstruktur der Vorrichtung sind im Programm als fixierte Lagerungen definiert. Die Kontaktstellen zwischen den einzelnen Komponenten sind als Verbund deklariert. Für die Analyse sind die Materialeigenschaften, wie z. B. E-Modul, Zugfestigkeit und Dämpfungsfaktoren jeder Komponente hinterlegt. Berücksichtigt sind dabei auch die orthotropen Eigenschaften der Sensorplatte aus [CFK](#). In ANSYS kann die Dämpfung nach Rayleigh angegeben werden, wie bei Müller und Groth [195] erläutert. Die Rayleigh-Dämpfung beruht darauf, dass sich die Verteilung der Dämpfung ähnlich der Verteilung der Masse und Steifigkeit eines Systems verhält. Die Rayleigh-Dämpfungsmatrix D_{Ray} ergibt sich, wie in [Gleichung 5.1](#) gezeigt.

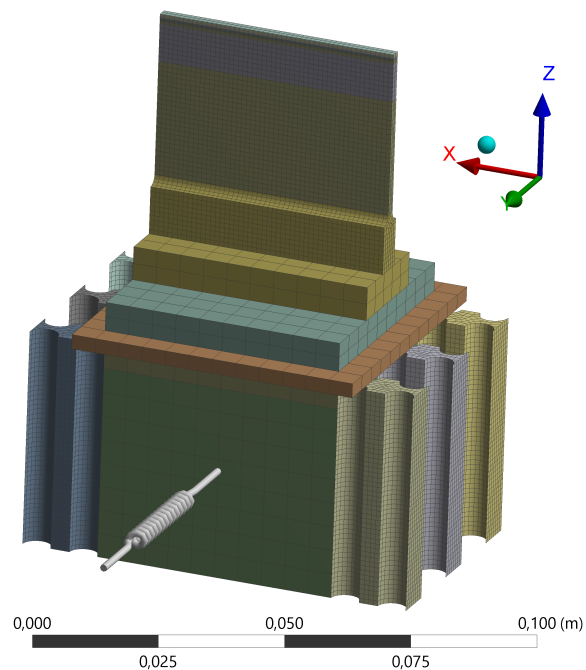


Abbildung 5.1: Optimierte Geometrie mit Vernetzung.

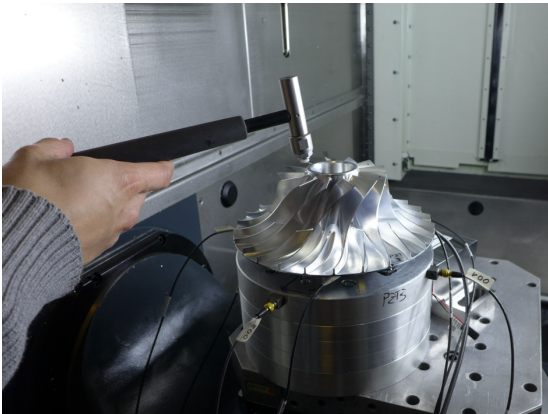
$$\underline{D}_{Ray} = \alpha_{Ray} \cdot \underline{M} + \beta_{Ray} \cdot \underline{K} \quad (5.1)$$

Der erste Term, bestehend aus der Massenmatrix \underline{M} und dem Koeffizienten α_{Ray} , beschreibt die massenproportionale, äußere Dämpfung der Struktur. Das Produkt aus β_{Ray} und der Steifigkeitsmatrix \underline{K} bestimmt die steifigkeitsproportionale, innere Dämpfung des Systems. Für die Bestimmung der Koeffizienten werden mittels experimenteller Modalanalyse die Eigenfrequenzen ermittelt, siehe [Abbildung 5.2](#). Deren Dämpfungsgrade ξ werden mit der Rationalbruch-Polynommethode bestimmt, wie in [\[224\]](#) beschrieben. In dem Bereich zwischen den Frequenzen f_1 und f_2 ergeben sich die Dämpfungskoeffizienten mit [Gleichung 5.2](#) bzw. [5.3](#).

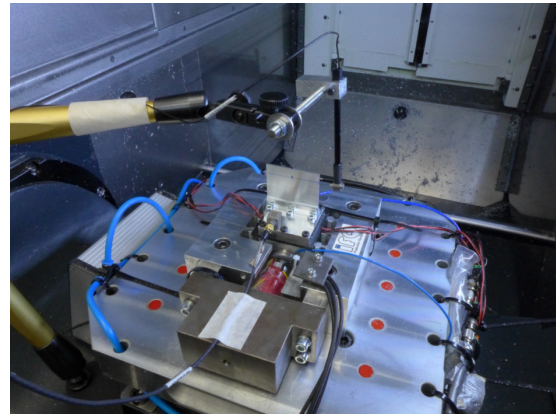
$$\beta_{Ray} = \frac{\xi}{\pi(f_1 + f_2)} \quad (5.2)$$

$$\alpha_{Ray} = 4\pi^2 f_1 f_2 \beta_{Ray} \quad (5.3)$$

Die Diskretisierung des CAD-Modells in finite Elemente erfolgt mit Hilfe der Vernetzung. In [Abbildung 5.1](#) sind die relevanten Einstellgrößen – Elementform und Elementgröße bzw. -anzahl – in den unterschiedlichen Baugruppen ersichtlich. Die Vernetzung besteht vorwiegend aus Hexaedern.



(a) Impulshammer und Beschleunigungssensoren im Einsatz an der Rotationsvorrichtung.



(b) Auslösevorrichtung für einen kontrollierten Eingangsimpuls.

Abbildung 5.2: Experimentelle Modalanalyse an den entwickelten Vorrichtungen.

Lediglich für Komponenten mit Verrundungen kommt eine Mischung aus Hexaedern und Tetraedern zum Einsatz, wie in [225] gezeigt. Die Elementanzahl und damit die Größe der Elemente ist auf die dynamische Beanspruchung bzw. die später erforderliche Auflösung für die Bewegungssimulation angepasst. Daher ist die Vernetzung im Bereich der Festkörpergelenke und der idealisierten Impellerschaufel feiner gewählt. Für eine hinreichende Vernetzung wird die notwendige Knotenzahl mit Hilfe eines Konvergenzstestes ermittelt. Dies geschieht anhand der Simulationsergebnisse einer statischen Belastung der Vorrichtung. Die Knotenzahl wird schrittweise erhöht, bis die Änderung des Ergebnisses weniger als 3 % beträgt und somit das Konvergenzkriterium erfüllt. Für das Modell signifikante Knoten, wie die Position der verwendeten Sensoren und der Kraftangriffspunkt des Piezoaktors werden manuell festgelegt.

In [Abbildung 5.3](#) ist das Ergebnis einer statischen Auslenkung des Tisches mit einer Aktorkraft von 2250 N dargestellt, welche der Kraft der realen Untersuchungen zur Tischauslenkung entspricht. Der Aktor ist für die Simulation in ANSYS als Feder mit Vorspannung definiert. Die Vorspannung entspricht ebenfalls der tatsächlichen Vorspannkraft des Aktors in der Vorrichtung, gemessen mittels integriertem Kraftsensor. Die Ersatzfedersteifigkeit des Aktors beträgt laut Datenblatt $200 \text{ N}/\mu\text{m}$. Die statische Steifigkeit des Tisches der translatorischen Vorrichtungen beträgt $150 \text{ N}/\mu\text{m}$, wie in [Abschnitt 4.2 Mechanischer Aufbau](#) (siehe S. 38) gezeigt.

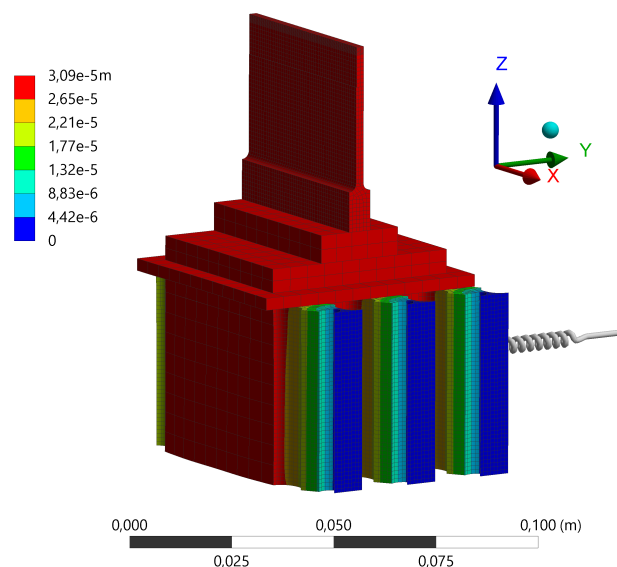


Abbildung 5.3: Simulationsergebnis statischer Belastung der translatorischen Vorrichtung.

Die Reihenschaltung von Aktor und Tisch ergibt eine Ersatzfedersteifigkeit von $85,7 \text{ N}/\mu\text{m}$. Die Untersuchungen zur Tischauslenkung in [Abbildung 4.25a](#) ergeben eine Steifigkeit des gesamten Systems von $75 \text{ N}/\mu\text{m}$. Die Differenz ist auf zusätzliche Nachgiebigkeit der Aktorhalterung und dessen Schraubenverbindungen zurückzuführen. Für die korrekte Berechnung in ANSYS ist die Nachgiebigkeit des Aktors entsprechend angepasst. Es zeigt sich, dass die Auslenkung in der Simulation dem real gemessenen Wert von ca. $30 \mu\text{m}$ entspricht, vgl. [Abbildung 4.25a](#). Das Simulationsergebnis zeigt weiterhin, dass die Auslenkung sehr homogen erfolgt, ohne Verkippung oder Verdrehung. Dies bestätigen auch die Ergebnisse der Untersuchungen an der realen Vorrichtung, siehe [Abbildung 4.25](#).

Lösung Die im Präprozessor beschriebenen Schritte und Definitionen ergeben Gleichungssysteme, welche durch ANSYS numerisch gelöst werden. Anhand der in [Abbildung 5.4](#) dargestellten Übersicht der durchgeführten FE-Analyse, soll dieser Schritt näher erläutert werden. Die durchgeführte numerische Modalanalyse (*Modal*) und Frequenzganganalyse (*Harmonic Response*) basieren auf den Ergebnissen der zuvor ausgeführten statisch-mechanischen Analyse (*Satic Structural*). Für die Berechnung der statisch-mechanischen Analyse kommt ein direkter Löser mit dünnbesetzten Matrizen zum Einsatz. Die vergleichsweise geringe Komplexität und Knotenanzahl rechtfertigen die Verwendung eines direkten, genaueren Löser im Vergleich zu einem iterativen Lösungsverfahren. Die Verwendung von dünnbesetzten Matrizen spart Speicher und wird daher auch bei der numerischen Modalanalyse genutzt. Die dazu erforderliche Lösung des Eigenwertproblems erfolgt ebenfalls direkt mittels Block-Lanczos-Verfahren, siehe dazu [226]. Die für die Validierung des Zustandsraummodells benötigte harmonische Analyse liefert den Frequenzgang des Systems. Für deren Lösung werden die vollständigen Systemmatrizen verwendet, um die harmonische Antwort zu bestimmen. Im Vergleich zu reduzierten Matrizen oder modaler Superposition – basierend auf den Ergebnissen der zuvor durchgeführten Modalanalyse – erfordert dieses Verfahren zwar mehr Speicher und Rechenleistung, verspricht jedoch ein genaueres und verlässlicheres Ergebnis.

Parameter, welche sich messtechnisch näherungsweise ermitteln lassen, sind in der Analyseumgebung global definiert. Damit ist es möglich mittels Optimierungsverfahren innerhalb von ANSYS iterativ einen geeigneten Parametersatz zu finden. Weiterhin ist dadurch die Möglichkeit gegeben, eine Iterationsschleife mit externen Messergebnissen

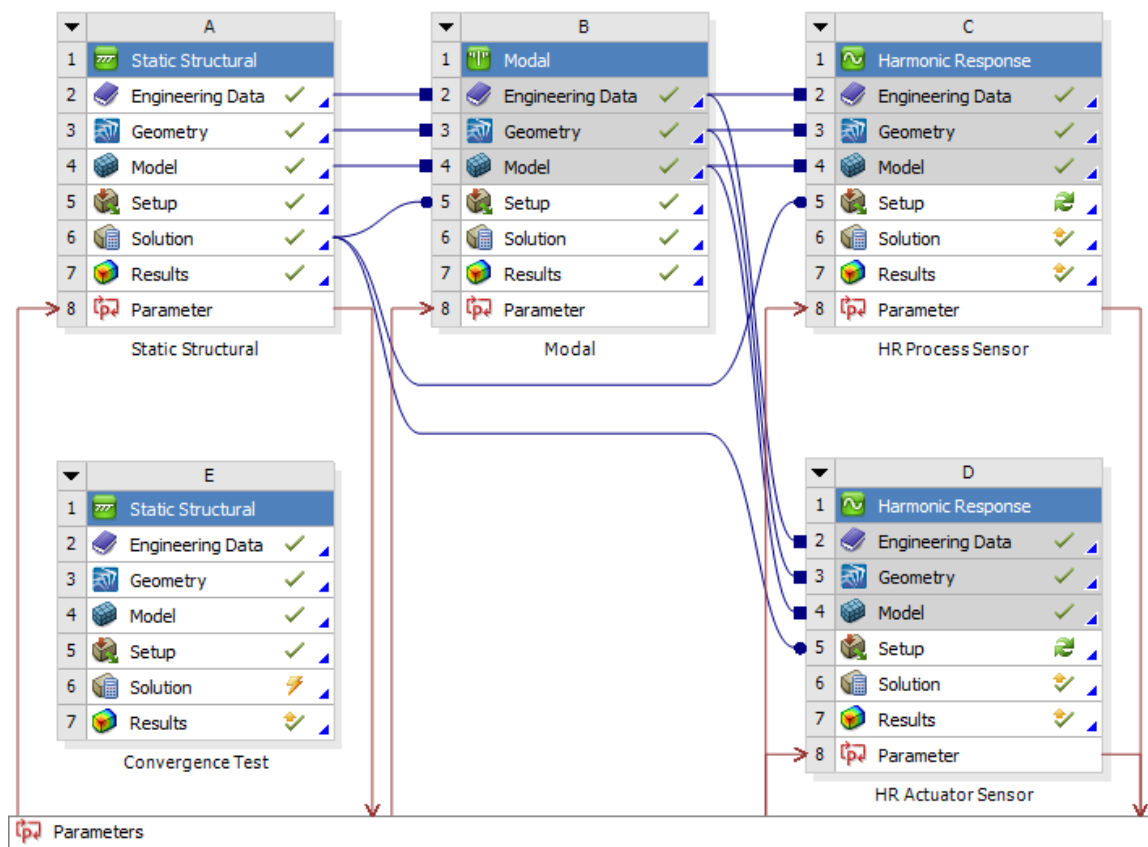


Abbildung 5.4: Zusammenhang der verwendeten Analysewerkzeuge in ANSYS.

oder Simulationsergebnissen, bspw. aus dem in MATLAB entwickelten Zustandsraummodell zu bilden und somit weitestgehend automatisiert auch komplexere Geometrien und Prozessabläufe effizient numerisch abzubilden.

Postprozessor In diesem Schritt stehen die Lösungen der zuvor beschriebenen Analyseaufgaben zur Verfügung. ANSYS ermöglicht die grafische Darstellung der berechneten Werte für eine optimierte Auswertung und Bewertung der Simulationsergebnisse, wie bereits in [Abbildung 4.3](#) und [5.3](#) gezeigt. Für das Zustandsraummodell werden in diesem Schritt die dafür benötigten Eigenwerte und Eigenvektoren, d. h. die Eigenfrequenzen und die dazugehörigen Verschiebungsvektoren mit Hilfe zusätzlicher *APDL*¹-Skripte exportiert.

¹ ANSYS Parametric Design Language – Skriptsprache der FE-Analysesoftware ANSYS

5.1.2 Modellentwicklung

Wie bereits beschrieben, erfolgt die Abbildung des Systems als Zustandsraummodell. Eine grundlegende Beschreibung und weiterführende Literatur dazu findet sich in [Unterabschnitt 2.5.2 Modaler Zustandsraum](#) (siehe S. 26). Basis für die Modellierung in MATLAB und die Transformation des Modells in den modalen Raum, sind die Ergebnisse der vorgestellten FE-Analyse in ANSYS. Eine vorherige Ordnungsreduktion, siehe Guyan [227], minimiert den Rechenaufwand und stellt sicher, dass der Einfluss nicht betrachteter Eigenmoden entsprechend berücksichtigt wird. Die durchgeführte Modalanalyse liefert n Eigenwerte (Eigenfrequenzen) und die massennormierten Eigenvektoren (Verschiebungen) der m Knoten des Systems, welche die $m \times n$ -Modalmatrix $\underline{\Phi}$ bilden, siehe [Gleichung 2.6](#). Diese wird für die Transformation in den modalen Raum jeweils mit der Massen-, Dämpfungs-, und Steifigkeitsmatrix der Bewegungsdifferentialgleichung des Systems multipliziert. Darauf aufbauend wird das Zustandsraummodell aufgebaut.

$$\underline{\Phi} = \left(\begin{array}{ccc} \overbrace{y_{11} \quad \cdots \quad y_{1n}}^{n \text{ Eigenfrequenzen}} \\ y_{21} \quad \cdots \quad y_{2n} \\ \vdots \quad \ddots \quad \vdots \\ y_{m1} \quad \cdots \quad y_{mn} \end{array} \right) \left. \vphantom{\begin{array}{ccc} y_{11} & \cdots & y_{1n} \\ y_{21} & \cdots & y_{2n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ y_{m1} & \cdots & y_{mn} \end{array}} \right\} \text{Verschiebungen } y_{ij} \text{ der } m \text{ Knoten} \quad (2.6)$$

Das in [Abbildung 5.5](#) dargestellte Blockschaltbild gibt das durch [Gleichung 2.4a](#) und [2.5a](#) definierte Zustandsraummodell wieder und veranschaulicht das Ein-/Ausgabeprinzip, welches für die numerische Auslegung und Verwendung innerhalb der Steuerung bzw. Regelung von Vorteil ist. Die Eingangsgröße $u(t)$ repräsentiert die physikalisch wirken-

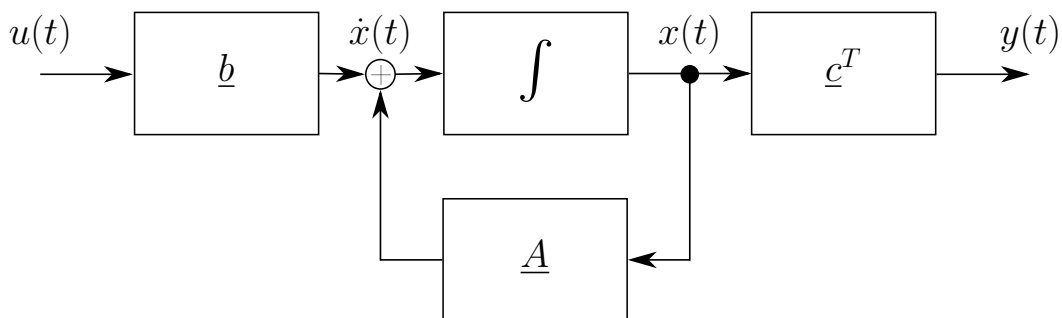


Abbildung 5.5: Symbolisches Blockschaltbild der Zustandsraumdarstellung.

de Kraft, welche durch den Prozess oder die Aktoranregung auf die entsprechenden Knoten im System wirkt. Durch den Eingangsvektor \underline{b} werden mit Hilfe der Modalmatrix $\underline{\Phi}$ diese physikalischen Kräfte in generalisierte Kräfte des modalen Zustandsraums transformiert. Die Modalmatrix dient in Verbindung mit dem Ausgangsvektor \underline{c}^T der Rücktransformation von generalisierten zu physikalischen Koordinaten für die Bestimmung der Ausgangsgröße $y(t)$. Da sich der Energiegehalt im System und damit die Zustandsgrößen nicht sprungförmig ändern können, ergibt sich die Durchgangsgröße d zu Null. Die Systemmatrix \underline{A} beinhaltet die Koeffizienten der charakteristischen Gleichung der Bewegungsdifferentialgleichung und bestimmt damit das dynamische Verhalten des Systems im Zustandsraum.

$$\dot{\underline{x}}(t) = \underline{A} \cdot \underline{x}(t) + \underline{b} \cdot u(t) \quad (2.4a)$$

$$y(t) = \underline{c}^T \cdot \underline{x}(t) \quad (2.5a)$$

Der Zustandsvektor $x(t)$ enthält die Systemzustände, d. h. die Verschiebungen und Geschwindigkeiten der m Knoten zum Zeitpunkt t .

Mit Hilfe des entwickelten Zustandsraummodells lassen sich nun die Verschiebungen und Geschwindigkeiten relevanter Knoten als Resultat einer Krafteinwirkung an anderen Knoten der Struktur ermitteln. Somit ist es bspw. möglich, die Bewegung der Schaufel aufgrund der Erregung durch den Piezoaktor zu bestimmen. Außerdem kann durch das nun bekannte Übertragungsverhalten zwischen Prozessort und Sensoren auf die Prozessgrößen geschlossen werden.

5.1.3 Modellverifikation

Es konnte bereits gezeigt werden, dass die statische Auslenkung und die experimentell bestimmten Eigenfrequenzen der translatorischen Vorrichtung mit denen der Simulation in ANSYS übereinstimmen. Nun ist zu prüfen, inwieweit das in MATLAB aufgebaute Zustandsraummodell die Realität abbilden kann und damit für die Entwicklung und den Einsatz einer Steuerung bzw. Regelung nutzbar ist. Mit dem in [Abbildung 5.6](#) dargestellten Versuchsaufbau wird das Übertragungsverhalten zwischen signifikanten Knoten an der Struktur ermittelt und mit den Ergebnissen aus der Simulation verglichen.

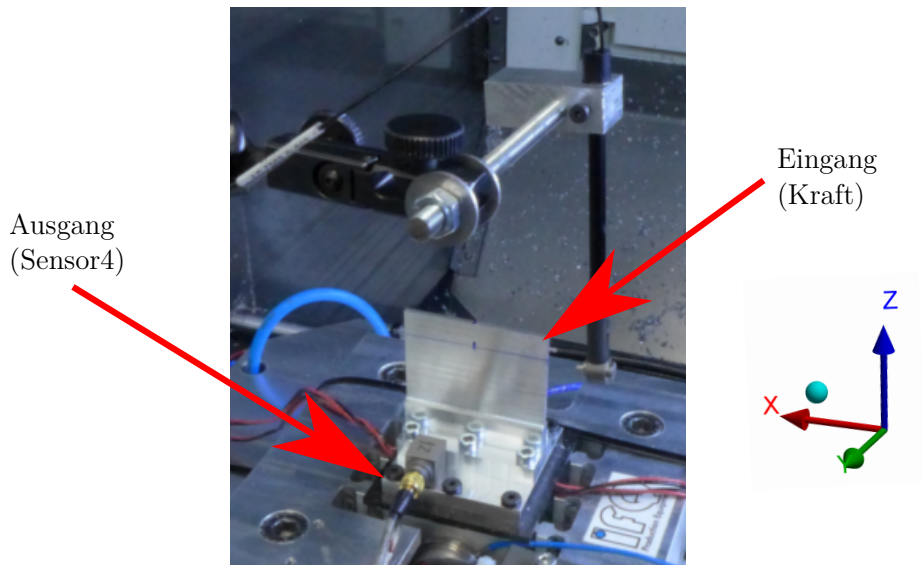


Abbildung 5.6: Aufbau für die Verifikation des modalen Zustandsraummodells.

ANSYS bietet die Möglichkeit der harmonischen Analyse, d. h. die periodische Anregung der Struktur an einem bestimmten Knoten mit einer konstanten Kraft in monofrequenten Schritten in einem definierten Frequenzbereich. Das Ergebnis ist der Frequenzgang des eingeschwungenen Systems. Mit Hilfe des entwickelten modalen Zustandsraummodells ist diese harmonische Untersuchung in MATLAB ebenfalls mit den selben Parametern möglich. An der Vorrichtung kann diese harmonische Analyse mittels Shaker bzw. integriertem Piezoaktor durchgeführt werden. Die Anbindung eines Shakers an die filigrane Schaufelstruktur verändert jedoch das strukturdynamische Verhalten zu stark, um Aufschluss über das tatsächliche Übertragungsverhalten zu erhalten. Entsprechende Versuche bestätigen dies. Die Anregung an den Schaufelknoten erfolgt daher mit Hilfe wiederholter Impulshammerschläge, wie in [Abbildung 5.6](#) dargestellt. Eine Auslösevorrichtung dient der Erhöhung der Wiederholgenauigkeit bzgl. des Kontaktpunktes und des Erregungsspektrums der Hammerschläge. Das gemittelte Autospektrum aller durchgeführten Hammerschläge an der Schaufelecke ist in [Abbildung 5.7a](#) dargestellt. Es zeigt sich ein Einbruch bei ca. 3 kHz. Diese Auffälligkeit ist ebenfalls bei der Darstellung der Kohärenz von Eingangs- und Ausgangssignal in [Abbildung 5.7b](#) erkennbar. In diesem Frequenzbereich besteht eine vergleichsweise schlechte lineare Abhängigkeit zwischen Eingang und Ausgang. Dies spiegelt sich durch die Antiresonanzstelle, welche in [Abbildung 5.8](#) ersichtlich ist wider. Durch die hohe Nachgiebigkeit der Schaufel kann die Anregung mit den gegebenen Mitteln nicht im gesamten Frequenzbereich erfolgen.

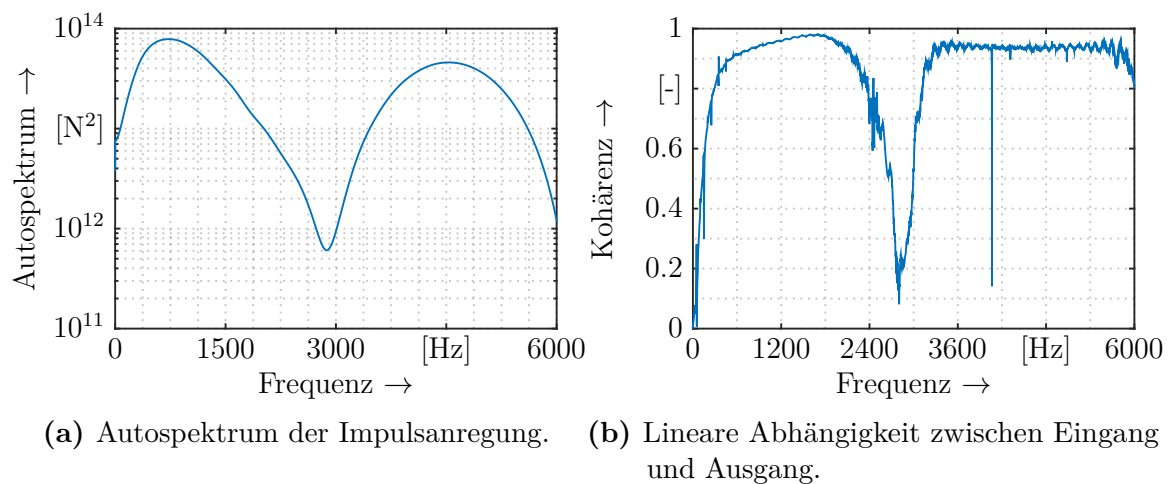


Abbildung 5.7: Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zum Übertragungsverhalten.

Die dargestellten Verläufe stellen das Optimum aus Untersuchungen mit unterschiedlichen Kombinationen von Impulshämmern, Kontaktspitzen und Anschlagvarianten dar. [Abbildung 5.8](#) zeigt die Ergebnisse der Untersuchungen bzgl. des Übertragungsverhaltens vom Prozessort (Schaufelecke) zur integrierten Sensorik (Sensor4). Der in ANSYS ermittelte Frequenzgang entspricht dem Simulationsergebnis, welches auf Basis des entwickelten Zustandsraummodells in MATLAB vorliegt. Dies entspricht den Erwartungen, da das Zustandsraummodell auf den Ergebnissen der in ANSYS durchgeführten numerischen Modalanalyse basiert. Somit zeigt sich die korrekte Modellierung und Einbindung der modalen Daten in MATLAB. Die ersten drei Eigenfrequenzen, bei 1365 Hz, 2501 Hz und 3926 Hz stimmen bei beiden Simulationen überein. Der Verlauf des experimentell ermittelten Übertragungsverhaltens ähnelt den simulativ gewonnenen Verläufen, weicht jedoch in einigen Merkmalen von diesen ab. Zusätzliche Frequenzen sind auffällig und mutmaßliche Eigenfrequenzen sind höher als in der Simulation. Die real vermessene Schaufel weicht in ihren geometrischen Abmessungen von der idealen numerischen Variante ab. Die Schaufel unterliegt einer Fertigungstoleranz und ist daher nicht homogen 2 mm stark. Das dadurch - im Vergleich zur Simulation - veränderte strukturdynamische Verhalten, hat eine leichte Verschiebung der Eigenfrequenzen zur Folge. Außerdem ist im Frequenzbereich um ca. 3 kHz ein weiterer Unterschied zwischen Simulation und realer Messung zu erkennen. Da in diesem Frequenzbereich keine direkte lineare Abhängigkeit zwischen Ein- und Ausgangssignal besteht (siehe [Abbildung 5.7](#)), kann das Übertragungsverhalten in diesem Bereich nicht zu einem Vergleich mit den Ergebnissen der Simulation herangezogen werden.

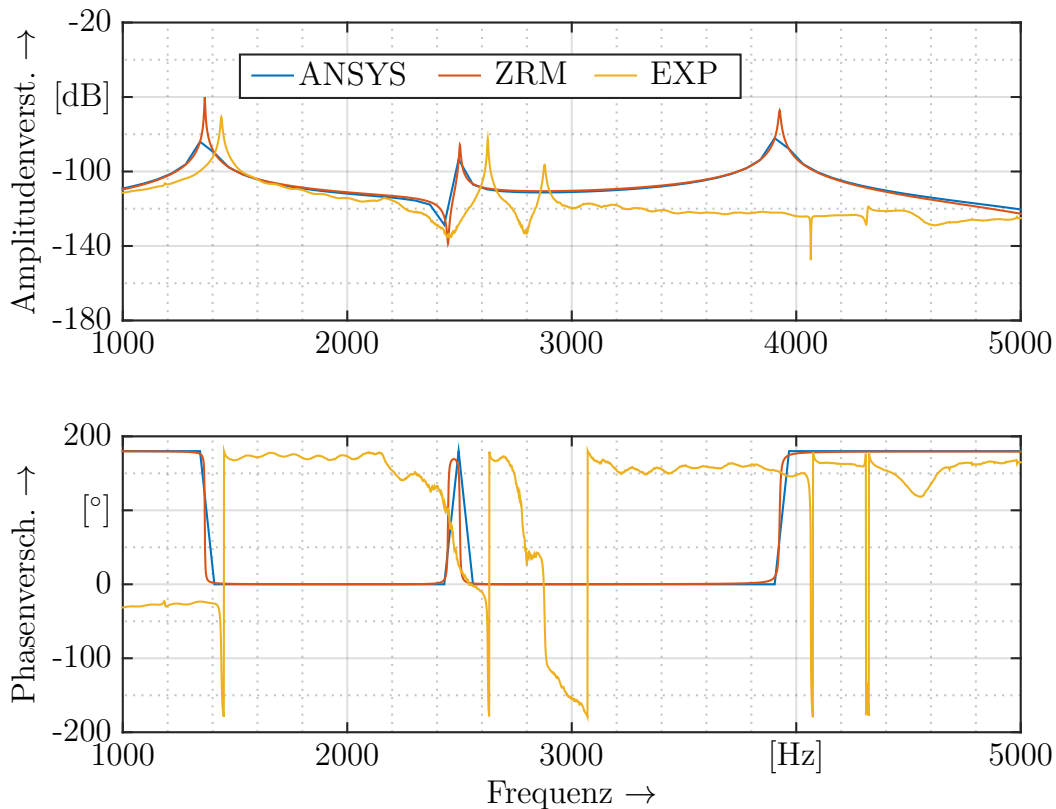


Abbildung 5.8: Vergleich des Übertragungsverhaltens aus ANSYS-Simulation, Zustandsraummodell (ZRM) und experimenteller Untersuchung zwischen Prozessort und integrierten Sensoren.

In der Simulationsumgebung ist es zudem möglich, dass lediglich ein Knoten mit dem Eingangssignal in einer definierten Richtung – z. B. y -Richtung – angeregt und als Reaktion darauf ebenfalls nur ein Knoten am Ausgang in diese Richtung ausgelenkt wird. In der Realität ist eine solch präzise Anregung als Eingang und Detektion der Auslenkung am Ausgang nicht möglich.

Das gezeigte Übertragungsverhalten von Schaufelecke zu integriertem Sensor ist hier stellvertretend für eine Reihe weiterer ermittelter Frequenzgänge zur Verifikation des entwickelten Zustandsraummodells dargestellt. So auch essentielle Streckenverhalten, wie zwischen Aktorkrafteinleitung und integrierter Sensorik, Aktorkrafteinleitung und unterschiedlichen Schaufelknoten oder den Sensoren untereinander. Als Anregungssignal für den Aktor dienen unterschiedliche Signale, wie weißes Rauschen, gaußsches Rauschen und Frequenzsweeps. In [Abbildung 5.9](#) ist das Ergebnis einer Anregung mittels Frequenzsweep zusammen mit den entsprechenden Simulationsergebnissen dargestellt.

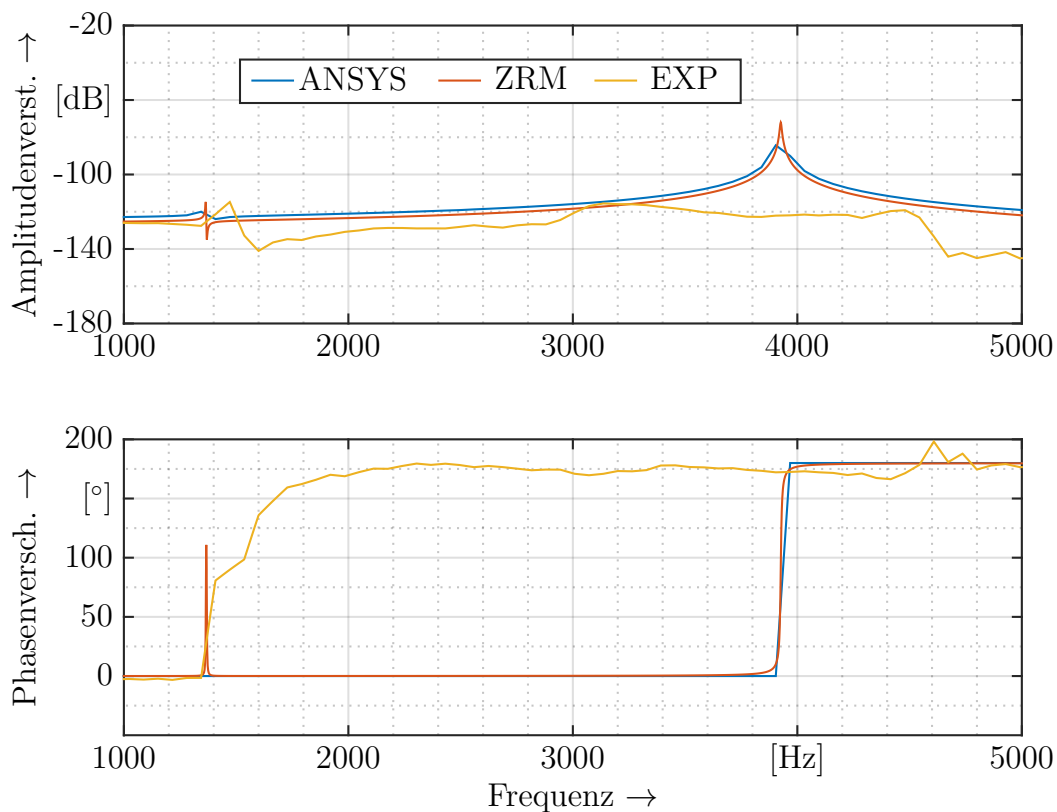


Abbildung 5.9: Vergleich des Übertragungsverhaltens zwischen Aktor und integrierten Sensoren ermittelt durch Simulation und experimenteller Untersuchung.

Es handelt sich dabei um einen kontinuierlichen bidirektionalen Sweep von 1 Hz bis 1000 Hz. Die für die Bestimmung der Übertragungsfunktion notwendigen FFTs werden schrittweise mit sich überlappenden Fenstern einer definierten Länge aus den Zeitsignalen des Eingangs und Ausgangs gebildet. Die erste Eigenfrequenz des Gesamtsystems ist in allen Verläufen ersichtlich. Wie bereits beschrieben, kann die Anregung durch den Aktor lediglich bis 1 kHz erfolgen, wodurch nicht alle Frequenzen mit ausreichend Energie angeregt werden. Der bereits genannte Amplitudeneinbruch des Aktors bei steigender Frequenz hat zur Folge, dass Frequenzen >500 Hz nicht mehr effektiv angeregt werden, was die Analyse des Autospektrums des Eingangssignal bestätigt.

Das erstellte Modell kann unter den beschriebenen Voraussetzungen Anwendung finden. Definierte Grenzen bzgl. Bandbreite, Auslenkungen, Kräften, etc. sind für einen fehlerfreien Betrieb zwingend einzuhalten.

5.2 Prozessüberwachung

Die sichere und frühzeitige Detektion instabiler Prozesszustände ist für eine effiziente Prozessbeeinflussung unabdingbar. Dazu sind Verfahren erforderlich, welche relevante Eigenschaften aus den aufgenommenen Messsignalen extrahieren und für die Bewertung des Prozesszustandes klassifizieren. Das Ergebnis der Recherche zur Prozessüberwachung in der zerspanenden Fertigung in [Abschnitt 2.4 Rattererkennung in der Prozessüberwachung](#) (siehe S. 19) zeigt, dass es unterschiedliche Methoden gibt, ungewolltes Systemverhalten zu erkennen. Die vorgestellten Strategien können nur bedingt auf andere Prozesse übertragen werden, da viele Parameter im Prozess, in der Messkette und der Prozessumgebung Einfluss nehmen. Insbesondere während der Bearbeitung dünnwandiger Strukturen können Abweichungen vom stabilen Prozesszustand im Messsignal aufgrund der geringen Prozessenergie teilweise nur schwierig erfasst werden.

Die verwendeten Verfahren und entwickelten Analyseprozeduren werden anhand gefertigter Schaufeloberflächen erläutert und bewertet. Ziel ist es, Kriterien zur Klassifizierung des Prozesszustandes für die Bearbeitung dünnwandiger Strukturen zu finden. Grundlage dafür sind Verfahren zur Merkmalsextraktion im Zeit- und Frequenzbereich.

5.2.1 Eigenschaftsextraktion aus den Messsignalen

Zur Veranschaulichung der aufgezeichneten Messdaten und zur Nachvollziehbarkeit der verwendeten Verfahren zur Merkmalsextraktion dient die beispielhafte Darstellung in [Abbildung 5.10](#). Der kleinere Graph im rechten Teil des Bildes zeigt den zeitlichen Verlauf der gesamten Schlichtbearbeitung der Schaufel – Gleichlauf-Zeilenfräsen mit 6 mm KK-Fräser Z2 ($v_c = 140$ m/min, $f_z = 0,033$ mm) mit 1144 mm/min Vorschub, 13 000 min⁻¹ Spindeldrehzahl und 45° Anstellung ($a_p = 0,2$ mm Zustellung in Z-Richtung, 0,1 mm Materialabtrag). Der Graph links stellt den Signalverlauf einer Fräszeile dar, in diesem Fall *Zeile9*. Diese Zeile ist ebenfalls auf der resultierenden Schaufeloberfläche mit einer gestrichelten Linie gekennzeichnet. Diese Darstellung ermöglicht es, einen direkten Zusammenhang zwischen Messsignal und entstandener

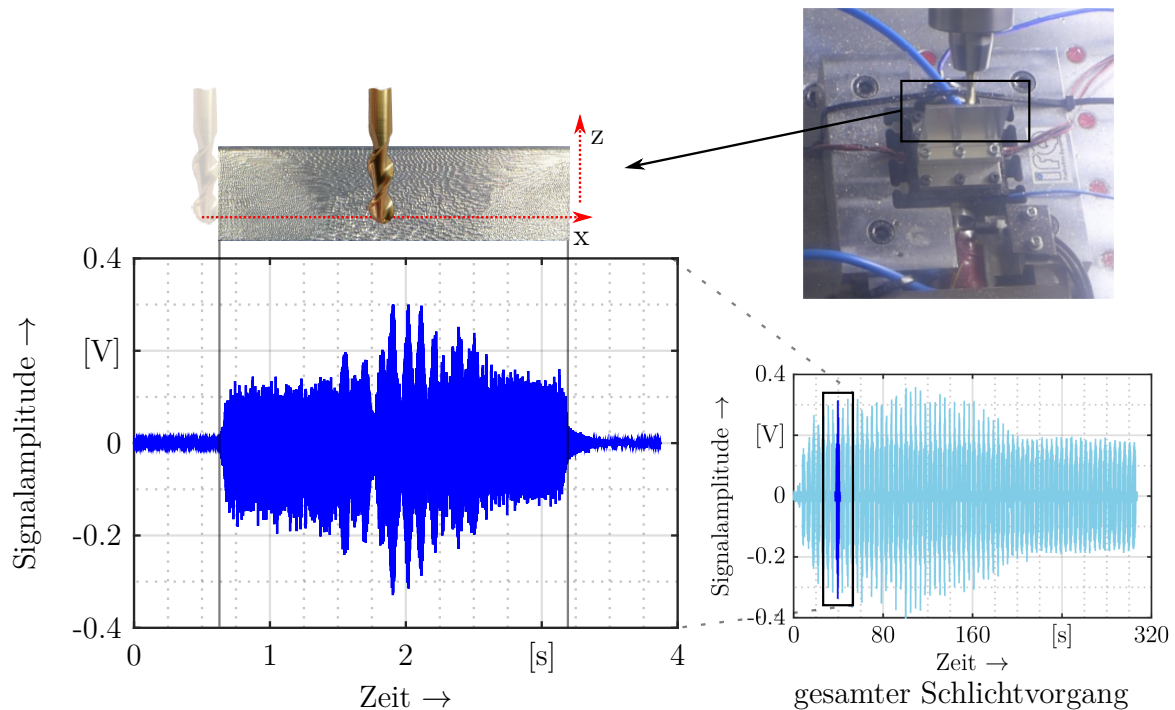


Abbildung 5.10: Zeitlicher Signalverlauf des integrierten Sensors während des Schlichtens – *Zeile 9* detailliert.

Oberfläche zu bilden. Die Werkstückoberfläche im mittleren Bereich der Schaufel unterscheidet sich deutlich von den Ecken. In der Mitte stellt sich die Oberfläche rauer und ungleichmäßiger dar. Die Signalamplituden im Messsignal unterscheiden sich in diesen Bereichen ebenfalls voneinander. In der Mitte der Schaufel ist die Amplitude höher und der Verlauf scheint durch eine veränderte Periodizität geprägt zu sein. Der Zusammenhang aus erhöhter Signalamplitude und vergleichsweise schlechterer Oberflächengüte kann durch alle Versuche hinweg beobachtet werden. Dies rechtfertigt eine Analyse dieses Merkmals mit entsprechenden Methoden im Zeitbereich. Ist das Prozessverhalten *a priori* bekannt, z. B. durch vorherige Simulation, wie bspw. in [228] beschrieben, so genügt der Abgleich der Messwerte mit den zuvor ermittelten Werten. Für die Auswahl geeigneter Verfahren dienen in dieser Arbeit zunächst empirische Daten aus Fräsuntersuchungen. Die Verwendung von Grenzwerten oder Toleranzbändern ist nur bedingt geeignet, da Störgrößen, wie Rauschen, Verschleiß und Toleranzen bzgl. der Werkzeugposition einen sehr großen Einfluss auf die Absolutwerte der Messung haben. Stochastische Verfahren und Kennzahlen eignen sich dagegen, um Änderungen in Art und Ausmaß zu detektieren. Die Änderung der Streuung aufeinanderfolgender Messfenster kann Indiz für den sich ändernden Prozesszustand sein. Der Effektivwert (RMS)

als quadratisches Mittel des Beispielsignalverlaufs ist in [Abbildung 5.11](#) dargestellt. Für die kontinuierliche Prozessüberwachung erfolgt die Berechnung des Effektivwertes schrittweise in Fenstern von 10 ms. Die Fensterung bewirkt eine zusätzliche Datenreduktion, was für die weitere Verarbeitung von Vorteil ist. Das quadratische Mittel reduziert den Einfluss des Rauschens und den Effekt des wechselnden Vorzeichens. Auf Basis des Effektivwertes lassen sich weitere Kenngrößen des Messsignals berechnen, welche Rückschlüsse auf instabile Prozesszustände erlauben. Zugrunde liegt hierbei die Annahme, dass sich das Sensorsignal bei stabilen Prozessbedingungen größtenteils aus quasistationären Sinusschwingungen zusammensetzt. Beim Übergang zu instabilen Zuständen treten aperiodische Anteile mehr in den Vordergrund, die Signalform ändert sich. Kennwerte des Signals, wie Scheitelfaktor, Formfaktor und Klirrfaktor – näher beschrieben in [\[229\]](#) – weisen auf solche Änderungen und damit auf Instabilitäten und Störungen hin. Auf das Beispielsignal angewendet, sind diese leicht abgewandelt in [Abbildung 5.11](#) dargestellt. Zugunsten besserer Vergleichbarkeit sind die Verläufe der berechneten Faktoren normiert. Der Crest-Faktor (Scheitelfaktor) k_s (5.4) stellt das Verhältnis aus Scheitelwert und Effektivwert einer Folge von Messwerten x_n dar.

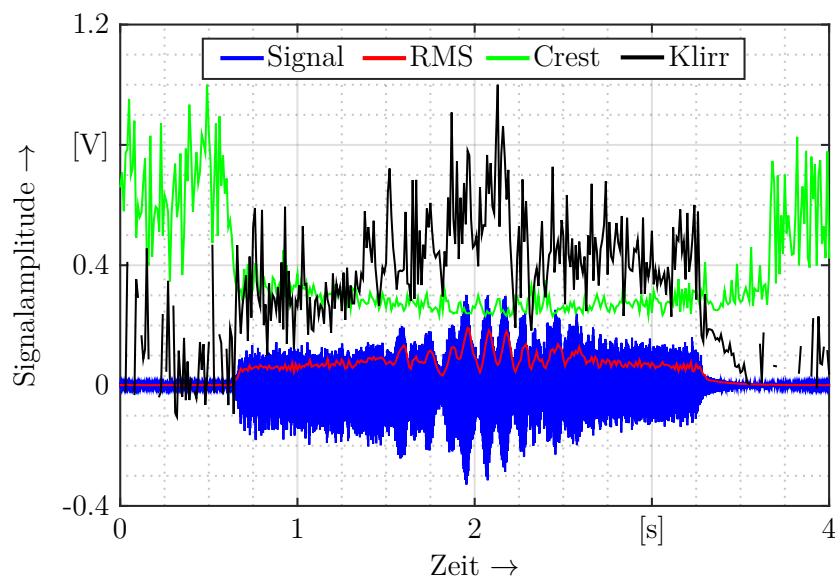


Abbildung 5.11: Veranschaulichung unterschiedlicher Signaleigenschaften aufgelöst über den zeitlichen Verlauf – Effektivwert (RMS), Crest-Faktor (k_s) und Klirrfaktor (k_{thd}).

$$k_s = \frac{\max |x_n|}{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i^2}}, \quad i = 1 \dots n \quad (5.4)$$

Der Scheitelwert kann dabei *global* definiert sein, auf Grundlage vorangegangener Messungen oder mitlaufend *lokal*, aus den Signalwerten eines Messfensters ermittelt werden. Im dargestellten Fall kann der Scheitelfaktor dazu dienen prozessbedingte Schwingungen und damit den Beginn und das Ende des Fräseingriffs im Messsignal zu erkennen. Das höherfrequente Rauschen hat im gewählten Messfenster von 10 ms einen höheren Scheitelfaktor zur Folge. Die dominanten Frequenzen während des Prozesses bewirken einen niedrigen Faktorwert. Der Klirrfaktor ist ein Maß für die im Signal enthaltenen Oberschwingungen und Verzerrungen, bezogen auf den Effektivwert des gesamten Signals. Wird für die Berechnung lediglich der Effektivwert der Grundschiwingung herangezogen, so handelt es sich um die *Total Harmonic Distortion – gesamte harmonische Verzerrung (THD)*. Der Verlauf des normierten Faktors k_{thd} (5.5) in [Abbildung 5.11](#) spiegelt annähernd die resultierende Schaufeloberfläche wider, wobei hohe Werte einer rauen, unregelmäßigen Oberfläche entsprechen.

$$k_{thd} = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^{\infty} k_{rms,i}^2}}{k_{rms,0}} \quad (5.5)$$

Die Ermittlung der **THD** erfordert die vorherige Bestimmung der im Signal dominanten Frequenzen. Der Formfaktor k_f (5.6) entspricht dem Verhältnis aus Effektivwert und Gleichrichtwert. Für den hier betrachteten Signalverlauf hat dieser neben den anderen Kennwerten keine zusätzliche Aussagekraft und ist daher aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht skizziert.

$$k_f = \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i^2}}{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |x_i|} \quad (5.6)$$

Die statistische Auswertung der Verteilung von Messwerten innerhalb eines Fensters kann ebenfalls Auskunft über das Systemverhalten geben.

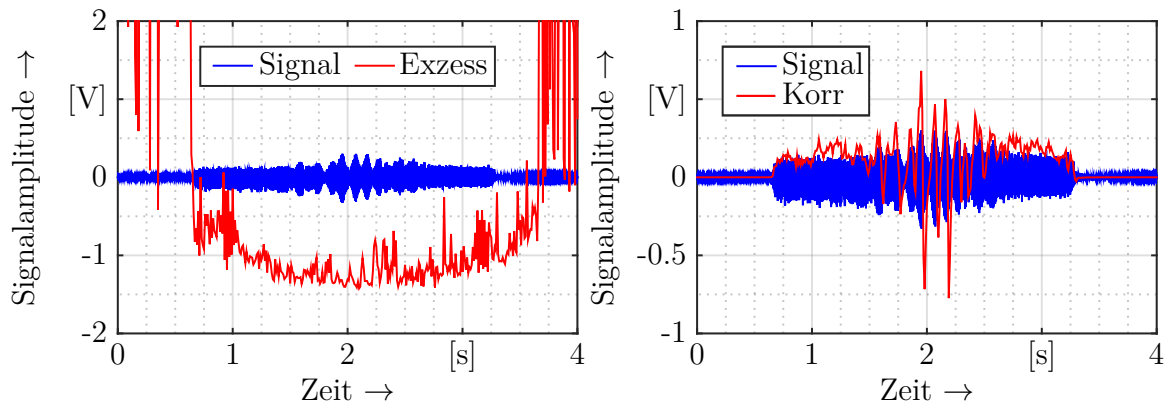
Kennzahlen dafür sind bspw. Schiefe und Kurtosis. Die Schiefe (*Skewness*) k_{sk} (5.7) ist dabei ein Maß für die Symmetrie einer Menge von Messwerten.

$$k_{sk} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{x_i - \bar{x}}{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |x_i - \bar{x}|^2}} \right)^3 \quad (5.7)$$

Die 3. Potenz für die Berechnung der Schiefe bewirkt, dass Extrema und vermeintliche Ausreißer stärker gewichtet werden. Solche Ausreißer können Anhaltspunkt für eine Instabilität im Prozess sein. Die Kurtosis (Wölbung k_w) bewertet große Abweichungen in einem Messfenster noch stärker und ist ein Maß für die Streuung. Die Wölbung eines Messfensters mit gleichmäßiger Streuung ist gering. Ist das Signal neben dominanten periodischen Schwingungsanteilen auch von Störungen geprägt, wie durch instabile Zustände hervorgerufene Ausreißer, so können diese mit Hilfe der Kurtosis dennoch erkannt werden. Der Exzess k_e (5.8) ermöglicht den direkten Vergleich zwischen ermittelter Wölbung eines Messfensters und der Wölbung einer Normalverteilung ($k_w = 3$).

$$k_e = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{x_i - \bar{x}}{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |x_i - \bar{x}|^2}} \right)^4 - 3 \quad (5.8)$$

In [Abbildung 5.12a](#) ist der Exzess angewandt auf das fortlaufende Messfenster des Beispielsignals dargestellt. Rauschen wird dabei sehr hoch bewertet, da auftretende Extrema größtenteils ungleich verteilt sind. Bei Fräseintritt überwiegen periodische Schwingungen. Daher deutet der Exzess der untersuchten Fenster auf eine Verteilung ähnlich einer Normalverteilung ($k_e = 0$) hin. Der Abgleich mit der Schaufeloberfläche zeigt im Bereich von Ausschlägen im Exzessverlauf eine entsprechend schlechtere Oberflächengüte. Die Wölbung bzw. der Exzess finden meist Anwendung bei der Überwachung von Maschinenschwingungen. Ist das störungsfreie Schwingverhalten bekannt, so kann bspw. ein Lagerschaden mit Hilfe dieser statistischen Kennzahlen effizient erkannt werden, da bedingt durch den Schaden zusätzliche aperiodische Anteile im Signal auftauchen. Wie in [230] beschrieben, ist die Wölbung jedoch anfällig für Schwankungen im Systemverhalten und kann daher nur in definierten Grenzen zur Anwendung kommen.



(a) Exzessverlauf der Fensterung über den zeitlichen Signalverlauf. (b) Korrelation aufeinanderfolgender Messfenster.

Abbildung 5.12: Merkmalsextraktion im Zeitbereich.

Unter der Annahme, dass im stabilen Fräsprozess das Messsignal aus stationären Harmonischen besteht, unterscheiden sich aufeinanderfolgende Messfenster nicht voneinander. D. h. die Korrelation ist positiv. Die Autokorrelation k_{ak} (5.9) des Beispielsignals ist in [Abbildung 5.12b](#) dargestellt.

$$k_{ak} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot x_{i+m}}{\sqrt{\sum_{i=1}^n x_i^2 \cdot \sum_{i=1}^n x_{i+m}^2}} \quad (5.9)$$

Das Rauschen ist erwartungsgemäß unkorreliert. Im Bereich der Schaufelecken befinden sich die Werte der Korrelation im positiven Bereich. Entsprechend ihrer Oberflächenbeschaffenheit ist der Korrelationswert bei dieser Schaufel vergleichsweise gering. Die Korrelationswerte untersuchter Schaufeln mit besserer Oberfläche liegen im Bereich von 0,4 bis 0,7. Im mittleren Teil des Beispielsignals wechselt das Vorzeichen der Korrelation. Dies weist auf eine Gegenphasigkeit der aufeinanderfolgenden Fenster und auf eine Änderung der im Signal enthaltenen Frequenzen hin, welche durch unerwünschte instabile Prozesszustände hervorgerufen werden können. Unter der Annahme, dass sich instabile Prozesszustände als Störgrößen im Signal darstellen, ist die Nutzung von Verfahren zur Bestimmung der Signalqualität gerechtfertigt. Diese lässt sich bspw. charakterisieren durch Kenngrößen wie der *signal-to-noise ratio* – Signal-Rausch-Verhältnis (SNR), der *signal-to-interference ratio including noise and distortion* – Verhältnis aus Gesamtsignalleistung und Störanteil (SINAD) oder der *Spurious-Free Dynamic Range* – Störungsfreier dynamischer Bereich (SFDR) [231].

Die bisher betrachteten Kennzahlen ermöglichen die zeitlich aufgelöste Extraktion von Merkmalen des Fertigungsprozesses aus den Messsignalen der integrierten Sensoren. Bis auf den Klirrfaktor bzw. die THD findet deren Berechnung ausschließlich im Zeitbereich statt. Instabile Zustände äußern sich jedoch im Frequenzbereich häufig durch bestimmte Frequenzen oder Effekte, welche sich im Zeitbereich nur qualitativ und indirekt detektieren lassen. Das Wissen über prozessbedingte Frequenzen, bspw. durch den Zahneingriff verursacht, hilft dabei ungewollte Zustände frühzeitig zu erkennen. [Abbildung 5.13a](#) zeigt die FFT des betrachteten Messsignals. Der Anteil der im Signal auftretenden Frequenzen ist im Bereich bis 3125 Hz aufgetragen. Die Begrenzung des Frequenzbereichs resultiert aus der Abtastfrequenz von 6250 Hz. Diese wird bestimmt durch den verwendeten ADU und die Zahl der Messsignale, welche für die Untersuchungen an den entwickelten Prototypen visualisiert und aufgezeichnet werden. Für den Einsatz im intelligenten Werkstückhalter ist eine auf die Erfordernisse angepasste Abtastung und Verarbeitung geplant. Zur Veranschaulichung der angewandten Methoden ist die verwendete Abtastung zunächst hinreichend. Die Zahneingriffsfrequenz (ZEF) und deren Vielfache sind kenntlich gemacht. Der maximale Ausschlag liegt bei 1190 Hz, die Harmonischen der ZEF nahe dieser Frequenz sind in ihrer Amplitude höher als die ZEF selbst. Die FFT eignet sich dazu, periodische Anteile im Signal zu erkennen. Aperiodische Anteile, schnell abklingende Oszillationen und Frequenzen welche nicht im untersuchten Bereich der FFT respektive DFT liegen, werden nicht erkannt und verfälschen das Gesamtergebnis. Mittels Leistungsdichtespektrum (PSD), wie in [232] beschrieben, können diese Signalanteile im Bildbereich detektiert werden. [Abbildung 5.13b](#) zeigt zwei auf unterschiedliche Weise ermittelte PSDs des kompletten Beispielsignals.

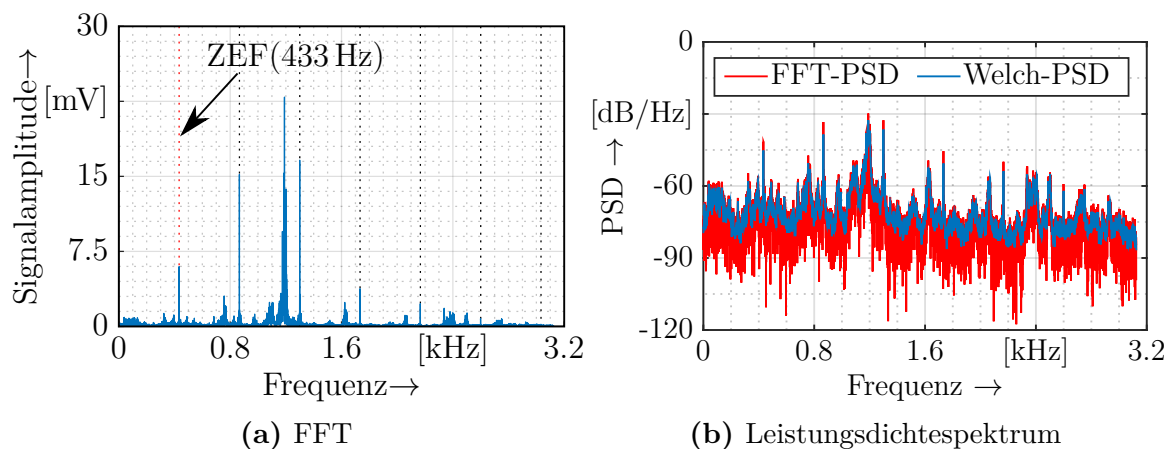


Abbildung 5.13: Spektrale Darstellung des Beispielsignals.

Die *PSD* auf Basis von zuvor ermittelten *FFTs* zeigt bei den dominanten Frequenzen höhere Ausschläge, da durch die *FFT* fehlinterpretierte Signalanteile dem Energiegehalt dieser Frequenzen zugesprochen werden. Bezogen auf das hier betrachtete lange Zeitfenster hat dieser Effekt einen nur geringen Einfluss. Für die kontinuierliche Untersuchung aufeinanderfolgender kurzer Messfenster kann dieser Effekt jedoch entscheidend sein. *Welch-PSD* bezeichnet die in der Signalverarbeitung häufig verwendete Abschätzung des Leistungsdichtespektrums nach [233]. Mittels *STFT* ist es möglich, entscheidende Signalmerkmale im Frequenzbereich für zeitkritische Prozesse zu ermitteln. *Abbildung 5.14* zeigt die Aneinanderreihung der Ergebnisse der *STFT* aufeinanderfolgender Messfenster (100 ms) in einem Wasserfalldiagramm. Durch die Auflösung über die Zeit wird deutlich, wann bestimmte Frequenzen auftauchen und wie hoch ihr Anteil im Signal zu bestimmten Zeitpunkten ist. Eine weitere Möglichkeit auftretende Frequenzen im Signal über die Zeit aufzutragen ist in *Abbildung 5.15* als Spektrogramm gezeigt. Die Aussagekraft und Verlässlichkeit der ermittelten Spektren ist abhängig von den dabei verwendeten Parametern, welche wiederum auf die Eigenschaften des Messsignals und die Prozessbedingungen abgestimmt sein müssen. Die notwendige Fensterung des Signals führt zu Signalfragmenten, welche durch die *STFT* fehlinterpretiert werden können und das Ergebnis verfälschen. Dieser sogenannte Leck-Effekt lässt sich durch geeignete Fensterfunktionen reduzieren [234].

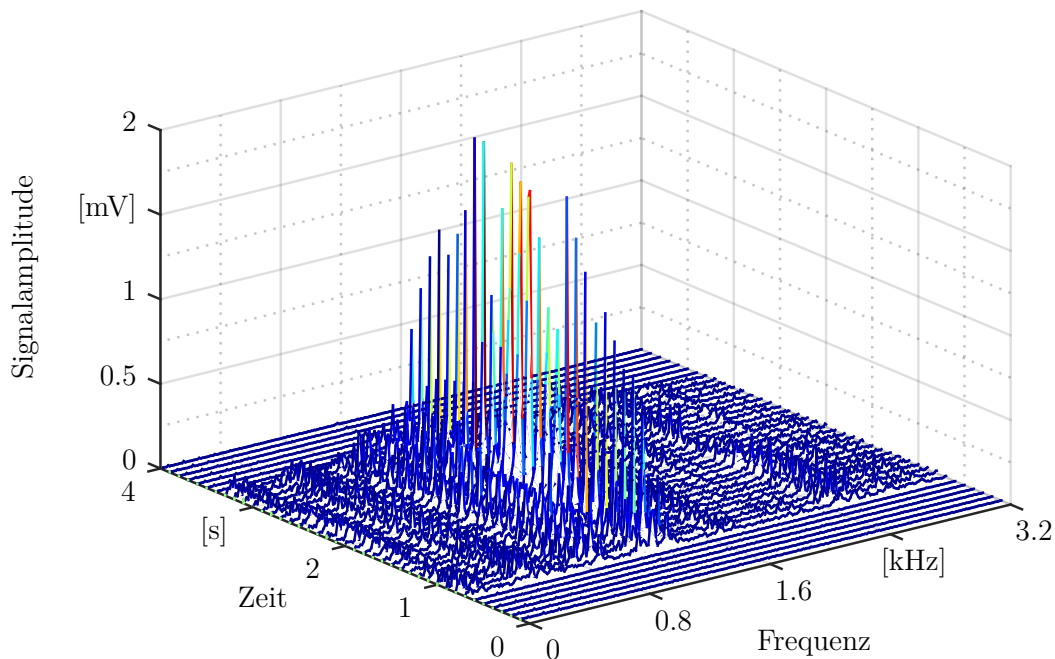


Abbildung 5.14: Wasserfalldiagramm aufeinanderfolgender *STFTs*.

Die Interpretation der gezeigten frequenzspektralen Darstellungen erfolgt mit Hilfe bereits vorgestellter Methoden (Wölbung, Schiefe, ...). Periodizitäten und Muster lassen sich ebenfalls mit der Cepstrum-Analyse untersuchen und extrahieren, siehe dazu [165]. Mit dieser ist es zudem möglich den Einfluss von Seitenbändern, Echos und Reflexionen im Frequenzbereich zu reduzieren.

Die bisherigen Ausführungen verdeutlichen die generelle Problematik bei der Messwerterfassung bezogen auf die konjugierten Größen *Zeit* und *Frequenz*. Je kleiner ein Messfenster, desto unpräziser ist die Bestimmung der im Fenster enthaltenen Frequenzen. Je größer das Messfenster, desto ungenauer ist die zeitliche Lokalisation frequenzbezogener Ereignisse möglich. Diese Unschärferelation erschwert die effektive Erfassung instabiler Zustände auf Grundlage kontinuierlich erfasster Messdaten. Die Wavelet-Transformation (WT) ermöglicht die Realisierung eines optimalen Kompromisses für die gleichzeitige Auflösung im Zeit- UND Frequenzbereich. Ähnlich der STFT, erfolgt die WT über Basisfunktionen welche im Zeitbereich fensterweise das Messsignal abtasten. Im Vergleich zur Fourier-Transformation, bei welcher stationäre Sinus- oder Cosinusfunktionen Anwendung finden, kommen bei der WT kurzzeitig oszillierende *Wavelets* zum Einsatz. Die Verschiebung der Basisfunktion im Frequenzbereich erfolgt durch Skalierung des Wavelets, wodurch gleichzeitig die Frequenz moduliert und die zeitliche Auflösung verändert wird. Durch die Aufspaltung des Signals in abgestufte

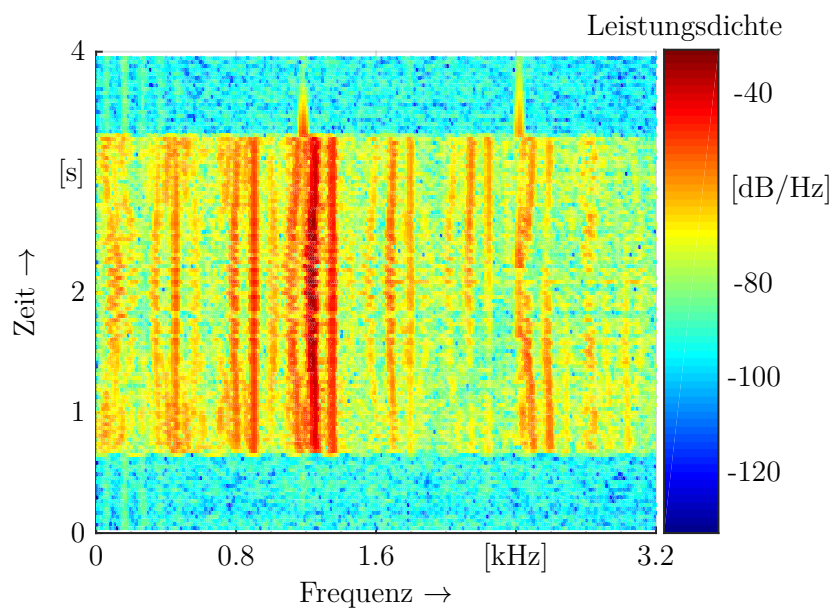


Abbildung 5.15: Spektrogramm des Beispielsignals

Frequenzbänder mittels Tiefpassfilter verringert sich die Komplexität der Berechnung. Dadurch ergeben sich, verglichen mit der *STFT*, Vorteile bzgl. der Rechenzeit. Für eine effiziente Signalanalyse werden – wie bei der *Wavelet-Paket-Transformation (WPT)* – bei jeder Skalierung nicht nur die entstehenden Tiefpasskanäle, sondern ebenfalls die Bandpasskanäle in die Betrachtungen einbezogen und weiter aufgespaltet. Arbeiten wie [171–173] zeigen die erfolgreiche Verwendung der *WT* zur Prozessüberwachung im Bereich der spanabhebenden Bearbeitung. Nach [171] eignen sich vor allem *Daubechies*-Wavelets als Basisfunktion für die Auswertung von Messsignalen in der mechanischen Bearbeitung. In *Abbildung 5.16* ist die *WPT* angewandt auf das Beispielsignal dargestellt. Die stufenweise Filterung des Signals erlaubt eine gezielte Separation entscheidender Frequenzanteile aufgelöst über die Bearbeitungszeit. Die gleichzeitige Komprimierung ermöglicht zudem eine schnellere Verarbeitung der aufgenommenen Daten. Die *WT* wird häufig dazu genutzt bereits bekannte Ratterfrequenzen zu detektieren, wie in *Abschnitt 2.4 Rattererkennung in der Prozessüberwachung* (siehe S. 19) gezeigt. Im Fall der Bearbeitung dünnwandiger Strukturen ist davon auszugehen, dass durch den stetigen Materialabtrag und die damit verbundene Änderung der Steifigkeit die störenden Frequenzanteile über die Fertigungsdauer variieren. Die *WT* bietet für diese Herausforderung die größte Flexibilität zur Extraktion markanter Merkmale aus dem Signal.

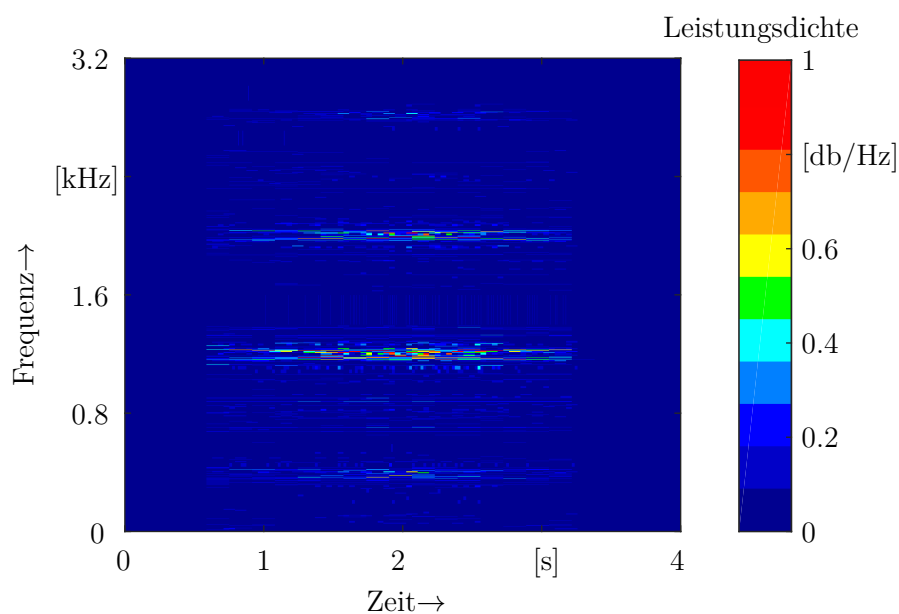


Abbildung 5.16: WPT angewandt auf das Beispielsignal.

5.2.2 Klassifizierung und Kriteriendefinition

Die durch die vorgestellten Verfahren der Merkmalsextraktion gewonnenen Informationen geben indirekt Auskunft über den Zustand des Fertigungsprozesses. Für die Verwendung dieser Informationen in einer Steuerung respektive Regelung ist die Klassifizierung des Informationsgehaltes bzw. der Merkmalsausprägung erforderlich. Einige der für diesen Zweck entwickelten Stabilitäts- bzw. Ratterkriterien werden nachfolgend anhand des Beispielsignals vorgestellt.

Der Verlauf des Kriteriums K_1 (5.10), angewandt auf das Beispielsignal, ist anschaulich in [Abbildung 5.17](#) dargestellt. Basis ist der Betrag der Korrelation aufeinanderfolgender Messfenster. Die Normierung erfolgt mittels zuvor ermitteltem Vergleichswert für typische instabile Prozesszustände. Aperiodische Anteile im Signal weisen auf Instabilitäten hin und erhöhen die Ausprägung des Kriteriums. Unkorreliertes Rauschen ergibt sich zu null.

$$K_1 = \frac{\sum_{i=1}^n |x_i \cdot x_{i+m}|}{\max |K_{1,global}|} \quad (5.10)$$

Grundlage des Kriteriums K_2 (5.11) ist ebenfalls die Korrelation aufeinanderfolgender Messfenster. Ähnliche Signalverläufe in beiden Fenstern – und damit verbunden weitestgehend stabile Prozesszustände – äußern sich durch positive Werte. Ereignisse, welche auf Instabilitäten hindeuten, wie Gegenphasigkeit oder Änderungen der Periodizität der korrelierten Messfenster, resultieren in negativen Werten, siehe [Abbildung 5.18](#). Durch die Normierung mittels der Varianz des zweiten Messfensters reagiert dieses Kriterium empfindlich auf kurzzeitige Änderungen. Im Rauschen werden dadurch vermeintliche Störungen erkannt. Der Einsatz dieses Kriteriums eignet sich daher nur für den Fall, dass sich das Fräswerkzeug im Eingriff befindet.

$$K_2 = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot x_{i+m}}{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |x_{i+m} - \bar{x}|^2 \cdot m} \quad (5.11)$$

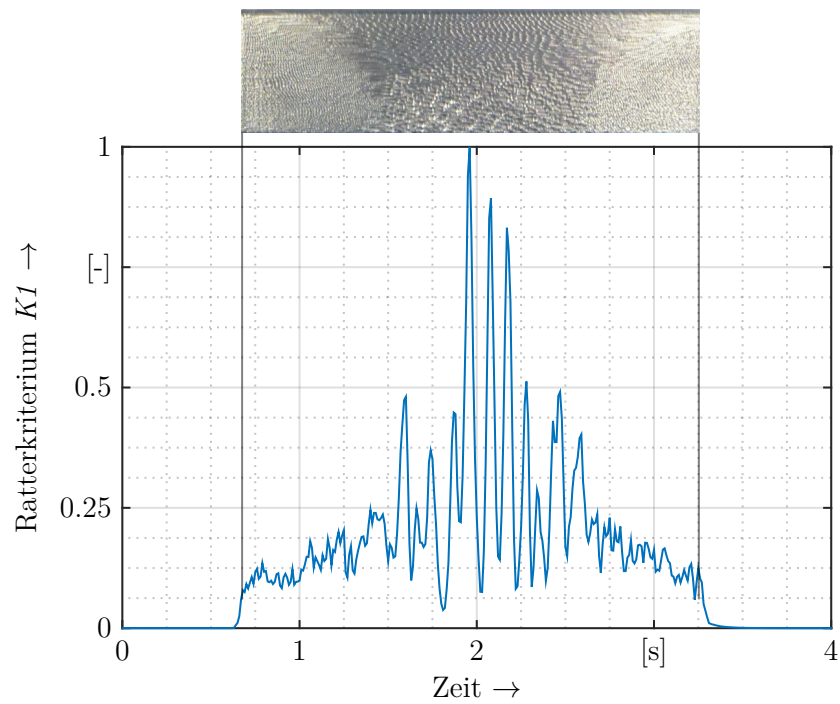


Abbildung 5.17: Ratterkriterium $K1$ angewandt auf das Beispielsignal.

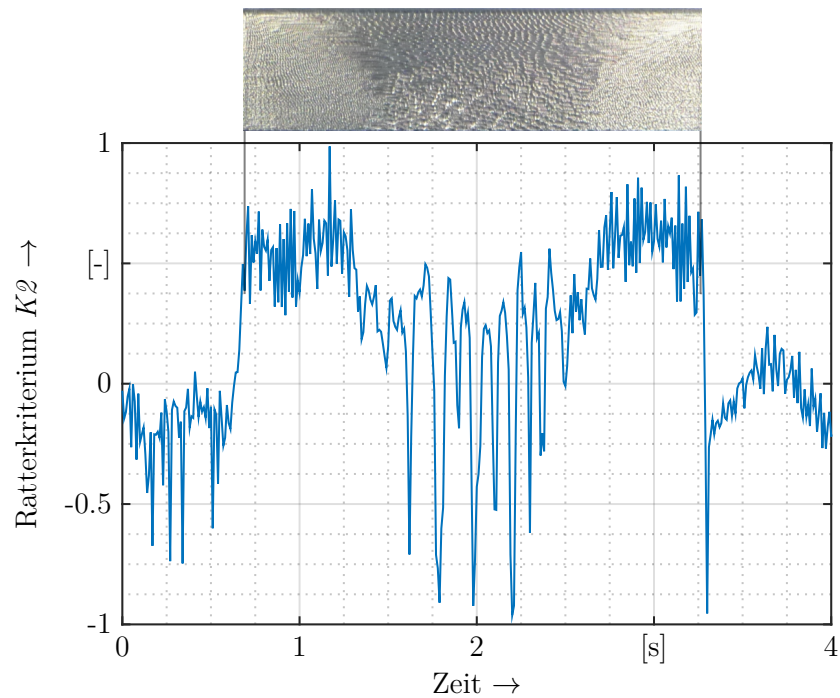


Abbildung 5.18: Ratterkriterium $K2$ angewandt auf das Beispielsignal.

Die Kriterien $K1$ und $K2$ stehen hier beispielhaft für die in dieser Arbeit verwendeten Verfahren zur Klassifizierung im Zeitbereich. Das Kriterium $K3$ beruht dagegen auf der Datenverarbeitung im Frequenzbereich. Grundlage ist die Abschätzung der spektralen Leistungsdichte über die Messfenster. Zur Verbesserung der Güte des Kriteriums wird das Signal im Frequenzbereich optimiert. Dazu wird die Rauschleistung während der Freifahrt des Fräsers ermittelt und für die weitere Betrachtung vom Leistungsspektrum abgezogen. Die Leistung prozessbedingter Frequenzen, wie der Zahneingriffsfrequenz und deren Vielfache, wird im Leistungsspektrum zu null gesetzt. Je nach Fensterung und Frequenzauflösung geschieht dies in einem Bereich von ± 5 Hz bis ± 22 Hz um die betreffenden Frequenzen. Die Normierung erfolgt mit Hilfe zuvor ermittelter Vergleichswerte. In [Abbildung 5.19](#) ist das Beispielsignal – stellvertretend für einen instabilen Prozessverlauf – im Vergleich mit einer weitestgehend stabilen Fertigung gegenübergestellt. Das Kriterium $K3$ repräsentiert in seinem Verlauf jeweils die entstehenden Schaufeloberflächen. In [Abbildung 5.19a](#) ist der Unterschied zwischen der qualitativ sehr rauen Schaufelmitte und den vergleichsweise homogenen Schaufelecken sehr deutlich zu erkennen. Das Kriterium in [Abbildung 5.19b](#) spiegelt die im Vergleich höhere Oberflächengüte der gefrästen Schaufel durch einen fortlaufend niedrigen Wert wider.

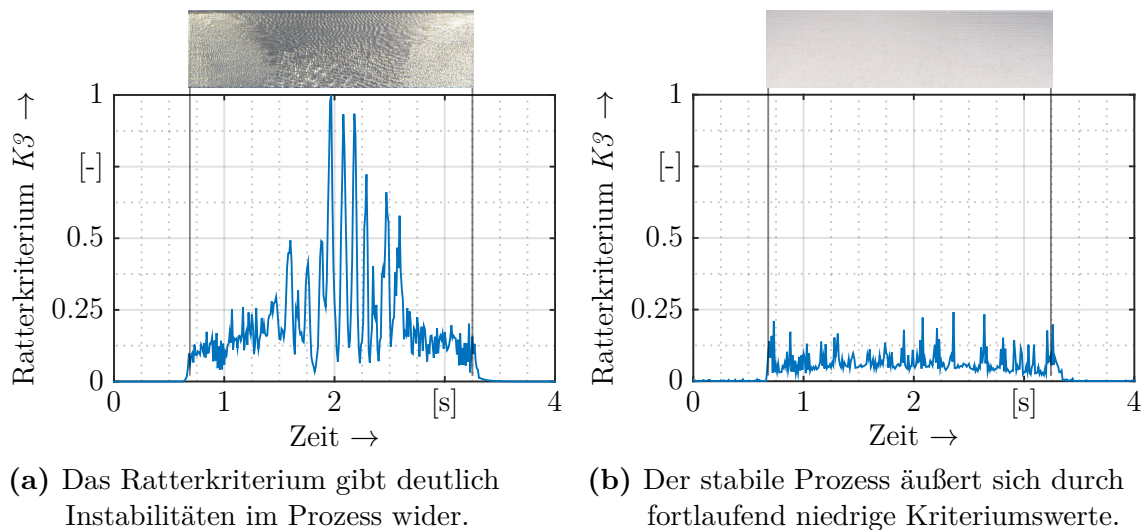


Abbildung 5.19: Ratterkriterium $K3$ angewandt auf unterschiedliche Prozesszustände.

Die vorgestellten Kriterien dienen als Beispiel zur Verdeutlichung der Vorgehensweise bei der Klassifizierung der extrahierten Merkmale. Die in [Unterabschnitt 5.2.1 *Eigenchaftsextraktion aus den Messsignalen*](#) (siehe S. 78) präsentierten Verfahren sind die Basis für weitere Kriterien, welche in dieser Arbeit Anwendung finden. Stabilitäts- respektive Ratterkriterien ermöglichen die Beschreibung des Systemzustands, reduziert auf ein Mindestmaß an Information als Grundlage für die nachgeschaltete Steuerung bzw. Regelung. Die Verlässlichkeit der Kriterien ist abhängig von vielen Faktoren. Die durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass die verwendeten Verfahren teilweise empfindlich auf Änderungen im Prozess reagieren, bspw. durch zunehmenden Verschleiß oder veränderte Schnittparameter. Die Kriterien müssen außerdem für die kontinuierliche Prüfung des Systemzustandes während der Fertigung geeignet sein. Die Versuche auf den Vorrichtungen zeigen, dass die eingesetzten Kriterien je nach Parametersatz des Prozesses Vor- und Nachteile aufweisen. Ein Merkmal allein ist nicht ausreichend, da diese teilweise sehr empfindlich auf die wechselnden Umstände bei der Bearbeitung der filigranen Strukturen reagieren. Daher erfolgt der Einsatz mehrerer gewichteter Kriterien gleichzeitig. Außerdem wird die parallele Abarbeitung und Kaskadierung unterschiedlicher Kriterien untersucht. Die Ausprägung des resultierenden Stabilitätskriteriums fungiert als Schwellwert oder als Stellparameter für die nachfolgende Steuerung bzw. Regelung. Teil der Untersuchungen sind unterschiedliche Konzepte für verschiedene Anwendungsszenarien der entwickelten Vorrichtungen.

5.3 Prozessbeeinflussung

Im Folgenden werden mögliche Strategien aufgezählt und diskutiert, die der Aufrechterhaltung der Stabilität des Fertigungsprozesses dienen. Aus Sicht der Ansteuerung liegt die Einteilung dieser Strategien nach geregelten und gesteuerten Verfahren nahe. Wobei Steuerung den Eingriff in den Prozess meint auf Grundlage eines Zeitplans, eines Ereignisses (z. B. bestimmter Messwert eines Sensors) oder bestimmten Verlaufs (z. B. Position des Fräasers), ohne dass eine Rückkopplung über den Einfluss der Steuergröße erfolgt. Regelungsverfahren dagegen beziehen die Reaktion des Systems auf die Steuergröße mit ein, d. h. die Rückkopplung beeinflusst die Bestimmung der Steuergröße.

Für das aufgestellte Zustandsraummodell sei auf die Verwendung eines Zustandsreglers verwiesen. Dieser hat den Vorteil auch für nichtlineare, zeitvariante und Mehrgrößensysteme geeignet zu sein. Dies lässt Raum für weiterführende Ansätze bzgl. der Modellierung und Regelung. Da die Möglichkeit der direkten Messung der Systemzustände nicht besteht, ist der Entwurf eines Beobachters erforderlich, wie in [235] beschrieben. Unter Einhaltung der Grenzen der Vorrichtungen, insbesondere bzgl. Stellenergie und Kinematik, ist es damit möglich, die Position, Geschwindigkeit oder durch Einbeziehung zusätzlicher physikalischer Zusammenhänge auch weitere Größen, wie bspw. die Beschleunigung, Kraft oder bestimmte Frequenzen an jedem Knoten der entwickelten Vorrichtungen zu regeln. Die in [Abschnitt 5.2 Prozessüberwachung](#) (siehe S. 78) vorgestellten Kriterien können der Einstellung der Stellgrößen dienen. Um den Untersuchungsaufwand zu reduzieren und den Fokus dieser Arbeit auf die generelle Machbarkeit der positiven Prozessbeeinflussung mittels intelligenter Vorrichtungen zu schärfen, beschränkt sich die Validierung im Fräsprozess auf nachfolgende steuerungstechnische Ansätze.

Steuerungstechnische Umsetzung

Neben den bereits in [Abschnitt 4.4 Aktuierungssystem](#) (siehe S. 50) genannten Aktuierungsstrategien sind für die in dieser Arbeit entwickelten Vorrichtungen aus steuerungstechnischer Sicht vor allem folgende relevant.

Phasengenaue Aktuierung

Die phasengenaue Aktuierung dient der Auslöschung oder Verstärkung bestimmter Frequenzen im Prozess oder Bewegungen des Werkstücks. Für die phasengenaue Aktuierung ist zu jedem Zeitpunkt die Kenntnis des Übertragungsverhaltens zwischen Prozesswirkstelle und Sensorsystem erforderlich. Die Änderung dieses Übertragungsverhaltens äußert sich durch den kontinuierlichen Materialabtrag jedoch insbesondere bei der Fertigung dünnwandiger Strukturen vergleichsweise stark. Eine Möglichkeit der Realisierung ist die vorherige Simulation auf Basis eines Prozessmodells, wie in [42] beschrieben.

Harmonische Aktuierung

Im Prozess auftretende Schwingungen durch Eigenfrequenzen des Systems oder Ratterfrequenzen können instabile Zustände hervorrufen und die Oberfläche des Werkstücks negativ beeinträchtigen. Wie in [Kapitel 2 *Stand des Wissens*](#) (siehe S. 5) dargelegt, werden aktive Systeme häufig genau mit diesen Frequenzen oder Vielfachen von ihnen erregt, um störende Einflüsse zu minimieren oder abzuschwächen. In der Literatur sind diese Frequenzen meist bekannte Ratterschwingungen oder dominante Ausschläge im Frequenzbereich eines Sensorsignals.

Unterkritische Aktuierung

Die Aktuierung mit einer Frequenz unterhalb störender Schwingungen soll das Systemverhalten ändern und damit den störenden Einfluss minimieren. Der Zusammenhang zwischen Stör- und Aktuierungsfrequenz bzw. die Bestimmung geeigneter Erregerfrequenzen kann mit Hilfe von Prozessmodellen und Fräsversuchen bestimmt werden.

Überkritische Aktuierung

Analog zur unterkritischen Aktuierung erfolgt die Erregung bei dieser Strategie über einer bestimmten Frequenz. Grundgedanke dieser Aktuierung ist die Beeinflussung des Systemverhaltens durch z. B. Erhöhung des Einflusses der Systemdämpfung mittels dynamischer Erregung. Ein begrenzender Faktor für die Wahl der Aktuierungsfrequenz ist jedoch die Curie-Temperatur des Aktormaterials. Höhere Frequenzen bedeuten eine schnellere Erwärmung des Materials wodurch die Gefahr der Überhitzung besteht.

Frequenzvariierte Aktuierung

Diese Art der Aktuierung wird als Erweiterung der Erregung mit harmonischen Frequenzen vorgeschlagen. Tritt eine bekannte störende oder dominante Frequenz auf, so soll die Erregung mittels Aktor in einem definierten Bereich um diese störende Frequenz erfolgen. Die Erregerfrequenz des Werkstücks ändert sich in diesem Fall kontinuierlich zwischen einem oberen und unteren Grenzwert in einem Band um die störende Frequenz herum.

Insbesondere für die unterkritische, die oberkritische und die frequenzvariierte Aktuierung bieten sich spezielle Signalformen (Sinus, Dreieck, Rechteck, ...) und Signalverläufe bzw. -ausprägungen an, wie *Sweep*, *Burst* oder Rauschen. Das bekann-

te Übertragungsverhalten zwischen Aktor und Sensoren ermöglicht die Differenzierung zwischen den Signalanteilen von Prozess und Aktorerregung im Sensorsignalverlauf.

Ist das Verhalten des Werkzeug-Werkstücksystems *a priori* bekannt, z. B. durch eine Simulation, wie in [117] beschrieben, so ist ein verlaufsgesteuerter Betrieb der Spannvorrichtung möglich. Orientierungsgröße kann dabei die Zeit oder auch die Position des Fräswerkzeugs sein. In dieser Arbeit erfolgt der aktive Eingriff in den Prozess ereignisgesteuert durch die Auslenkung des Aktors, siehe [Abbildung 5.20](#). Als Ereignisse sind dabei instabile Zustände während der Bearbeitung definiert. Diese werden mittels der vorgestellten Kriterien in [Abschnitt 5.2 Prozessüberwachung](#) (siehe S. 78) aus den Signalverläufen der integrierten Sensoren ermittelt. Die quantitative Ausprägung des Kriteriums wird dabei entweder als Faktor für die Stellgröße verwendet oder als Schwellwert zum Ein- bzw. Ausschalten des Aktors (binäre Steuerung). Die Variation der Auslenkung, Kraftamplitude, Erregerfrequenz und Signalform als Stellgrößen der verwendeten Aktoren bieten dabei vielfältige Möglichkeiten der Prozessbeeinflussung. Das in [Unterabschnitt 5.1.2 Modellentwicklung](#) (siehe S. 72) erstellte Modell des Gesamtsystems – bestehend aus Vorrichtung, Werkstück, Schwingungsanregung durch den Prozess und Gegenschwingungen durch den Aktor – dient dabei der Bestimmung optimaler Parameterbereiche für die Stellgrößen. Die Anregung durch das Fräswerkzeug wird mittels sinusförmiger Krafteinleitung an unterschiedlichen Punkten der Schaufel abgebildet.

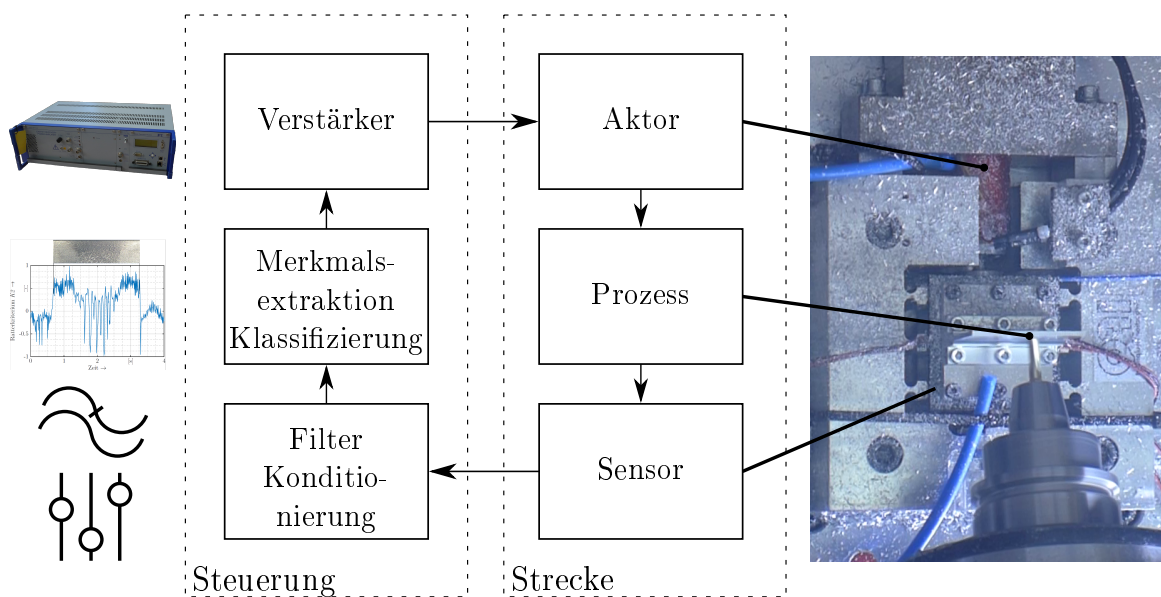


Abbildung 5.20: Struktur der ereignisbezogenen Steuerung.

Die während des Prozesses aufgezeichneten Messdaten – Auslenkung unterschiedlicher Schaufelknoten und Signalverläufe der integrierten Sensoren – dienen der Einstellung der Simulationsparameter für die Angleichung an die reale Fertigung. Die Ermittlung der optimalen Werte für die Parameter – Aktorauslenkung und Aktorfrequenz – für den aktiven Eingriff in den Prozess, erfolgt durch diskrete globale Optimierung. Zielfunktion ist eine minimale Auslenkung der höchsten Knoten der Schaufel mit Fokus auf den Eckknoten. Die Aktorauslenkung und -frequenz werden schrittweise variiert und die maximale Auslenkung der Schaufelecken durch Simulation für jede Parameterkombination erfasst. Unter der Annahme, dass die maximale Auslenkung des Aktors den größten Einfluss auf die Schaufelauslenkung hat, wird die Auslenkung zu Beginn als maximal ($20\ \mu\text{m}$, vgl. [Abbildung 4.25d](#)) festgelegt. Die Erhöhung der Frequenz geschieht schrittweise im Bereich von 1 Hz bis 1000 Hz. [Abbildung 5.21](#) zeigt den generellen Ablauf der Parameteridentifikation.

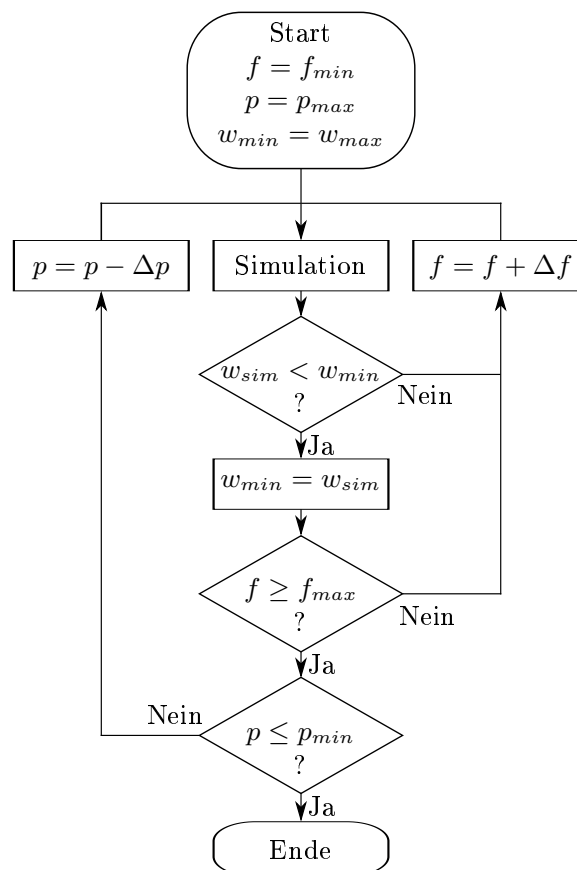


Abbildung 5.21: Flussdiagramm für die simulationsgestützte Ermittlung der Steuergrößen – Piezoaktorauslenkung p und Aktorfrequenz f – auf Basis der Werkstückauslenkung w .

Die Schrittweiten zur Reduzierung der Auslenkung des Piezoaktors $\Delta p = 1 \mu\text{m}$ und zur Erhöhung der Frequenz $\Delta f = 10 \text{ Hz}$ sind zunächst grob gewählt und werden in erneuten Detailuntersuchungen verringert. Mehrfache Durchläufe mit unterschiedlichen Prozessparametern (Kraft, Frequenz, Schaufelposition) ergeben für die Frequenz 150 Hz bis 400 Hz und für die Auslenkung $15 \mu\text{m}$ bis $20 \mu\text{m}$ als optimale Stellgrößen für die Minimierung der Schaufelauslenkung während des Prozesses. Aufgrund der vielen Einflussparameter und unvermeidbaren Störgrößen während der Fertigung, können die ermittelten Parameterbereiche nur als Richtwerte dienen, verringern jedoch erheblich den zeit- und kostenintensiven Versuchsaufwand.

Die vorgestellten steuerungs- und regelungstechnischen Strukturen werden mittels MATLAB implementiert und in Programmcode gewandelt, für die direkte Verwendung auf dem Steuergerät des Versuchsaufbaus. Damit ist gewährleistet, dass sich die entworfenen Strukturen zur echtzeitfähigen Verwendung in Steuerungen eignen. Dies dient der Prüfung bzgl. eines industrienahen Einsatzes und ist die Basis einer schnellen Überführung vom Prototypen- in den Produktstatus.

KAPITEL 6

Validierung im Fräsprozess

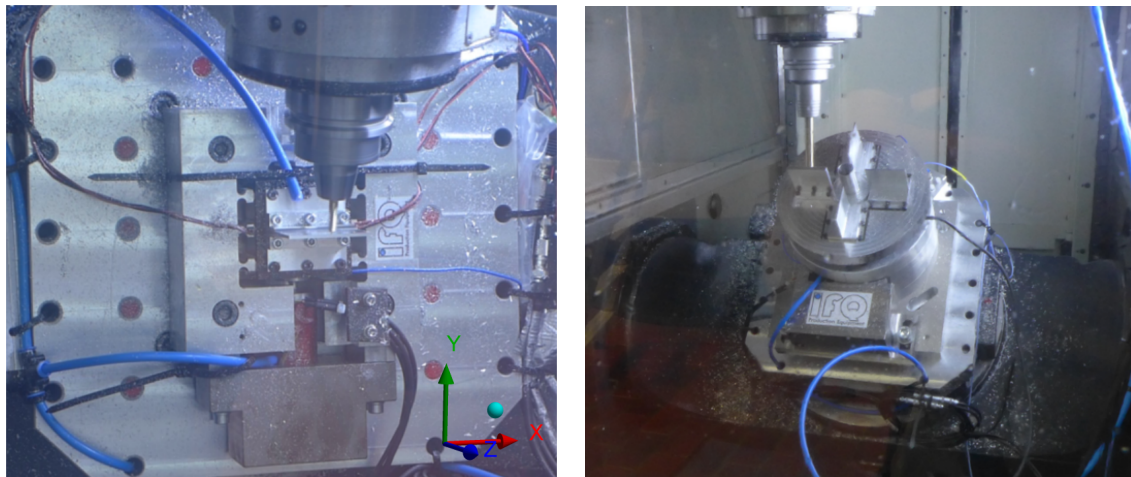
Die zuvor präsentierten Arbeiten beziehen sich auf den Entwurf der intelligenten Vorrichtungen und auf die für deren Einsatz entwickelten Strategien zur Prozessüberwachung und -beeinflussung. Die Funktionsweise und die Einsatzmöglichkeiten der untersuchten Komponenten und Verfahren sind unter Einhaltung definierter Grenzen in initialen Versuchen getestet und verifiziert. In diesem Kapitel erfolgt die Validierung der entwickelten Vorrichtungen im Fertigungsprozess und die Diskussion der resultierenden Schaufeloberflächen und -geometrien.

6.1 Definition des Parameterraums

Um den Effekt der Vorrichtung untersuchen zu können, ist die Analyse und Definition der auf den Prozess einflussnehmenden Parameter erforderlich. Zur besseren Übersicht sind diese nachfolgend definierten Bereichen zugeordnet.

Werkstück

In [Abbildung 6.1](#) ist die idealisierte Schaufel während der Bearbeitung auf der translatorischen respektive rotatorischen Vorrichtung zu sehen. Für die Untersuchungen auf der Rotationsvorrichtung ist die idealisierte Impellerschaufel mehrfach auf dem Umfang des Werkstückträgers verteilt angebracht.



(a) Translatorische Vorrichtung im Einsatz.

(b) Rotationsvorrichtung während der Fertigung.

Abbildung 6.1: Vorrichtungen integriert in der Fräsmaschine.

Abhängig vom Verwendungszweck werden Impeller aus unterschiedlichen Werkstoffen gefertigt. Die für die Untersuchungen erforderlichen Rohlinge werden aus Aluminium EN AW 7075 derselben Charge gefertigt. Die Zerspanung dieses Materials ist im Vergleich zu anderen Werkstoffen wirtschaftlicher, da entsprechende Werkzeuge günstig in der Anschaffung sind und durch den erwarteten geringen Verschleiß lange Standzeiten ermöglichen [236]. Zudem ist die Trockenbearbeitung ohne KSS realisierbar, was für den Einsatz der noch ungekapselten prototypischen Vorrichtungen unbedingt notwendig ist. Neben dem zu bearbeitenden Werkstoff, ist die zu fertigende Geometrie ein entscheidender Faktor bzgl. der strukturdynamischen Eigenschaften des Gesamtsystems. Die idealisierte Schaufel hat eine Breite von 50 mm und eine Höhe von 45 mm. Die anvisierte Schaufelstärke beträgt 2 mm, wird zu Versuchszwecken jedoch auf bis zu 1,5 mm reduziert. Dies entspricht im Mittel der Schaufelstärke des in [Abschnitt 4.1 Anforderungen](#) (siehe S. 35) vorgestellten Beispielimpellers.

Werkzeug

Für die Untersuchungen kommen Vollradiusfräser (KK) und Torusfräser unterschiedlichen Durchmessers und unterschiedlicher Zähnezahl zum Einsatz. Eine Auswahl der verwendeten Werkzeuge ist in [Abbildung 6.2](#) dargestellt.

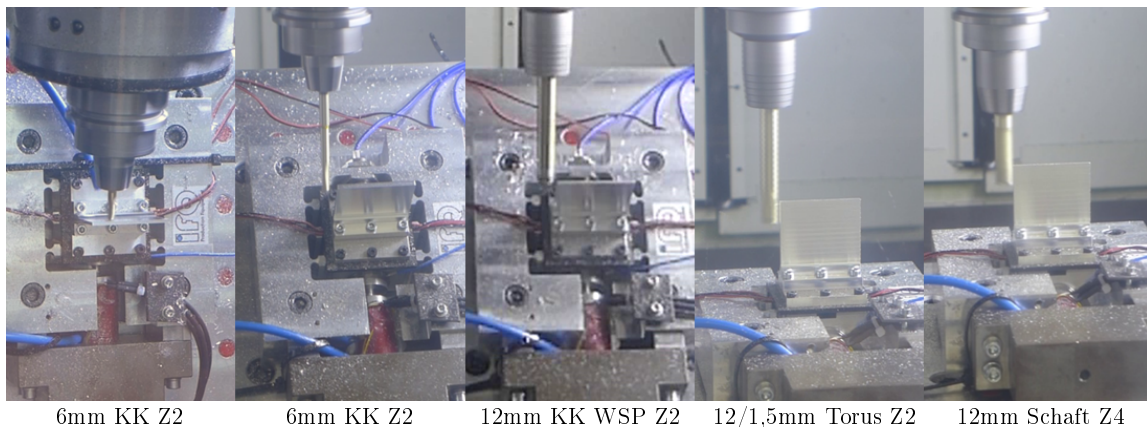


Abbildung 6.2: Auswahl verwendeter **Vollhartmetall (VHM)**-Fräswerkzeuge mit Zirkonium-Stickstoff-Oxid- bzw. Titannitrid-Beschichtung.

Wie in [38] beschrieben, hat der Durchmesser eines **KK**-Fräasers entscheidenden Einfluss auf die entstehende Oberfläche. Da sich beim Schlichten mit angestelltem Fräswerkzeug meist nicht die gesamte Schneide im Eingriff befindet, ist der tatsächlich wirkende Werkzeugdurchmesser für die Berechnung der Fertigungsparameter anzusetzen. Schneidengeometrie, Schneidstoff, sowie Beschichtung sind ebenfalls Einflussgrößen des Fertigungsprozesses [237]. Die Einspannung erfolgt mittels Hydrodehnspannfuttern und Schrumpfaufnahmen, da diese einen vergleichsweise guten Rundlauf und hohe Reproduzierbarkeit bei der Werkzeugeinspannung bieten. Bei verschleißdingtem Werkzeugwechsel wird das neue Werkzeug in dieselbe Aufnahme mit derselben Auskräglänge gespannt.

Fertigungsparameter

Die Fertigungsparameter bzw. Schnittwerte sind abhängig vom Werkstoffmaterial und dem verwendeten Werkzeug, sowie den gegebenen Randbedingungen, wie Maschinendynamik, Bearbeitungsstrategie, KSS-Einsatz oder Umgebungsbedingungen. Wie in [237] erläutert, haben mehrere Prozessgrößen Einfluss auf die Oberflächengüte und Prozessstabilität. Die optimale Schnittgeschwindigkeit ergibt sich aus der Werkstück-Werkzeug-Kombination. Drehzahl und Vorschub werden entsprechend eingestellt und für die Versuche konstant gehalten. Die Zustellungen a_p in z -Richtung und a_e in y -Richtung werden variiert. Die endgültige Schaufel wird durch vertikales (z -Richtung) Abzeilen gefertigt, wie unter anderem in [238] gezeigt. Die Vorschubbewegung des Fräs-

werkzeug erfolgt von der linken zur rechten Schaufelecke (y -Richtung). Bei Bearbeitung mittels **KK**-Fräser wird die Rautiefe der Schaufeloberfläche bestimmt durch die Überlappung der nacheinander abgefahrenen Fräszeilen in z -Richtung. In [Abbildung 6.3](#) ist der Anstellwinkel eines **KK**-Fräasers gegenüber der Schaufeloberfläche und der daraus resultierende Eingriff beispielhaft skizziert. In [\[239\]](#) werden für die Bearbeitung dünnwandiger Bauteile die Winkel 15° und 45° als optimale Anstellwinkel zum Erreichen einer hohen Oberflächengüte identifiziert. Rautenberg definiert in [\[240\]](#) einen Bereich von -15° bis 15° als optimal zur Gewährleistung konstant geringer Schnittkräfte. In [\[241–243\]](#) führen auf Grundlage von Fräsversuchen Winkel zwischen 10° bis 30° zu einem optimalen Ergebnis. Initiale Fräsversuche und der Vergleich mit anderen Anstellwinkeln bestätigen die dargelegten Schlussfolgerungen aus der Literatur. Für den Großteil der Untersuchungen mit **KK**-Fräser kommt daher ein Anstellwinkel von 15° zur Anwendung. Der spielarme Aufbau der verwendeten Fräsmaschine ermöglicht den Einsatz des GleichlaufräSENS, wie bereits erfolgreich für die Bearbeitung dünnwandiger Bauteile in [\[240, 241, 243\]](#) eingesetzt. Dies hat den Vorteil, dass der Span nach hinten abgeführt wird und nicht zwischen Schneide und Werkstück eingequetscht werden kann, wie in [\[244\]](#) beschrieben. Ein weiterer Vorteil des GleichlaufräSENS besteht darin, dass das Werkstück während des Schneidvorgangs an das Werkzeug herangezogen wird. Einer zusätzlichen Abdrängung der nachgiebigen Schaufel, wie sie beim GegenlaufräSEN auftritt, wird dadurch entgegengewirkt [\[6\]](#).

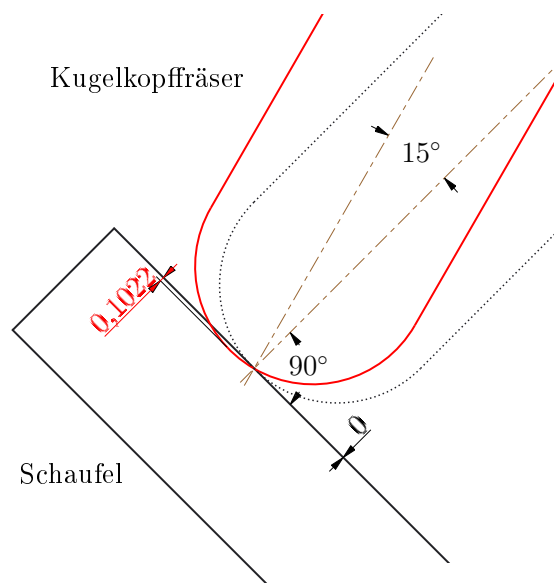


Abbildung 6.3: Eingriffsbedingungen für 15° Anstellwinkel zwischen Werkstückoberfläche und 12 mm **KK**-Fräser.

Eine Klemmung der Achsen der Fräsmaschine ist nicht möglich, daher befinden sich die Achsen für alle Untersuchungen im geregelten Betrieb. Soweit möglich, werden alle weiteren prozessrelevanten Parameter über den gesamten Verlauf der Untersuchungen konstant gehalten.

Vorrichtung

Die veränderlichen Parameter der Vorrichtungen betreffen zum einen deren Betriebsmodi und zum anderen die Wahl der verwendeten Komponenten und mechanischen Einstellparameter. Für den Hauptteil der Untersuchungen kommt der Aktor *PI3* zum Einsatz, da dieser durch die vergleichsweise hohe Curie-Temperatur seines Piezomaterials die höchste Betriebstemperatur ermöglicht und dadurch am besten für Dauererregung und höherfrequente Aktuierung geeignet ist, siehe [Tabelle 4.2](#). Der Aktor ist bei allen Versuchen mit 4 kN vorgespannt. Die Aufspannung des Werkstücks erfolgt mittels Adapterplatte zwischen Sensorplatte und Werkstück. Dadurch ändert sich trotz Wechsel der Werkstücke die Position und Vorspannung des Sensorsystems im Verlauf der Untersuchungen nicht. Die Schraubenverbindungen der Schaufeln erfolgen gleichmäßig mit gleichem Anzugsmoment.

Die prozessrelevanten Parameter sind wie vorgestellt definiert bzw. angepasst, um den tatsächlichen Einfluss der Vorrichtung auf den Fertigungsprozess untersuchen zu können. Um den Untersuchungsaufwand gering zu halten, wird der analysierte Parameterraum im folgenden Abschnitt mit Hilfe von initialen Fräsversuchen weiter reduziert.

6.2 Initiale Untersuchungen

Wie in [Abschnitt 4.2 Mechanischer Aufbau](#) (siehe S. 38) beschrieben, sind die Vorrichtungen derart ausgelegt, dass eine Bewegung des Werkstücks mittels Piezoaktor möglich ist, sich die dafür erforderliche Nachgiebigkeit jedoch nicht negativ auf die Prozessstabilität auswirkt. Um dies zu überprüfen, werden Fräsversuche mit unterschiedlichen Werkzeugen und Parametern als Referenz auf herkömmlichen Spannsystemen durch-

geführt, siehe [Abbildung 6.4](#). Der Vergleich zwischen Oberfläche und resultierender Geometrie von Schaufeln, welche mit der herkömmlichen Einspannung bzw. mit der entwickelten Vorrichtung (ohne Aktuierung) gefertigt werden, lässt keine merklichen Unterschiede erkennen. Derselbe Parametersatz (Schnittwerte, Umgebungsbedingungen, ...) führt auf beiden Einspannungen zu vergleichbaren Ergebnissen. Damit eignen sich die entwickelten Vorrichtungen auch ohne aktiven Prozesseingriff für die Fertigung. Eine kontinuierliche Aktuierung ist damit nicht notwendig und auch ein eventueller Systemausfall beeinträchtigt die Fertigung nicht zusätzlich und kann leicht kompensiert werden.

Im Rahmen des Projekts [INTEFIX](#) dient eine vorherige Simulation [222, 228] als Basis für die Frässtrategie und Aktuierung der Vorrichtung. Zur Validierung der Simulationsergebnisse kommen Torus- und Schaftfräser, wie in [Abbildung 6.2](#) gezeigt, zum Einsatz. Die gefertigten Oberflächen entsprechen weitestgehend dem Ergebnis der Simulation und weisen an denselben Positionen Rattermarken auf. Resultate weiterführender Untersuchungen mit diesen Fräswerkzeugen sind in [Abbildung 6.5](#) dargestellt. Zu sehen sind zwei typische Oberflächen für das schrittweise Abzeilen der dünnwandigen Schaufel mittels Umfangsfräsen. Obwohl die Zustellung in z -Richtung pro Zeile im Bereich von lediglich 0,5 mm bis 3 mm liegt, kommt es durch Bewegung der Schaufel teilweise zum Eingriff der gesamten Schneidenlänge. Auf bereits bearbeiteten Flächen

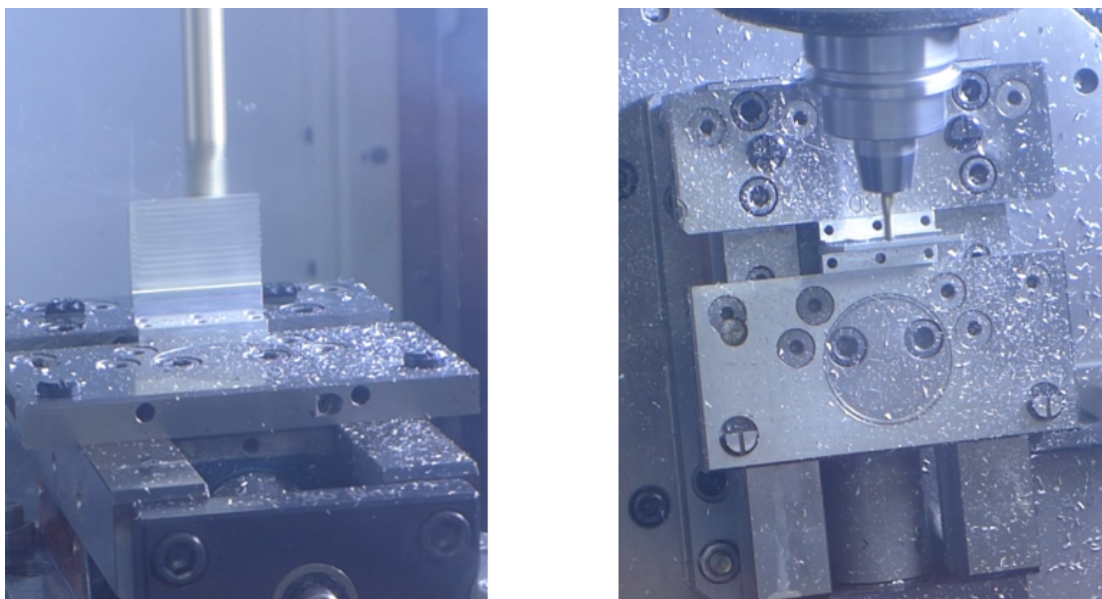
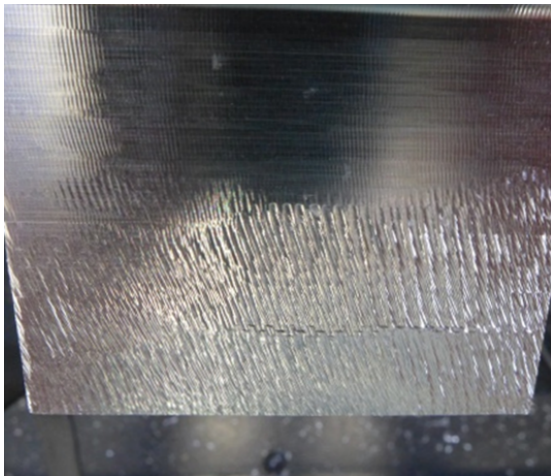


Abbildung 6.4: Referenzuntersuchungen mit Hilfe konventioneller Einspannungen.

führt dies zu wiederholtem Materialabtrag, was wiederum in einer schlechten Oberflächengüte, sowie Geometrieabweichungen resultieren kann. Da die Schlichtbearbeitung von Freiformflächen mit Schaftfräsern eher untypisch ist, kommen für die Hauptuntersuchungen **KK**-Fräser zum Einsatz. In **Abbildung 6.6** sind zwei weitere typische Fertigungsergebnisse dargestellt.

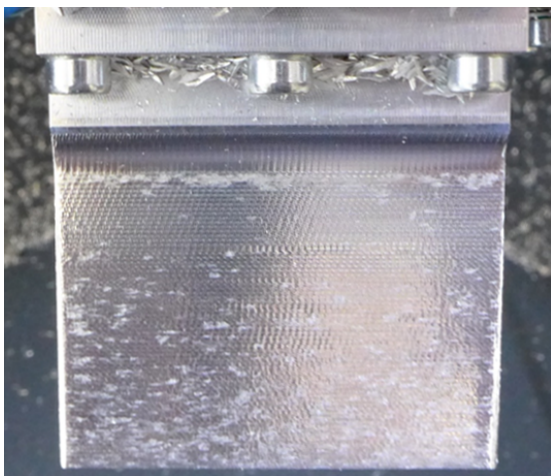


(a) Gleichlauf - Der Fräser hat sich teilweise mit der gesamten Schneidenlänge „eingefressen“.

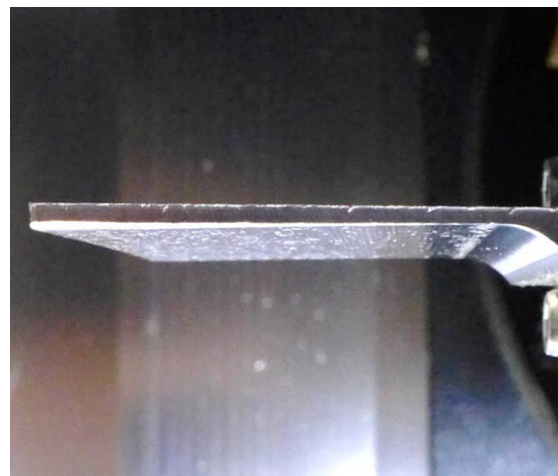


(b) Gegenlauf - „Wellenförmige“ Struktur durch Relativbewegung zwischen Werkstück und Werkzeug.

Abbildung 6.5: Vergleich Gegenlauf und Gleichlauf – Schaufeloberflächen gefertigt mit 12 mm Schaftfräser.



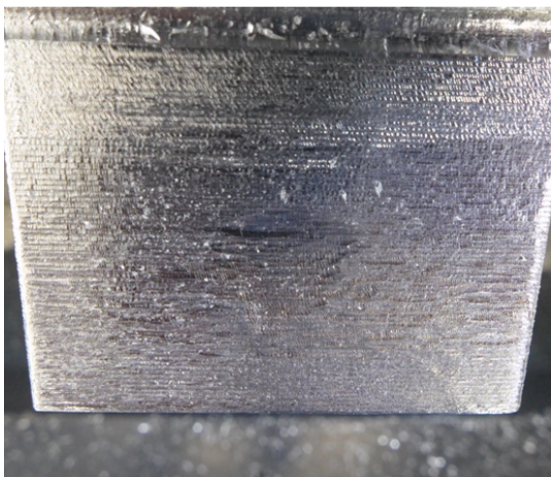
(a) Schaufeloberfläche übersät mit eingeklemmten Spänen.



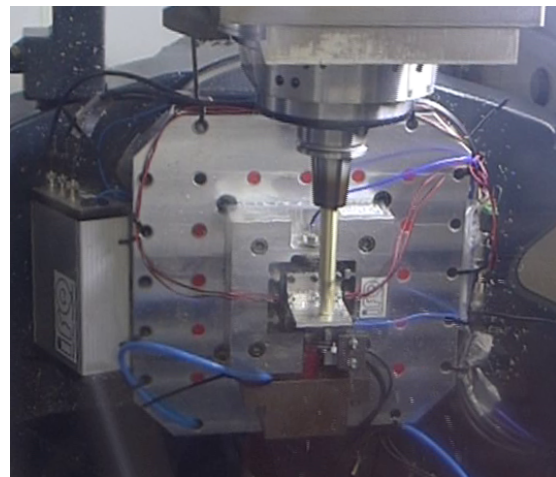
(b) Inhomogene Schaufelstärke durch Werkstückabdrängung.

Abbildung 6.6: Beobachtungen während der Untersuchungen mit **KK**-Fräsern.

Da die Vorrichtungen in diesem Stadium ihrer Entwicklung noch keine Kapselung aufweisen, erfolgen die Untersuchungen ohne Verwendung von KSS. Entstehende Späne werden damit auch nicht abgeführt und verbleiben teilweise auf der Werkstückoberfläche oder bleiben am Werkzeug haften. [Abbildung 6.6a](#) zeigt als Resultat die eingeklemmten Späne auf der Schaufeloberfläche. Da die zur Verfügung stehende Druckluftanlage nicht für einen dauerhaften Einsatz der Luftkühlung der Fräsmaschine ausgelegt ist, erfolgt die kontinuierliche Spanabfuhr mittels externer und punktuell wirkender Sperrluft, siehe [Abbildung 6.1](#). Das Ergebnis einer Abdrängung des Werkstücks ist in [Abbildung 6.6b](#) zu sehen. Der obere Teil der Schaufel ist dicker, da in diesem Bereich die größte Abdrängung der filigranen Struktur erfolgt und weniger Material abgetragen wird. Die initialen Untersuchungen zeigen außerdem, dass die Oberflächenbeschaffenheit der Schaufel vor der Endbearbeitung einen erheblichen Einfluss auf die finale Oberflächengüte hat. Durch die vergleichsweise hohe Nachgiebigkeit der Schaufel führen selbst kleine Unregelmäßigkeiten auf der Oberfläche zu deutlichen Stabilitätsproblemen, siehe [Abbildung 6.7a](#). Die Oberflächenbeschaffenheit ist demnach ein weiterer Faktor, welcher die resultierende Oberflächengüte bestimmt. Für die bessere Reproduzierbarkeit der Untersuchungsergebnisse wird dieser Einfluss mit Hilfe vorherigen StirnfräSENS minimiert, siehe [Abbildung 6.7b](#).



(a) Schlechte Schaufeloberfläche induziert durch unregelmäßige Oberflächenbeschaffenheit vor der Endbearbeitung.



(b) Vorheriges StirnfräSEN der Oberfläche für bessere Vergleichbarkeit der Ergebnisse.

Abbildung 6.7: Minimierung des Einflusses der Oberflächenbeschaffenheit auf die resultierende Schaufeloberfläche.

6.3 Versuchsdurchführung

Aufbauend auf der Analyse des Parameterraums und den Erkenntnissen der initialen Fräsversuche werden die Untersuchungen bzgl. der Einsatzmöglichkeiten der intelligenten Vorrichtungen durchgeführt. Der Großteil der Versuche wird mit Hilfe der translatorischen Vorrichtung vollzogen. Die Frässtrategie und die Wahl der Schnittparameter ist angelehnt an die herkömmliche Fertigung des Beispielimpellers. Die generelle Vorgehensweise sieht vor, dass bestimmte Parameter – wie Eingriff, Vorschub oder Drehzahl – eines stabilen Prozesses schrittweise verändert werden, bis unzureichende Bauteiloberflächen aufgrund von instabilen Prozesszuständen auftreten. Die gezielte Aktuierung des Werkstücks mit Hilfe der entwickelten Vorrichtungen soll störende Faktoren ausgleichen und somit die Stabilität des Prozesses gewährleisten.

Ablauf

1. Einschalten der gesamten Messkette – ca. 60 min vor den Versuchen (Bauteilerwärmung etc.)
2. Befestigung der Schaufel (4 mm bis 6 mm stark) – gleichmäßig und mit definiertem Drehmoment über Schraubenverbindungen
3. Prüfung auf Setzungen und Beschädigungen des mechanischen Aufbaus der Vorrichtung – der Piezoaktor wird mehrfach maximal ausgelenkt und jeweils für ca. 10 s in Endauslenkung belassen.
4. Einmessen der Schaufelgeometrie – mittels Messtaster der Fräsmaschine und NC-Programm
5. Zurichten des Werkstücks – Umfangsfräsen auf Vorder- und Rückseite der Schaufel zur Minimierung des Einflusses der Fertigungstoleranzen des Halbzeugs und resultierender Unsicherheiten bzgl. Werkstückpositionierung aufgrund der Einspannung
6. Stirnfräsen der Schaufeloberfläche – Zur Minimierung des Einflusses der Oberflächentopologie auf die finale Schaufeloberfläche – die Oberflächengüte variiert beim Umfangsfräsen zu stark.

7. Überprüfung und Einmessen der Schaufelgeometrie – mittels Messtaster der Fräsmaschine und NC-Programm
8. Fräsroutine
 - Fräsprozess mit definiertem Parametersatz
 - Betrieb der Vorrichtung mit definiertem Parametersatz
 - Dokumentation – Messwertaufnahme, Tonfilmaufzeichnung
9. Nachbereitung
 - Qualitative Erfassung der Oberflächengüte – Fotografien
 - Erfassung der Schaufelgeometrie – mittels Messtaster der Fräsmaschine und NC-Programm und Messschieber
 - Notiz der Beobachtungen während des Fertigungsprozesses
 - Erfassung der Metadaten der Messwerterfassung (Abtastung, Messmittel, Softwarestände, ...) und des Prozesses (Schnittparameter, Maschineneinstellungen, Werkzeugzustand, ...)
 - Quantitative Erfassung der Oberflächengüte

Insbesondere bei der Bearbeitung von Aluminium kann der Wärmeeintrag durch den Fertigungsprozess ein weiterer Einflussfaktor sein [244]. Um den Einfluss unterschiedlicher Erwärmung bzw. Abkühlung zu reduzieren, erfolgt der dargestellte Ablauf nach einem definierten Zeitplan. Für die statistische Absicherung der Ergebnisse werden die Versuche jeweils mehrfach (5-10 Wiederholungen) durchgeführt. Die initialen Fräsversuche zeigen, dass der Prozess empfindlich auf Änderungen der beeinflussenden Parameter reagiert. Daher ist für die Fertigung der filigranen Schaufel eine akribische Dokumentation aller prozessrelevanten Größen notwendig, um den Einfluss der Stellgrößen und Störgrößen voneinander separieren zu können.

Ergebnisse und Beobachtungen

Um die Übersichtlichkeit zu wahren sind die Ergebnisse und Beobachtungen eingeordnet in die Kategorien *Fertigungsprozess*, *Vorrichtungsverhalten* und *Vorrichtungseinfluss*. Unter *Fertigungsprozess* finden sich vor allem Beobachtungen zum hier betrachteten Fertigungsszenario. Die dazugehörigen Erklärungsversuche können eventuell auch auf die Bearbeitung dünnwandiger Strukturen allgemein angewandt werden. In *Vorrich-*

tungsverhalten liegt der Fokus auf den Auswirkungen auf das Verhalten der Vorrichtung aufgrund der Änderung eines Parameters oder einer Komponente. Hintergrund sind mögliche Verbesserungen des mechanischen Aufbaus und die Beurteilung der ausgewählten Komponenten für intelligente Spannvorrichtungen. In der Kategorie *Vorrichtungseinfluss* sind die Ergebnisse des aktiven Einsatzes der untersuchten Vorrichtung beschrieben. Daraus lassen sich mögliche Anwendungsbereiche für den Einsatz intelligenter Spannvorrichtungen ableiten.

Fertigungsprozess

Die Untersuchungen zeigen, dass vor allem zwei Faktoren für eine inhomogene Schaufelstärke, wie in [Abbildung 6.6b](#) dargestellt, verantwortlich sind. Zum einen sind Schaufeln, welche mit einem 12 mm Durchmesser *KK*-Fräser gefertigt werden durch die Werkstückabdrängung am oberen Ende dicker als jene, die mit einem 6 mm Werkzeug hergestellt werden, bei vergleichbarer Werkzeuglänge. Grund dafür könnte eine ungünstige Kombination der Nachgiebigkeit von Werkzeug und Werkstück sein. In diesem Fertigungsszenario scheint das Werkzeug mit einer geringeren Steifigkeit von Vorteil zu sein. Ein weiterer Einflussfaktor für die Homogenität der Schaufelstärke ist die Wahl zwischen Gleich- und Gegenlaufräsen. Mittels Gegenlauf gefertigte Schaufeln sind am oberen Ende dicker, da die Schneide das Werkstück wegdrückt, während unter Verwendung von Gleichlauf sich die Schneide in das Material eingräbt und das Werkstück somit zum Werkzeug heranzieht.

Bei der Bearbeitung der dünnwandigen Strukturen fällt ebenfalls auf, dass sich dominante Frequenzen während des Prozesses stetig ändern. In [Abbildung 6.8](#) sind die Spektrogramme der Fertigung von Schaufeln unterschiedlicher Stärke (Endmaß 3,05 mm bzw. 2,05 mm) gegenübergestellt, die Schnittbedingungen unterscheiden sich nicht (12 mm Schaftfräser Z2, $a_e = 1$ mm, $S = 10\,600$ min⁻¹, $v_F = 3710$ mm/min). In [Abbildung 6.8b](#) sind deutlich bogenförmige Frequenzverläufe zu erkennen. Da die Abtastfrequenz für diese Untersuchung durch die verwendete Messkonstellation begrenzt und die Filterung bewusst auf ein Minimum reduziert ist, zeigt sich in [Abbildung 6.8a](#) lediglich ein bogenförmiger Verlauf. Der zweite Verlauf tritt als verfälschtes und gespiegeltes Abbild am Ende des Frequenzbereichs in Erscheinung.

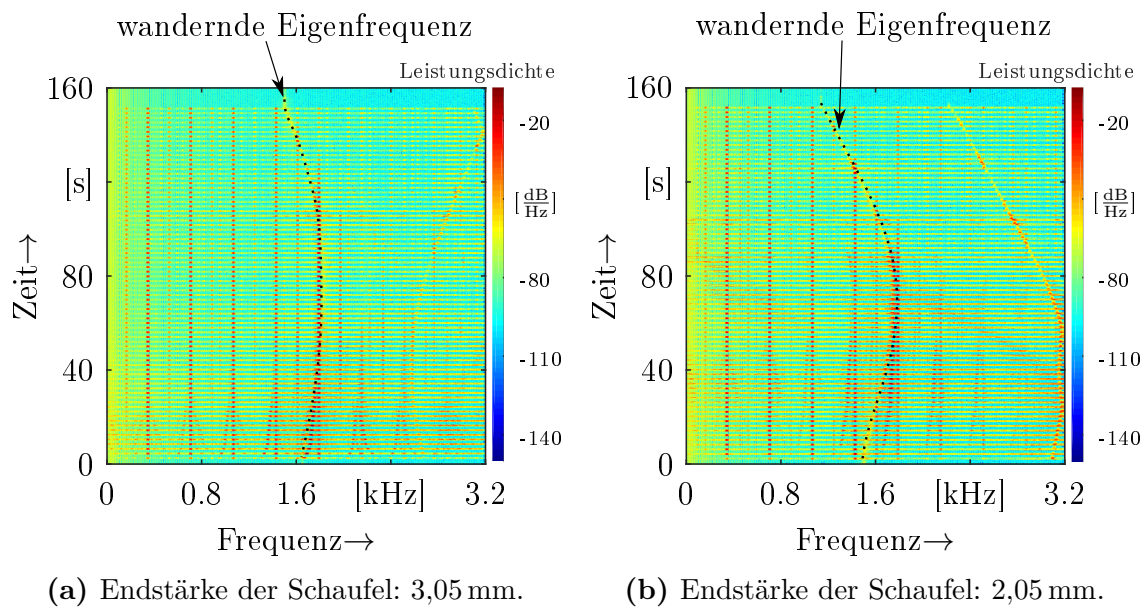


Abbildung 6.8: Wandernde Eigenfrequenz des Gesamtsystems bei der Fertigung von Schaufeln unterschiedlicher Endstärke.

Es werden daher nur jeweils die ersten dominanten Frequenzverläufe beider Spektrogramme gegenübergestellt. Durch ihre geringere Steifigkeit liegt die dominante Eigenfrequenz bei der dünnen Schaufel zu Beginn bei 1489 Hz und damit unter der dominanten Eigenfrequenz der dicken Schaufel mit 1635 Hz. Bei dieser Geometrie hat die geringere Steifigkeit der dünnen Schaufel einen größeren Einfluss auf das strukturelle Verhalten als die geringere Masse. In beiden Spektrogrammen wandert die Frequenz mit zunehmendem Bearbeitungsfortschritt. Beim Abzeilen bis zur Schaufelmitte steigt die Frequenz jeweils an und fällt danach ab. Bei der dünnen Schaufel ist der Anstieg und der Abfall der Frequenz stärker ausgeprägt, bedingt durch die im Vergleich höhere Reduzierung der Steifigkeit des Werkstücks. Der bogenförmige Verlauf der Frequenzen spiegelt nicht nur die Eigenfrequenz des Werkstücks oder des Werkzeugs wider, sondern die auftretenden Eigenfrequenzen des Gesamtsystems. Die Position und die Eingriffssituation des Werkzeugs beeinflusst diesen Verlauf ähnlich stark, wie die sich ändernde Steifigkeit und Masse der Schaufel. Eine mögliche Erklärung dafür ist die Veränderung des strukturellen Verhaltens des Gesamtsystems. Die Position des Fräasers verändert kontinuierlich, insbesondere die Ersatzsteifigkeit und Ersatzmasse des Feder-Masse-Dämpfer-Modells des Gesamtsystems und damit auch die auftretenden Eigenfrequenzen.

Während der Bearbeitung weisen häufig akustische Auffälligkeiten auf die resultierende Schaufelgüte hin, da bereits geringe Prozessenergien genügen die filigrane Bauteilstrukturen zum Schwingen anzuregen und Schallwellen zu emittieren, welche hörbar wahrgenommen werden können. Initiale Messungen bzgl. der möglichen Nutzung von Luftschallsensoren für die Untersuchungen in dieser Arbeit zeigen jedoch im Vergleich zu den verwendeten Sensoren keine nennenswerten Vorteile. Auch aufgrund der ständig wechselnden Umgebungsgeräusche im Umfeld des Versuchstandes, sind Mikrofone kein Bestandteil des Versuchsaufbaus, obgleich deren Potenzial für die Bearbeitung dünnwandiger Bauteile gegeben erscheint.

Kritische Phasen des Fertigungsprozesses sind der Eintritt und Austritt des Fräasers in bzw. aus dem Werkstück. Während das Ausschwingen der Schaufel nach Austritt des Fräasers keinen Einfluss auf den Prozess hat, ist der erste Kontakt und die damit verbundene Einschwingzeit ein bestimmender Faktor für die gefertigte Oberfläche der Schaufel. Häufig sind die Schaufelecken des Fräseintritts zudem dicker als die des Austritts.

Allgemein zeigen die Untersuchungen, dass bereits eine geringe Änderung einer der in [Abschnitt 6.1 *Definition des Parameterraums*](#) (siehe S. 97) beschriebenen Parameter einen erheblichen Einfluss auf die resultierende Schaufeloberfläche haben kann. Schwer nachvollziehbare bzw. nicht vorhersagbare Störungen, wie z. B. durch Aufbauschneiden hervorgerufen, verfälschen die Untersuchungsergebnisse gravierend.

Vorrichtungsverhalten

Die Signalamplitude des verwendeten Sensorsystems ist abhängig von der Vorspannung der Piezosensoren. Eine zu geringe Vorspannung führt dazu, dass Schwingungen nicht oder nur unzureichend übertragen werden können, da eventuelle Kontaktpunkte als dämpfende Schnittstellen wirken. Eine definierte und eventuell adaptierbare Struktur (einstellbare Nachgiebigkeit und veränderbare seismische Massen) des Trägermaterials um die Sensoren kann helfen die Empfindlichkeit anzupassen.

Eine unzureichende Vorspannung des Aktors hat ebenfalls einen negativen Einfluss auf die Einsatzfähigkeit der Vorrichtung. Ursache ist u. a. die notwendige Lagerung des Aktors und die damit verbundene Nachgiebigkeit zwischen Kontaktpartnern un-

terschiedlichen Materials. Diese verringert die maximal mögliche Auslenkung des Werkstücktisches, insbesondere im dynamischen Betrieb.

Die Untersuchungen belegen den zuvor angemerkten Nachteil der Überhitzung der Piezoaktoren im Dauerbetrieb respektive höherfrequenten Betrieb. Selbst der luftgekühlte Aktor *PI1*, beschrieben in [Tabelle 4.2 Verwendete Piezoaktoren](#) (siehe S. 51), schaltet bereits bei ca. 160 Hz nach wenigen Minuten ab. Die höhere Curie-Temperatur des Aktors *PI3* ermöglicht im Vergleich länger andauernde Aktuierungen. Bei Strategien, welche langanhaltende Erregungen mit hohen Frequenzen vorsehen besteht jedoch das Risiko eines durch Überhitzung bedingten Ausfalls.

Vorrichtungseinfluss

Die Aktuierung mit einer konstanten Frequenz während der Fertigung hat unterschiedliche Auswirkungen auf das Fertigungsergebnis. In [Abbildung 6.9](#) ist beispielhaft das Ergebnis der Fertigung auf der translatorischen Vorrichtung ohne und mit einer Aktuierung von 350 Hz bei maximaler Auslenkung dargestellt. Die eingestellte Frequenz

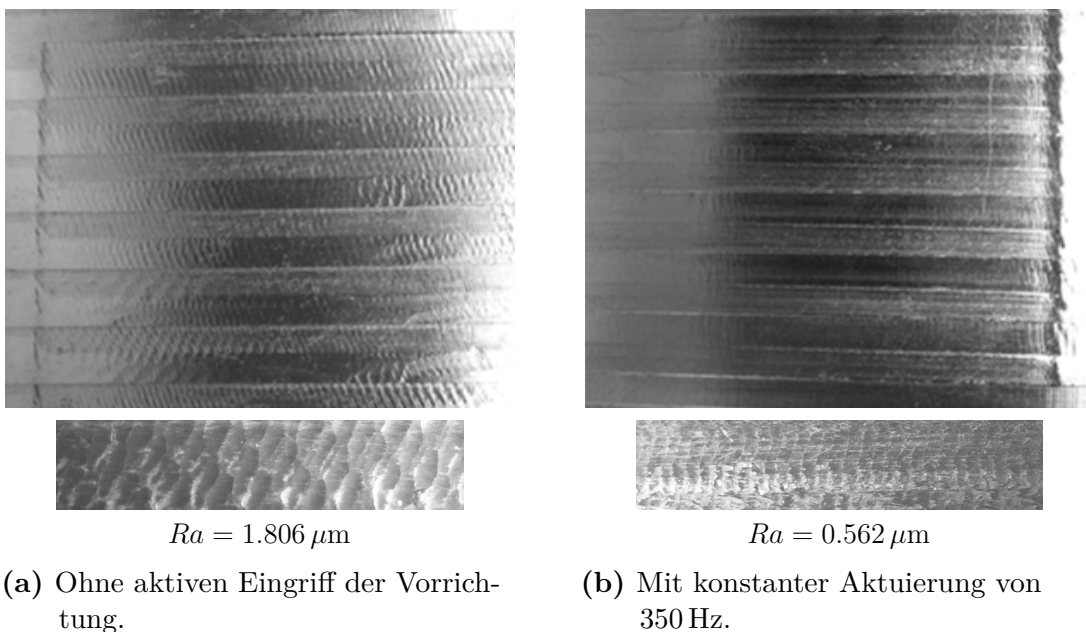


Abbildung 6.9: Vergleich gefertigter Schaufeloberflächen mit und ohne Bauteilaktuierung. (12 mm Schaftfräser Z2, $a_e = 1 \text{ mm}$, $S = 10\,600 \text{ min}^{-1}$, $v_F = 3710 \text{ mm/min}$) [222, 245]

resultiert aus den Ergebnissen vorheriger Simulation im Projekt **INTEFIX** und aus dem Abgleich unterschiedlicher Frequenzen und Auslenkungen initialer Fräsversuche mit den zuvor ermittelten optimalen Bereichen der Steuergrößen aus **Abschnitt 5.3 Prozessbeeinflussung** (siehe S. 91). Die aktuierte Schaufel weist eine höhere Oberflächen-güte auf. Die Aktuierungsfrequenz entspricht der Zahneingriffsfrequenz des Prozesses. Ein generell positiver Einfluss der Erregung mit der Zahneingriffsfrequenz kann bei anderen Parametersätzen nicht festgestellt werden. Ähnliche Untersuchungen auf der Rotationsvorrichtung, wie in **Abbildung 6.10** veranschaulicht, zeigen ebenfalls einen positiven Einfluss auf die entstehende Oberfläche durch Dauererregung des Bauteils. Mittels *ALICONA InfiniteFocus* sind hier die resultierenden Schaufeloberflächen qualitativ gegenübergestellt. Es ergeben sich weitere Auffälligkeiten bei der Aktuierung mit einer konstanten Frequenz. **Abbildung 6.11** zeigt den Unterschied zwischen gefertigten Schaufeloberflächen mit und ohne Dauererregung während der Fertigung. In **Abbildung 6.11a** – ohne Aktuierung hergestellt – sind deutliche Rattermarken im Bereich der Schaufelecken zu erkennen. **Abbildung 6.11b** zeigt das Ergebnis mit einer Aktuierung von 350 Hz. Der Eckbereich stellt sich harmonischer dar. Die Schaufelmitte weist dagegen zusätzliche Unebenheiten auf. Daher ist eine reine Aktuierung mit einer konstanten Frequenz über die gesamte Fertigung in diesem Fall eher ungeeignet.

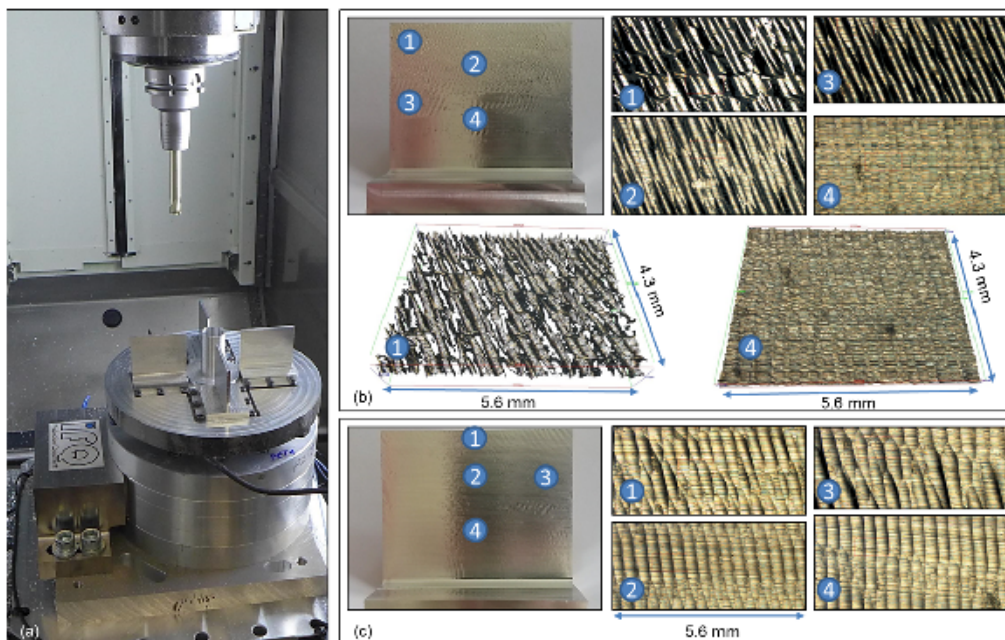
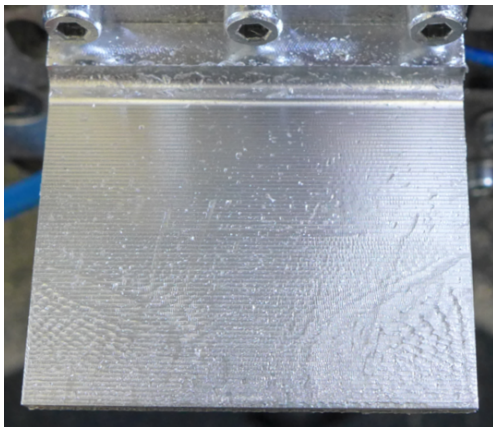
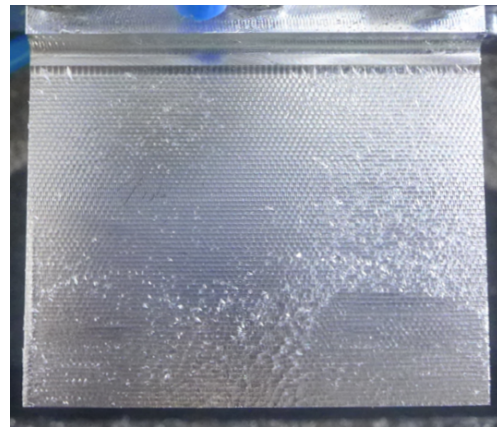


Abbildung 6.10: a) Untersuchungen mittels Dauererregung auf der Rotationsvorrichtung. b) ohne Aktuierung c) mit Aktuierung [215].



(a) Ohne Akutierung – Eckbereich schlechter als Schaufelmitte.



(b) Mit Akutierung – Schaufelecken besser, jedoch Rattermarken in der Schaufelmitte.

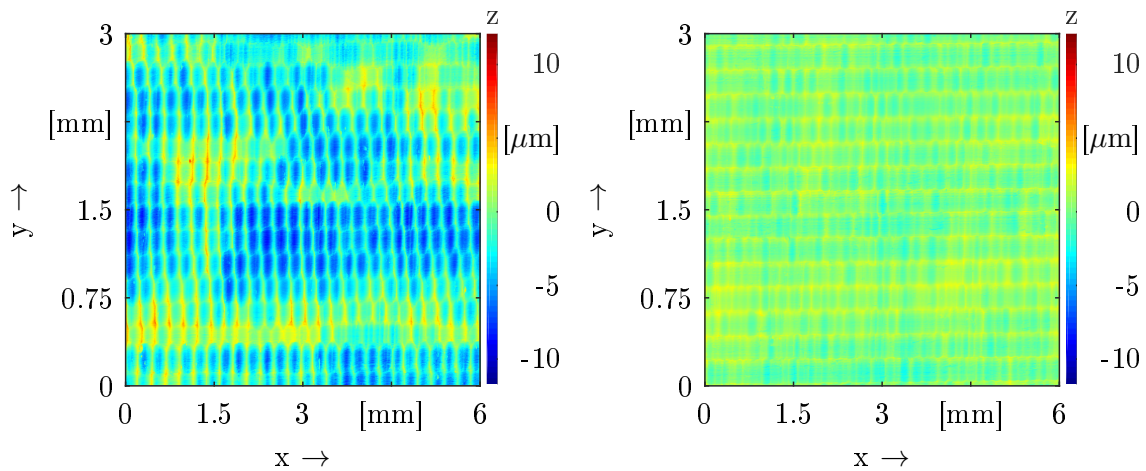
Abbildung 6.11: Qualitativer Vergleich von Schaufeloberflächen, hergestellt mit und ohne Akutierung – Endmaß der Schaufel: 2,58 mm. (6 mm Kugelpkopfräser Z2, $a_e = 0,2$ mm, $S = 12\,000$ min⁻¹, $v_F = 2000$ mm/min)

Die Untersuchungen auf den entwickelten Vorrichtungen zeigen zudem einen positiven Effekt auf die Bauteilgeometrie durch aktive Erregung. Ohne Akutierung kommt es durch Abdrängung des Werkstücks zu einer inhomogenen Schaufeldicke, siehe [Abbildung 6.6b](#). Insbesondere bei Versuchen mit niederfrequenter Akutierung, im Bereich von 30 Hz bis 180 Hz, wird dieser Effekt abgeschwächt. Über den eigentlichen Anwendungszweck – der Vermeidung bzw. Unterdrückung instabiler Prozesszustände – hinaus, eignet sich die Akutierung auch für die gezielte Strukturierung der Oberfläche des Bauteils, wie in [223] beschrieben. [Abbildung 6.12](#) zeigt ein harmonisches Muster, hervorgerufen durch eine kontinuierliche Bewegung der Schaufel mit 31 Hz.



Abbildung 6.12: Gezielte Oberflächenstrukturierung mittels Werkstückakutierung als zusätzliche Anwendungsmöglichkeit der entwickelten Vorrichtungen.

Abbildung 6.13 zeigt exemplarisch das Ergebnis der Schaufelfertigung im gesteuerten Betrieb der translatorischen Vorrichtung, wie in Abschnitt 5.3 *Prozessbeeinflussung* (siehe S. 91) beschrieben. Zur Minimierung des negativen Einflusses des Fräseintritts in das Werkstückmaterial erfolgt die Aktuierung des Werkstücks vor und während des Erstkontakts mit 64 Hz. Wie bereits gezeigt, wird durch diese niederfrequente Anregung die Abdrängung der Schaufel und der dadurch reduzierte Materialabtrag weitestgehend vermieden. Für die Aktuierung im Eingriff kommt das Kriterium K_2 (Gleichung 5.11) zur Anwendung. Das Kriterium fungiert als Schwellwert für die Ansteuerung des Piezoaktors. Aufbauend auf vorherigen Untersuchungen wird der Prozess bei einem Wert $K_2 > 0,5$ als *stabil* angesehen, es erfolgt keine Erregung des Bauteils. Wird dieser Grenzwert unterschritten, wird der Prozess als *instabil* betrachtet und das Bauteil mit 350 Hz angeregt, da sich diese Frequenz durch vorherige Untersuchungen und Simulation als optimal erwiesen hat, vgl. Abschnitt 5.3 *Prozessbeeinflussung* (siehe S. 91). Die mittels Konfokalmikroskop *nanofocus μsurf* untersuchte aktuierte Schaufel weist eine bessere Oberflächengüte auf.



(a) Schaufeloberfläche ohne aktiven Prozesseingriff ($R_a = (1,000 \pm 0,195) \mu\text{m}$).

(b) Oberfläche gefertigt im gesteuerten Betrieb der Vorrichtung ($R_a = (0,355 \pm 0,034) \mu\text{m}$).

Abbildung 6.13: Vergleich gefertigter Schaufeloberflächen ohne und mit aktivem Eingriff in den Prozess. (6 mm Kugelkopfräser Z2, $a_e = 0,1 \text{ mm}$, $S = 18\,000 \text{ min}^{-1}$, $v_F = 1188 \text{ mm/min}$)

KAPITEL 7

Zusammenfassung, Schlussfolgerungen und Ausblick

Wachsende Anforderungen an die Oberflächengüte und Fertigungstoleranzen eines Bauteils bei konstant hoher oder gesteigerter Produktivität erfordern ein hohes Maß an Optimierung jeder einzelnen, am Fertigungsprozess beteiligten Komponente. Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung einer intelligenten Spannvorrichtung als Komponente mit integrierten Sensoren und Aktoren zur optimierten Fertigung filigraner Bauteile. Die erforderlichen Entwicklungsschritte werden anhand der Fräsbearbeitung dünnwandiger Schaufeln als Beispielanwendung gezeigt und erläutert. Die Untersuchungen in dieser Arbeit beschränken sich daher auf die spanabhebende Fertigung mit unterbrochenem Schnitt. Die vorgestellten Verfahren und Lösungsansätze lassen sich jedoch auch auf andere Problemstellungen und Fertigungsverfahren anwenden.

Aufbauend auf dem dargelegten Stand des Wissens und den Anforderungen, welche sich aus der Impellerfertigung als Beispielanwendung ergeben, zeigt die Arbeit die Auslegung und den Aufbau intelligenter Spannvorrichtungen und die Auswahl und Integration der für deren Betrieb erforderlichen Komponenten, sowie die Verifizierung der angestrebten Systemeigenschaften. Ist das Systemverhalten zu jedem Zeitpunkt bekannt, bspw. durch vorherige Simulation oder Messungen, so genügt ein Abgleich des aktuellen, mit dem erwarteten Messwert, als Basis für einen Eingriff in den Prozess. Wie die Literatur und die durchgeführten Untersuchungen jedoch zeigen, haben bei der Bearbeitung dünnwandiger Strukturen Faktoren, wie Werkzeugverschleiß, Toleranzen der Werkstückgeometrie durch den vorherigen Schruppvorgang und auch die stetige

Änderung des strukturdynamischen Verhaltens bedingt durch den kontinuierlichen Materialabtrag, sowie die stetig wechselnde Eingriffssituation einen größeren Einfluss, als bei der Bearbeitung von steiferen Bauteilen. Die angemessene Berücksichtigung aller Parameter erfordert eine aufwendige Simulation bzw. ein weites Toleranzband aller resultierenden Ausgangsgrößen. Der in dieser Arbeit vorgestellte Lösungsansatz ermöglicht die Analyse und Beschreibung des Systemverhaltens als Grundlage für eine schnelle Anpassung an wechselnde Fertigungsbedingungen. Die Analyse des Systemverhaltens erfolgt mittels FEM in ANSYS und initialen Fräsversuchen. Aufbauend darauf dient ein in MATLAB realisiertes Zustandsraummodell – zur Beschreibung des Systemverhaltens – als Basis für die weitere Entwicklung der Prozessüberwachung und -beeinflussung. Die in den Vorrichtungen integrierten Sensoren eignen sich zur Überwachung des Fertigungsprozesses. Instabile Zustände während der Bearbeitung spiegeln sich mit deutlichen Merkmalen in den Sensorsignalen wider und können mittels unterschiedlicher Verfahren extrahiert werden. Die kontinuierliche Auswertung der Sensorsignale erlaubt die qualitative Vorhersage der entstehenden Schaufeloberfläche. Eine quantitative Vorhersage ist auf Basis der Korrelation aufgenommener Messwerte mit resultierenden Oberflächen weiterer Fräsversuche denkbar. Durch die integrierten Piezoaktoren eignen sich die entwickelten Vorrichtungen darüber hinaus zur Realisierung unterschiedlicher Betriebsmodi. Der statische Betrieb dient der Positionierung des Werkstücks. Das erforderliche Nachführen des Werkstücks während der Bearbeitung bedingt durch zunehmenden Werkzeugverschleiß oder als Ausgleich der Abdrängung von Werkstück bzw. Werkzeug kann im quasistatischen Betrieb erfolgen. Der dynamische Modus ermöglicht die direkte Beeinflussung bzw. Anpassung an die strukturdynamischen Eigenschaften des Systems zur Aufrechterhaltung eines stabilen Systemzustandes. Die Bauteilbewegung ermöglicht zudem – abhängig von Fräswerkzeug und Aktuierung – die gezielte Strukturierung der gefertigten Oberfläche. Mit Hilfe der Bauteilaktuierung kann ein positiver Effekt auf die resultierende Bauteiloberfläche und -geometrie erzielt werden.

Ausblick

Die vorgestellten prototypischen Aufbauten dienen der Prüfung auf Umsetzbarkeit des Konzepts von intelligenten Vorrichtungen zur optimierten Fertigung dünnwandiger

Bauteile und zur Prüfung der Eignung bestimmter Komponenten für diesen Zweck. Der Einsatz im industriellen Umfeld macht eine Weiterentwicklung der Vorrichtungen erforderlich. Dies beinhaltet die Kapselung gegen KSS, die Bereitstellung industrietauglicher Schnittstellen für den Informations- und Energiefluss, sowie ein Konzept zur Kühlung der Aktoren. Die Untersuchungen zeigen, dass die Piezoaktoren trotz Luftkühlung schnell überhitzen. Es ist daher zu prüfen, ob Wasser oder Öl als Kühlmedien vorteilhafter sind. Da die Überhitzung vor allem im hochfrequenten Betrieb auftritt, ist eine Reihen- oder Parallelschaltung mehrerer abwechselnd betätigter Aktoren denkbar. Bezüglich des Sensorkonzepts existieren ebenfalls weitere Möglichkeiten der Optimierung. Eine gezielte Strukturierung des Trägermaterials um den Sensor herum kann der Schwächung oder Verstärkung bestimmter Frequenzanteile und der Einstellung der Empfindlichkeit des Sensors dienen. Einstellbare Nachgiebigkeit und adaptive Massen ergänzen diesen Ansatz um weitere Stellparameter. Instabile Zustände äußern sich durch Erscheinungen im Zeit- bzw. Frequenzbereich besonders stark an bestimmten Knoten des Systems, daher offerieren die gezielte Positionierung und Ausrichtung der Sensoren weitere Möglichkeiten bzgl. Auflösung und Merkmalsextraktion. Die Auswertung der Signale mehrerer definiert verteilter Sensoren und die Kenntnis über das Übertragungsverhalten zwischen den Sensoren untereinander und zwischen den Sensoren und der Prozesswirkstelle versprechen Aufschluss über den Entstehungsort und die Ursache des Störprozesses zu erlangen. Außerdem ist damit die Bestimmung der Prozessgrößen selbst denkbar. Darüber hinaus eignen sich die eingesetzten Piezopatches auch als Aktoren für eine direkte Beeinflussung des Prozesses.

Weitere Untersuchungen bzgl. der Einsatzmöglichkeiten aktiver Werkstücke scheinen sinnvoll. So ist neben der Strukturierung der Bauteiloberfläche auch die gezielte Beeinflussung der Randzone zu untersuchen.

Die Prozessüberwachung der Fertigung dünnwandiger Bauteile und die Bearbeitungsstrategie filigraner Strukturen selbst weisen ein hohes Entwicklungspotenzial auf. Die Prozessüberwachung muss sensitiv gegenüber instabiler Zustände, jedoch unempfindlich gegenüber Änderungen der Prozessparameter oder irrelevanter Einflüsse sein. Daher sind umfassende Untersuchungen bzgl. aller am Prozess beteiligter Parameter und deren Wechselwirkungen untereinander erforderlich. Wissensbasierte Ansätze, wie Fuzzy-Logik oder künstliche neuronale Netze für die Prozessüberwachung und lernende und adaptive Systeme für die Regelung intelligenter Vorrichtungen eignen sich für die Optimierung und Weiterentwicklung des vorgestellten Konzepts.

Literatur

- [1] TAYLOR, F. W.: *On the art of cutting metals*. 1907 (Verwendet auf S. 1, 6).
- [2] WECK, M. und BRECHER, C.: *Werkzeugmaschinen: Maschinenarten, Bauformen und Anwendungsbereiche*. Berlin Heidelberg New York: Springer, 2005. ISBN: 3-540-22504-8 (Verwendet auf S. 1).
- [3] STEPHENSON, D. A. und AGAPIOU, J. S.: *Metal Cutting Theory and Practice*. CRC Press, 2016. ISBN: 1466587547 (Verwendet auf S. 1).
- [4] MÖHRING, H.-C.; WIEDERKEHR, P.; GONZALO, O. und KOLAR, P., Hrsg.: *Intelligent Fixtures for the Manufacturing of Low Rigidity Components*. Springer, 2018 (Verwendet auf S. 1, 3).
- [5] BUNDESMINISTERIUM DER FINANZEN: *AfA-Tabelle für den Wirtschaftszweig "Maschinenbau": IV D 2-S 1551-470/01*. 6.12.2001 (Verwendet auf S. 2).
- [6] SPUR, G. und STÖFERLE, T., Hrsg.: *Handbuch der Fertigungstechnik: Spanen*. Bd. 3. München Wien: Carl Hanser Verlag, 1979 (Verwendet auf S. 5, 100).
- [7] QUINTANA, G. und CIURANA, J.: *Chatter in machining processes: A review*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 51, Nr. 5 (2011), S. 363–376. ISSN: 0890-6955. DOI: [10.1016/j.ijmachtools.2011.01.001](https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2011.01.001) (Verwendet auf S. 5–8, 16).
- [8] MUNOA, J.; BEUDAERT, X.; DOMBOVARI, Z.; ALTINTAS, Y.; BUDAK, E.; BRECHER, C. und STEPAN, G.: *Chatter suppression techniques in metal cutting*. In: *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, Bd. 65, Nr. 2 (2016), S. 785–808. ISSN: 0007-8506 (Verwendet auf S. 5, 8, 16).

- [9] ALTINTAS, Y. und WECK, M.: *Chatter stability of metal cutting and grinding*. In: *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, Bd. 53, Nr. 2 (2004), S. 619–642. ISSN: 0007-8506 (Verwendet auf S. 5, 16).
- [10] TOBIAS, S. A.: *Schwingungen an Werkzeugmaschinen*. C. Hanser, 1961 (Verwendet auf S. 6, 16, 19).
- [11] TOBIAS, S. A. und FISHWICK, W.: *Theory of regenerative machine tool chatter*. In: *The engineer*, Bd. 205, Nr. 7 (1958), S. 199–203 (Verwendet auf S. 6).
- [12] MERRITT, H. E.: *Theory of self-excited machine-tool chatter: Contribution to machine-tool chatter research*. In: *Journal of Engineering for Industry*, Bd. 87, Nr. 4 (1965), S. 447–454. ISSN: 1087-1357 (Verwendet auf S. 6).
- [13] TLUSTÝ, J.; POLÁČEK, A.; DANĚK, C. und ŠPAČEK, J.: *Selbsterregte Schwingungen an Werkzeugmaschinen*. VEB Verlag Technik, Berlin, 1962 (Verwendet auf S. 6, 7).
- [14] KLOTTER, K.: *Technische Schwingungslehre, Erster Band, Teil A: Lineare Schwingungen Berlin*. 3. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 1988 (Verwendet auf S. 6, 8, 14).
- [15] GASCH, R. und KNOTHE, K.: *Strukturdynamik: Band 1: Diskrete Systeme*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1987. ISBN: 3540168494 (Verwendet auf S. 6).
- [16] FAASSEN, R.: *Chatter prediction and control for high-speed milling: Modelling and Experiments*. Dissertation. Technische Universität Eindhoven, 2007 (Verwendet auf S. 6).
- [17] BAILEY, J. A.: *Friction in Metal Machining - Mechanical Aspects*. In: *Wear*, Bd. 31, Nr. 2 (1975), S. 243–275. ISSN: 0043-1648. DOI: [10.1016/0043-1648\(75\)90161-1](https://doi.org/10.1016/0043-1648(75)90161-1) (Verwendet auf S. 6).
- [18] WIERCIGROCH, M. und BUDAK, E.: *Sources of nonlinearities, chatter generation and suppression in metal cutting*. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, Bd. 359, Nr. 1781 (2001), S. 663–693 (Verwendet auf S. 6).

- [19] WECK, M. und BRECHER, C.: *Werkzeugmaschinen 5: Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilität*. 7., neu bearbeitete Aufl. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006. ISBN: 354032951X (Verwendet auf S. 6, 12, 16, 18).
- [20] WECK, M. und BRECHER, C.: *Werkzeugmaschinen 3: Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose*. Springer-Verlag, 2006. ISBN: 3540325069 (Verwendet auf S. 7).
- [21] STÉPÁN, G.: *Delay-differential equation models for machine tool chatter*. In: *Dynamics and chaos in manufacturing processes*, Bd. 471152935 (1998), S. 165–192 (Verwendet auf S. 6).
- [22] INSPERGER, T.; STÉPÁN, G.; BAYLY, P. und MANN, B.: *Multiple chatter frequencies in milling processes*. In: *Journal of Sound and Vibration*, Bd. 262, Nr. 2 (2003), S. 333–345. ISSN: 0022-460X. DOI: [10.1016/S0022-460X\(02\)01131-8](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(02)01131-8) (Verwendet auf S. 6).
- [23] GRADIŠEK, J.; KALVERAM, M.; INSPERGER, T.; WEINERT, K.; STÉPÁN, G.; GOVEKAR, E. und GRABEC, I.: *On stability prediction for milling*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 45, Nr. 7 (2005), S. 769–781. ISSN: 0890-6955 (Verwendet auf S. 6, 16).
- [24] SURMANN, T.: *Geometrisch-physikalische Simulation der Prozessdynamik für das fünfsachsige Fräsen von Freiformflächen*. Vulkan-Verlag GmbH, 2006. ISBN: 3802787331 (Verwendet auf S. 6).
- [25] SIMNOFSKE, M.: *Adaptronische Versteifung von Werkzeugmaschinen durch strukturintegrierte aktive Module*. Schriftenreihe des Instituts für Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik der TU Braunschweig. Essen: Vulkan-Verl., 2009. ISBN: 3802783069 (Verwendet auf S. 7).
- [26] GANGULI, A.: *Chatter reduction through active vibration damping*. In: *Université Libre de Bruxelles: Faculty of Applied Sciences, Active Structures Laboratory, Department of Mechanical Engineering and Robotics*, (2005) (Verwendet auf S. 7).

- [27] MÖHRING, H.-C.; WIEDERKEHR, P.; LEREZ, C.; SIEBRECHT, T. und SCHMITZ, H.: *Case Study 1.1: Identification and Active Damping of Critical Workpiece Vibrations in Milling of Thin Walled Workpieces*. In: *Intelligent Fixtures for the Manufacturing of Low Rigidity Components*. Hrsg. von MÖHRING, H.-C.; WIEDERKEHR, P.; GONZALO, O. und KOLAR, P. Springer, 2018, S. 3–23 (Verwendet auf S. 7, 35, 42, 43).
- [28] LI, B.; JIANG, X.; YANG, J. und LIANG, S. Y.: *Effects of depth of cut on the redistribution of residual stress and distortion during the milling of thin-walled part*. In: *Journal of Materials Processing Technology*, Bd. 216 (2015), S. 223–233. ISSN: 0924-0136. DOI: [10.1016/j.jmatprotec.2014.09.016](https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2014.09.016) (Verwendet auf S. 7).
- [29] LEOPOLD, M.; HENSE, R.; MÖHRING, H.-C. und KERSTING, P.: *Intelligente Werkstückspannsysteme für die verzugsfreie Fertigung dünnwandiger Aluminiumbauteile*. In: *12. Magdeburger Maschinenbautage*. Magdeburg, 2015 (Verwendet auf S. 7, 25).
- [30] SVEDA, J.; KOLAR, P.; KOUBEK, J. und de DIOS, J.: *Case Study 3.1: Fixture System for Workpiece Adjustment and Clamping with/without its Pre-deformation*. In: *Intelligent Fixtures for the Manufacturing of Low Rigidity Components*. Hrsg. von MÖHRING, H.-C.; WIEDERKEHR, P.; GONZALO, O. und KOLAR, P. Springer, 2018, S. 135–149 (Verwendet auf S. 8).
- [31] KOLLURU, K.; AXINTE, D. und BECKER, A.: *A solution for minimising vibrations in milling of thin walled casings by applying dampers to workpiece surface*. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Bd. 62, Nr. 1 (2013), S. 415–418. ISSN: 0007-8506 (Verwendet auf S. 8, 16).
- [32] LAI, G. J. und CHANG, J. Y.: *Stability analysis of chatter vibration for a thin-wall cylindrical workpiece*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 35, Nr. 3 (1995), S. 431–444. ISSN: 0890-6955. DOI: [10.1016/0890-6955\(94\)E0011-7](https://doi.org/10.1016/0890-6955(94)E0011-7) (Verwendet auf S. 8).
- [33] GASCH, R. und KNOTHE, K.: *Strukturdynamik: Band 2: Kontinua und ihre Diskretisierung*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 1989. ISBN: 354050771 (Verwendet auf S. 8).
- [34] DUTSCHKE, W.: *Fertigungsmesstechnik*. Stuttgart: Teubner, 1990. ISBN: 3519063220 (Verwendet auf S. 8, 15).

- [35] KOLERUS, J. und VARTZ, W. J.: *Zustandsüberwachung von Maschinen*. Expert Verlag Sindelfingen, 1986 (Verwendet auf S. 8, 15, 19, 22).
- [36] REUBER, M.: *Prozessüberwachung beim Schlichtfräsen von Freiformflächen*. Shaker, 2000. ISBN: 3826584333 (Verwendet auf S. 8, 23).
- [37] ALTINTAS, Y. und LEE, P.: *Mechanics and dynamics of ball end milling*. In: *Journal of manufacturing science and engineering*, Bd. 120, Nr. 4 (1998), S. 684–692. ISSN: 1087-1357 (Verwendet auf S. 8).
- [38] TRONG, H. N.: *Modellierung des Hochgeschwindigkeitsfräsens mit Kugelkopf-fräsern unter besonderer Berücksichtigung der Oberflächengüte*. Shaker, 2007. ISBN: 3832261575 (Verwendet auf S. 8, 99).
- [39] CHEN, J.-S.; HUANG, Y.-K. und CHEN, M.-S.: *A study of the surface scallop generating mechanism in the ball-end milling process*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 45, Nr. 9 (2005), S. 1077–1084. ISSN: 0890-6955 (Verwendet auf S. 8).
- [40] HOCK, S.: *Hochgeschwindigkeitsfräsen im Werkzeug- und Grossformenbau: Ein-griffsverhältnisse und Technologie*. Shaker, 1995. ISBN: 3826514777 (Verwendet auf S. 8).
- [41] BARTHELMÄ, F.: *Sensorische und aktorische Werkzeuge und Werkzeugkompo-nenten zur Gestaltung optimaler Hochleistungszerspanprozesse*. Shaker, 2006. ISBN: 3832252827 (Verwendet auf S. 8, 15).
- [42] TUYSUZ, O. und ALTINTAS, Y.: *Frequency Domain Updating of Thin-Walled Workpiece Dynamics Using Reduced Order Substructuring Method in Machining*. In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Bd. 139, Nr. 7 (2017), S. 071013. ISSN: 1087-1357 (Verwendet auf S. 8, 92).
- [43] CAMPA, F. J.; SEGUY, S.; de LACALLE, L. L.; ARNAUD, L.; DESSEIN, G. und ARAMENDI, G.: *Stable Milling of Thin-Walled Parts with Variable Dynamics*. In: *Proceedings of the 6th International Conference on High Speed Machining*. 2007 (Verwendet auf S. 8).
- [44] ZHANG, Y. und SIMS, N. D.: *Milling workpiece chatter avoidance using piezo-electric active damping: a feasibility study*. In: *Smart Materials and Structures*, Bd. 14, Nr. 6 (2005), N65–N70. ISSN: 0964-1726. URL: <http://stacks.iop.org/0964-1726/14/i=6/a=N01> (Verwendet auf S. 8, 9).

- [45] SHI, J.; SONG, Q.; LIU, Z. und WAN, Y.: *Formulating a numerically low-cost method of a constrained layer damper for vibration suppression in thin-walled component milling and experimental validation*. In: *International Journal of Mechanical Sciences*, Bd. 128–129 (2017), S. 294–311. ISSN: 0020-7403. DOI: [10.1016/j.ijmecsci.2017.05.004](https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2017.05.004) (Verwendet auf S. 8, 16).
- [46] ABRARI, F.: *Multi-axis milling of flexible parts*. Dissertation. Hamilton, Ontario, Kanada: McMaster Univeristy, 1998 (Verwendet auf S. 8, 17).
- [47] KERSTING, P.: *Simulation und Analyse regenerativer Werkstückschwingungen bei der NC-Fräsbearbeitung von Freiformflächen*. Bd. 55. Schriftenreihe des ISF. Essen, Ruhr: Vulkan, 2011. ISBN: 3802787579 (Verwendet auf S. 8).
- [48] BRECHER, C.; MANOHARAN, D.; LADRA, U. und KÖPKEN, H.-G.: *Chatter suppression with an active workpiece holder*. In: *Production Engineering*, Bd. 4, Nr. 2-3 (2010), S. 239–245. ISSN: 0944-6524. DOI: [10.1007/s11740-009-0204-y](https://doi.org/10.1007/s11740-009-0204-y) (Verwendet auf S. 9).
- [49] BRECHER, C.; MANOHARAN, D.; LADRA, U. und KÖPKEN, H. G.: *Aktive Werkstückauflage zur Rattervermeidung: Zusätzliche Stelleinheit nahe am Bearbeitungspunkt und deren konstruktive Umsetzung*. In: *wt Werkstattstechnik online*, Bd. 99, Nr. 1 (2009) (Verwendet auf S. 9–11, 28).
- [50] MANOHARAN, D.: *Aktive Systeme zur Leistungssteigerung von Fräsprozessen*. 1. Aufl. Werkzeugmaschinen. Aachen: Apprimus-Verl, 2012. ISBN: 3863590635 (Verwendet auf S. 9).
- [51] ABELE, E.; HANSELKA, H.; HAASE, F.; SCHLOTE, D. und SCHIFFLER, A.: *Development and design of an active work piece holder driven by piezo actuators*. In: *Production Engineering*, Bd. 2, Nr. 4 (2008), S. 437–442. ISSN: 0944-6524 (Verwendet auf S. 9–11, 29).
- [52] HAASE, F.: *The investigation and design of a piezoelectric active vibration control system for vertical machining centres*. Dissertation. University of Huddersfield, 2005 (Verwendet auf S. 9).
- [53] HESSELBACH, J.; HOFFMEISTER, H.-W.; SCHULLER, B.-C. und LOEIS, K.: *Development of an active clamping system for noise and vibration reduction*. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Bd. 59, Nr. 1 (2010), S. 395–398. ISSN: 0007-8506. DOI: [10.1016/j.cirp.2010.03.079](https://doi.org/10.1016/j.cirp.2010.03.079) (Verwendet auf S. 9, 11).

- [54] RASHID, A. und MIHAI NICOLESCU, C.: *Active vibration control in palletised workholding system for milling*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 46, Nr. 12–13 (2006), S. 1626–1636. ISSN: 0890-6955. DOI: [10.1016/j.ijmachtools.2005.08.020](https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2005.08.020). URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695505002488> (Verwendet auf S. 9–11, 29).
- [55] TANSEL, I.; NEDBOUYAN, A. und TRUJILLO, M.: *Design of a smart workpiece holder (SWH) to extend the useful life of micro-tools*. In: *Proceedings of the IEEE IECON 21st International Conference*. Bd. 1. 1995, S. 116–120. DOI: [10.1109/IECON.1995.483343](https://doi.org/10.1109/IECON.1995.483343) (Verwendet auf S. 9).
- [56] TANSEL, I.; NEDBOUYAN, A.; TRUJILLO, M. und TANSEL, B.: *Micro-end-milling—II. Extending tool life with a Smart Workpiece Holder (SWH)*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 38, Nr. 12 (1998), S. 1437–1448. ISSN: 0890-6955 (Verwendet auf S. 9).
- [57] PARUS, A.; POWAŁKA, B.; MARCHELEK, K.; DOMEK, S. und HOFFMANN, M.: *Active vibration control in milling flexible workpieces*. In: *Journal of Vibration and Control*, Bd. 19, Nr. 7 (2013), S. 1103–1120. DOI: [10.1177/1077546312442097](https://doi.org/10.1177/1077546312442097) (Verwendet auf S. 9, 11).
- [58] CAMPATELLI, G.; SALLESE, L. und SCIPPA, A.: *Design of an active workpiece holder*. In: *Procedia CIRP*, Bd. 34 (2015), S. 217–222. ISSN: 2212-8271 (Verwendet auf S. 9–11).
- [59] SALLESE, L.; GROSSI, N.; TSAHALIS, J.; SCIPPA, A. und CAMPATELLI, G.: *Intelligent Fixtures for Active Chatter Control in Milling*. In: *Procedia CIRP*, Bd. 55 (2016), S. 176–181. ISSN: 2212-8271 (Verwendet auf S. 9, 11, 29).
- [60] SALLESE, L.; SCIPPA, A.; GROSSI, N. und CAMPATELLI, G.: *Investigating actuation strategies in active fixtures for chatter suppression*. In: *Procedia CIRP*, Bd. 46 (2016), S. 311–314. ISSN: 2212-8271 (Verwendet auf S. 9).
- [61] GAMEROS, A.; LOWTH, S.; DRAGOS, A.; NAGY-SOCHACKI, A.; CRAIG, O. und SILLER, H. R.: *State-of-the-art in fixture systems for the manufacture and assembly of rigid components: A review*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, (2017). ISSN: 0890-6955. DOI: [10.1016/j.ijmachtools.2017.07.004](https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2017.07.004) (Verwendet auf S. 10).
- [62] BAKKER, O. J.: *Control methodology and modelling of active fixtures*. Dissertation. University of Nottingham, 2010 (Verwendet auf S. 10).

- [63] BAKKER, O. J.; PAPASTATHIS, T. N.; POPOV, A. A. und RATCHEV, S. M.: *Active fixturing: literature review and future research directions*. In: *International Journal of Production Research*, Bd. 51, Nr. 11 (2013), S. 3171–3190. ISSN: 0020-7543. DOI: [10.1080/00207543.2012.695893](https://doi.org/10.1080/00207543.2012.695893) (Verwendet auf S. 10, 16).
- [64] KULJANIC, E.; SORTINO, M. und TOTIS, G.: *Multisensor approaches for chatter detection in milling*. In: *Journal of Sound and Vibration*, Bd. 312, Nr. 4-5 (2008), S. 672–693. ISSN: 0022-460X. DOI: [10.1016/j.jsv.2007.11.006](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2007.11.006) (Verwendet auf S. 11, 15, 36).
- [65] CULPEPPER, M. L.; KARTIK, M. V. und DiBIASIO, C.: *Design of integrated eccentric mechanisms and exact constraint fixtures for micron-level repeatability and accuracy*. In: *Precision Engineering*, Bd. 29, Nr. 1 (2005), S. 65–80. ISSN: 0141-6359. DOI: [10.1016/j.precisioneng.2004.05.007](https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2004.05.007). URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0141635904001175> (Verwendet auf S. 11).
- [66] GAO, Y.; ZHANG, D. und YU, C. W.: *Dynamic modeling of a novel workpiece table for active surface grinding control*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 41, Nr. 4 (2001), S. 609–624. ISSN: 0890-6955. DOI: [10.1016/S0890-6955\(00\)00041-9](https://doi.org/10.1016/S0890-6955(00)00041-9). URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695500000419> (Verwendet auf S. 11, 14).
- [67] VARADARAJAN, K. M. und CULPEPPER, M. L.: *A dual-purpose positioner-fixture for precision six-axis positioning and precision fixturing: Part I. Modeling and design*. In: *Precision Engineering*, Bd. 31, Nr. 3 (2007), S. 276–286. ISSN: 0141-6359. DOI: [10.1016/j.precisioneng.2006.11.002](https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2006.11.002). URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0141635906001632> (Verwendet auf S. 11).
- [68] ZHANG, D.; CHETWYND, D. G.; LIU, X. und TIAN, Y.: *Investigation of a 3-DOF micro-positioning table for surface grinding*. In: *International Journal of Mechanical Sciences*, Bd. 48, Nr. 12 (2006), S. 1401–1408. ISSN: 0020-7403. DOI: [10.1016/j.ijmecsci.2006.07.006](https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2006.07.006). URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0020740306001524> (Verwendet auf S. 11).
- [69] ISERMANN, R.: *Mechatronische Systeme: Grundlagen*. 2. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer, 2008 (Verwendet auf S. 12–14).
- [70] WECK, M. und BRECHER, C.: *Werkzeugmaschinen 2: Konstruktion und Berechnung*. 8. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2006 (Verwendet auf S. 12).

- [71] RIEFENSTAHL, U.: *Elektrische Antriebstechnik*. Springer-Verlag, 2013. ISBN: 3663099008 (Verwendet auf S. 12).
- [72] BREIT, H.: *Auslegung und Erprobung einer aktiv gelagerten Spindel zur Schwingungsdämpfung in Werkzeugmaschinen*. Shaker, 2006. ISBN: 3832249001 (Verwendet auf S. 13).
- [73] BAUR, M.: *Aktives Dämpfungssystem zur Ratterunterdrückung an spanenden Werkzeugmaschinen*. Dissertation. Technische Universität München, 2014 (Verwendet auf S. 13).
- [74] BRAND, S.: *Piezoelektrische Aktoren in Fertigungssystemen*. VDI-Verlag, 1996. ISBN: 3183390027 (Verwendet auf S. 13).
- [75] PI CERAMIC GMBH: *Piezoelektrische Aktoren: Bauelemente, Technologie, Ansteuerung*. DOI: [10.1524/9783486756920.23](https://doi.org/10.1524/9783486756920.23) (Verwendet auf S. 13).
- [76] TRÄNKLER, H.-R. und OBERMEIER, E.: *Sensortechnik: Handbuch für Praxis und Wissenschaft*. Berlin Heidelberg New York: Springer, 1998 (Verwendet auf S. 14).
- [77] KARPUSCHEWSKI, B.: *Sensoren zur Prozessüberwachung beim Spanen*. VDI-Verlag, 2001. ISBN: 3183581027 (Verwendet auf S. 14).
- [78] HASHIMOTO, M.; MARUI, E. und KATO, S.: *Experimental research on cutting force variation during regenerative chatter vibration in a plain milling operation*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 36, Nr. 10 (1996), S. 1073–1092. ISSN: 0890-6955. DOI: [10.1016/0890-6955\(96\)00021-1](https://doi.org/10.1016/0890-6955(96)00021-1) (Verwendet auf S. 14).
- [79] RYABOV, O.; MORI, K. und KASASHIMA, N.: *Laser displacement meter application for milling diagnostics*. In: *Optics and lasers in engineering*, Bd. 30, Nr. 3 (1998), S. 251–263. ISSN: 0143-8166 (Verwendet auf S. 14).
- [80] LI, X. Q.; WONG, Y. S. und NEE, A.: *Tool wear and chatter detection using the coherence function of two crossed accelerations*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 37, Nr. 4 (1997), S. 425–435. ISSN: 0890-6955. DOI: [10.1016/S0890-6955\(96\)00030-2](https://doi.org/10.1016/S0890-6955(96)00030-2) (Verwendet auf S. 14).
- [81] CHOI, T. und SHIN, Y. C.: *On-line chatter detection using wavelet-based parameter estimation*. In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Bd. 125, Nr. 1 (2003), S. 21–28. ISSN: 1087-1357 (Verwendet auf S. 14).

- [82] SALGADO; ALONSO, F. J.; CAMBERO, I. und MARCELO, A.: *In-process surface roughness prediction system using cutting vibrations in turning*. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Bd. 43, Nr. 1 (2009), S. 40–51. ISSN: 1433-3015 (Verwendet auf S. 14).
- [83] SONG, D.-Y.; OTANI, N.; AOKI, T.; KAMAKOSHI, Y.; OHARA, Y. und TAMAKI, H.: *A new approach to cutting state monitoring in end-mill machining*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 45, Nr. 7 (2005), S. 909–921. ISSN: 0890-6955 (Verwendet auf S. 14).
- [84] SOLIMAN, E. und ISMAIL, F.: *Chatter detection by monitoring spindle drive current*. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Bd. 13, Nr. 1 (1997), S. 27–34. ISSN: 1433-3015 (Verwendet auf S. 15).
- [85] VERL, A.; HEISEL, U.; WALTHER, M. und MAIER, D.: *Sensorless automated condition monitoring for the control of the predictive maintenance of machine tools*. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Bd. 58, Nr. 1 (2009), S. 375–378. ISSN: 0007-8506 (Verwendet auf S. 15).
- [86] AXINTE, D. A. und GINDY, N.: *Tool condition monitoring in broaching*. In: *Wear*, Bd. 254, Nr. 3 (2003), S. 370–382. ISSN: 0043-1648 (Verwendet auf S. 15).
- [87] KAMARTHI, S. V.; KUMARA, S. R. und COHEN, P. H.: *Flank wear estimation in turning through wavelet representation of acoustic emission signals*. In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Bd. 122, Nr. 1 (2000), S. 12–19. ISSN: 1087-1357 (Verwendet auf S. 15).
- [88] TETI, R. und MICHELETTI, G. F.: *Tool wear monitoring through acoustic emission*. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Bd. 38, Nr. 1 (1989), S. 99–102. ISSN: 0007-8506 (Verwendet auf S. 15).
- [89] YOSHIOKA, H.; HAYASHI, M. und SHINNO, H.: *Status Monitoring of Ultraprecision Machining Using Micro Thermo Sensor and AE Sensor*. In: *IJAT*, Bd. 3, Nr. 4 (2009), S. 422–427 (Verwendet auf S. 15).
- [90] DELIO, T.; TLUSTÝ, J. und SMITH, S.: *Use of Audio Signals for Chatter Detection and Control*. In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Bd. 114, Nr. 2 (1992), S. 146. ISSN: 1087-1357. DOI: [10.1115/1.2899767](https://doi.org/10.1115/1.2899767) (Verwendet auf S. 15, 22).

- [91] DOWNEY, J.; O’SULLIVAN, D.; NEJMEN, M.; BOMBINSKI, S.; O’LEARY, P.; RAGHAVENDRA, R. und JEMIELNIAK, K.: *Real time monitoring of the CNC process in a production environment-the data collection & analysis phase*. In: *7th HPC 2016 – CIRP Conference on High Performance Cutting*, Bd. 41 (2016), S. 920–926. ISSN: 2212-8271 (Verwendet auf S. 15).
- [92] MÖHRING, H.-C.; NGUYEN, Q. P.; KUHLMANN, A.; LEREZ, C.; NGUYEN, L. T. und MISCH, S.: *Intelligent Tools for Predictive Process Control*. In: *Procedia CIRP*, Bd. 57 (2016), S. 539–544. ISSN: 2212-8271 (Verwendet auf S. 15, 20).
- [93] TLUSTÝ, J. und ANDREWS, G. C.: *A critical review of sensors for unmanned machining*. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Bd. 32, Nr. 2 (1983), S. 563–572. ISSN: 0007-8506 (Verwendet auf S. 15).
- [94] RUDOLF, T. M.: *Adaptierbare Parametrierung von Diagnosesystemen durch Verwendung digitaler Antriebssignale in der Prozessüberwachung*. Apprimus Verlag, 2014. ISBN: 3863592085 (Verwendet auf S. 15, 23).
- [95] WECK, M. und BRECHER, C.: *Werkzeugmaschinen 4: Automatisierung von Maschinen und Anlagen*. 6., neu bearbeitete Aufl. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006. ISBN: 3540453660 (Verwendet auf S. 15).
- [96] TETI, R.; JEMIELNIAK, K.; O’DONNELL, G. und DORNFELD, D.: *Advanced monitoring of machining operations*. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Bd. 59, Nr. 2 (2010), S. 717–739. ISSN: 0007-8506 (Verwendet auf S. 15, 23).
- [97] INASAKI, I.; KARPUSCHEWSKI, B. a. und LEE, H.-S.: *Grinding chatter–origin and suppression*. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Bd. 50, Nr. 2 (2001), S. 515–534. ISSN: 0007-8506 (Verwendet auf S. 15).
- [98] NEUGEBAUER, R.; DENKENA, B. und WEGENER, K.: *Mechatronic systems for machine tools*. In: *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, Bd. 56, Nr. 2 (2007), S. 657–686. ISSN: 0007-8506 (Verwendet auf S. 16, 18).
- [99] PARK, G.; BEMENT, M. T.; HARTMAN, D. A.; SMITH, R. E. und FARRAR, C. R.: *The use of active materials for machining processes: A review*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 47, Nr. 15 (2007), S. 2189–2206. ISSN: 0890-6955 (Verwendet auf S. 16, 18).

- [100] MONNIN, J.: *Active structural methods for chatter mitigation in milling process: Diss. Nr. 21015 ETH Zürich*. S.l.: s.n, 2013 (Verwendet auf S. 16, 17).
- [101] WAIBEL, M.: *Aktive Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion an Werkzeugmaschinen*. Herbert Utz Verlag, 2012. ISBN: 3831642508 (Verwendet auf S. 16).
- [102] SLAVICEK, J.: *The effect of irregular tooth pitch on stability of milling*. In: *Proc 6th Machine Tool Design and Research Conference*. 1965, S. 15–22 (Verwendet auf S. 16).
- [103] VANHERCK, P.: *Increasing Milling Machine Productivity by Use of Cutters with Non Constant Cutting Edge Pitch*. In: (1967) (Verwendet auf S. 16).
- [104] STONE, B. J.: *The effect on the chatter behavior of machine tools of cutters with different helix angles on adjacent teeth*. In: *Proc. 11th Int. MTDR Conf*. Pergamon Press, 1970 (Verwendet auf S. 16).
- [105] TURNER, S.; MERDOL, D.; ALTINTAS, Y. und RIDGWAY, K.: *Modelling of the stability of variable helix end mills*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 47, Nr. 9 (2007), S. 1410–1416. ISSN: 0890-6955 (Verwendet auf S. 16).
- [106] ORMONDROYD, J. und HARTOG, D.: *The Theory of the Dynamic Vibration Absorber*. In: *Journal of Applied Mechanics*, (1928), S. 49–50 (Verwendet auf S. 16).
- [107] SIMS, N. D.: *Vibration absorbers for chatter suppression: A new analytical tuning methodology*. In: *Journal of Sound and Vibration*, Bd. 301, Nr. 3-5 (2007), S. 592–607. ISSN: 0022-460X. DOI: [10.1016/j.jsv.2006.10.020](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2006.10.020) (Verwendet auf S. 16).
- [108] MORADI, H.; BAKHTIARI-NEJAD, F. und MOVAHHEDY, M. R.: *Tuneable vibration absorber design to suppress vibrations: An application in boring manufacturing process*. In: *Journal of Sound and Vibration*, Bd. 318, Nr. 1-2 (2008), S. 93–108. ISSN: 0022-460X. DOI: [10.1016/j.jsv.2008.04.001](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2008.04.001) (Verwendet auf S. 16).
- [109] LIU, K. J. und ROUCH, K. E.: *Optimal passive vibration control of cutting process stability in milling*. In: *Journal of Materials Processing Technology*, Bd. 28, Nr. 1–2 (1991), S. 285–294. ISSN: 0924-0136. DOI: [10.1016/0924-0136\(91\)90227-6](https://doi.org/10.1016/0924-0136(91)90227-6). URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0924013691902276> (Verwendet auf S. 16).

- [110] BURTSCHER, J.; KOCH, S.-F.; BAUER, J.; WAGNER, H. und FLEISCHER, J.: *High performance machining enabled by adaptive machine components*. In: *7th HPC 2016 – CIRP Conference on High Performance Cutting*, Bd. 31 (2015), S. 70–75. ISSN: 2212-8271 (Verwendet auf S. 16).
- [111] BADOWSKI, E.: *Improved Machining Stability of Thin-Walled Aluminum Parts through Eddy Current Damping*. Dissertation. Hamilton, Ontario, Kanada: McMaster University, 2015 (Verwendet auf S. 16).
- [112] ALTINTAS, Y.: *Manufacturing automation: Metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design*. Cambridge university press, 2000. ISBN: 0521659736 (Verwendet auf S. 16).
- [113] BUDAK, E. und ALTINTAS, Y.: *Analytical prediction of chatter stability in milling—part I: general formulation*. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Bd. 120, Nr. 1 (1998), S. 22–30. ISSN: 0022-0434 (Verwendet auf S. 16, 24).
- [114] BUDAK, E. und ALTINTAS, Y.: *Analytical prediction of chatter stability in milling—part I: General formulation*. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Bd. 120, Nr. 1 (1998), S. 22–30. ISSN: 0022-0434 (Verwendet auf S. 16, 24).
- [115] FAASSEN, R. P.; VAN DE WOUW, N.; OOSTERLING, J. A. und NIJMEIJER, H.: *Prediction of regenerative chatter by modelling and analysis of high-speed milling*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 43, Nr. 14 (2003), S. 1437–1446. ISSN: 0890-6955 (Verwendet auf S. 16).
- [116] EKSIÖGLU, C.; KILIC, Z. M. und ALTINTAS, Y.: *Discrete-Time Prediction of Chatter Stability, Cutting Forces, and Surface Location Errors in Flexible Milling Systems*. In: *Journal of manufacturing science and engineering*, Bd. 134, Nr. 6 (2012), S. 061006–061006–13. ISSN: 1087-1357. DOI: [10.1115/1.4007622](https://doi.org/10.1115/1.4007622) (Verwendet auf S. 16, 24).
- [117] KERSTING, P. und ODENDAHL, S.: *Capabilities of a Process Simulation for the Analysis of Five-Axis Milling Processes in Aerospace Industry*. In: *18th International Seminar on High Technology*. Brazil, 2013, S. 26–47 (Verwendet auf S. 16, 25, 94).
- [118] ALTINTAS, Y. und BUDAK, E.: *Analytical prediction of stability lobes in milling*. In: *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, Bd. 44, Nr. 1 (1995), S. 357–362. ISSN: 0007-8506 (Verwendet auf S. 16).

- [119] SMITH, S. und TLUSTÝ, J.: *Update on high-speed milling dynamics*. In: *Journal of Engineering for Industry*, Bd. 112, Nr. 2 (1990), S. 142–149. ISSN: 1087-1357 (Verwendet auf S. 16).
- [120] BAŁ, P. A. und JEMIELNIAK, K.: *Self-excited vibrations avoidance methodology in non-linear numerical simulation environment*. In: *Mechanik*, Nr. 10 (2016), S. 1418–1419. ISSN: 0025-6552. DOI: [10.17814/mechanik.2016.10.390](https://doi.org/10.17814/mechanik.2016.10.390) (Verwendet auf S. 16).
- [121] WECK, M.; ALTINTAS, Y. und BEER, C.: *CAD assisted chatter-free NC tool path generation in milling*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 34, Nr. 6 (1994), S. 879–891. ISSN: 0890-6955. DOI: [10.1016/0890-6955\(94\)90066-3](https://doi.org/10.1016/0890-6955(94)90066-3) (Verwendet auf S. 17).
- [122] KERSTING, M.: *Entwicklung und Anwendung eines adaptiven Schwingungsdämpfers für das Einlippentiefbohren*. Bd. 47. Schriftenreihe des ISF. Essen: Vulkan-Verl, 2009. ISBN: 3802787498 (Verwendet auf S. 17).
- [123] POPMA, M.: *Computer Aided Process Planning for High-Speed Milling of Thin-Walled Parts: STRATEGY-BASED SUPPORT*. Dissertation. Enschede, the Netherlands.: University of Twente, 2010 (Verwendet auf S. 17).
- [124] DOHNER, J. L.; LAUFFER, J. P.; HINNERICHS, T. D.; SHANKAR, N.; REGELBRUGGE, M.; KWAN, C.-M.; XU, R.; WINTERBAUER, B. und BRIDGER, K.: *Mitigation of chatter instabilities in milling by active structural control*. In: *Journal of Sound and Vibration*, Bd. 269, Nr. 1–2 (2004), S. 197–211. ISSN: 0022-460X. DOI: [10.1016/S0022-460X\(03\)00069-5](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(03)00069-5). URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X03000695> (Verwendet auf S. 17).
- [125] WILL, J. C.: *Adaptronische Spindeleinheit zur Abdrängungs- und Schwingungskompensation in Fräsprozessen*. PZH, Produktionstechn. Zentrum, 2008. ISBN: 3939026972 (Verwendet auf S. 17).
- [126] BICKEL, W.: *Frässpindel mit motorintegrierter aktiver Dämpfung*. Dissertation. Hannover: Leibniz Universität, 2015 (Verwendet auf S. 17).
- [127] VAN DE WOUW, N.; VAN DIJK, N. J.; SCHIFFLER, A.; NIJMEIJER, H. und ABELE, E.: *Experimental Validation of Robust Chatter Control for High-Speed Milling Processes*. In: *Time Delay Systems*. Springer, 2017, S. 315–331 (Verwendet auf S. 17).

- [128] ISMAIL, F. und ZIAEI, R.: *Chatter suppression in five-axis machining of flexible parts*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 42, Nr. 1 (2002), S. 115–122. ISSN: 0890-6955. DOI: [10.1016/S0890-6955\(01\)00088-8](https://doi.org/10.1016/S0890-6955(01)00088-8) (Verwendet auf S. 17).
- [129] WECK, M.; VERHAAG, E. und GATHER, M.: *Adaptive control for face-milling operations with strategies for avoiding chatter-vibrations and for automatic cut distribution*. In: *Annals of the CIRP*, Bd. 24, Nr. 1 (1975), S. 405–409 (Verwendet auf S. 17).
- [130] SMITH, S. und TLUSTÝ, J.: *Stabilizing chatter by automatic spindle speed regulation*. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Bd. 41, Nr. 1 (1992), S. 433–436. ISSN: 0007-8506 (Verwendet auf S. 17).
- [131] STÖFERLE, T. und GRAB, H.: *Vermeiden von Ratterschwingungen durch periodische Drehzahlanderung*. In: *Werkstatt und Betrieb*, Bd. 105, Nr. 10 (1972), S. 727–730 (Verwendet auf S. 18).
- [132] AL-REGIB, E.; NI, J. und LEE, S.-H.: *Programming spindle speed variation for machine tool chatter suppression*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 43, Nr. 12 (2003), S. 1229–1240. ISSN: 0890-6955 (Verwendet auf S. 18).
- [133] LIAO, Y. S. und YOUNG, Y. C.: *A new on-line spindle speed regulation strategy for chatter control*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 36, Nr. 5 (1996), S. 651–660. ISSN: 0890-6955 (Verwendet auf S. 18).
- [134] TARNG, Y. S. und LEE, E. C.: *A critical investigation of the phase shift between the inner and outer modulation for the control of machine tool chatter*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 37, Nr. 12 (1997), S. 1661–1672. ISSN: 0890-6955 (Verwendet auf S. 18).
- [135] ALTINTAS, Y. und CHAN, P. K.: *In-process detection and suppression of chatter in milling*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 32, Nr. 3 (1992), S. 329–347. ISSN: 0890-6955. DOI: [10.1016/0890-6955\(92\)90006-3](https://doi.org/10.1016/0890-6955(92)90006-3). URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0890695592900063> (Verwendet auf S. 18).
- [136] VAN DIJK, N. J.; VAN DE WOUW, N.; NIJMEIJER, H.; FAASSEN, R. P.; DOPPENBERG, E. J. und OOSTERLING, J. A.: *Real-Time Detection and Control of Machine Tool Chatter in High-speed Milling*. In: (2008) (Verwendet auf S. 18).

- [137] HWANG, H.-Y.; OH, J.-H. und KIM, K.-J.: *Modelling and adaptive pole assignment control in turning*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 29, Nr. 2 (1989), S. 275–285. ISSN: 0890-6955. DOI: [10.1016/0890-6955\(89\)90039-4](https://doi.org/10.1016/0890-6955(89)90039-4) (Verwendet auf S. 18).
- [138] DENKENA, B.; LITWINSKI, K. M. und BOUJNAH, H.: *Detection of tool deflection in milling by a sensory axis slide for machine tools*. In: *Mechatronics*, Bd. 34 (2016), S. 95–99. ISSN: 0957-4158 (Verwendet auf S. 18, 46).
- [139] MITSUISHI, M.; NAGAO, T.; OHTA, T. und OKABE, H.: *A practical machining condition determination strategy using multi-axis force information*. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Bd. 45, Nr. 1 (1996), S. 373–376. ISSN: 0007-8506 (Verwendet auf S. 18).
- [140] WANG, M. und FEI, R.: *Improvement of machining stability using a tunable-stiffness boring bar containing an electrorheological fluid*. In: *Smart Materials and Structures*, Bd. 8, Nr. 4 (1999), S. 511. ISSN: 0964-1726 (Verwendet auf S. 18).
- [141] SEGALMAN, D. und REDMOND, J.: *Chatter suppression through variable impedance and smart fluids*. 1996 (Verwendet auf S. 18).
- [142] HERDER, S.: *Piezoelektrischer Self-Sensing-Aktor zur Vorspannungsregelung in adaptronischen Kugelgewindetrieben*. Shaker, 2013. ISBN: 3844023429 (Verwendet auf S. 18).
- [143] BRECHER, C.; SCHULZ, A. und WEEK, M.: *Electrohydraulic active damping system*. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Bd. 54, Nr. 1 (2005), S. 389–392. ISSN: 0007-8506 (Verwendet auf S. 18).
- [144] SCHULZ, A.: *Elektrohydraulisches aktives Dämpfungssystem für Werkzeugmaschinenstrukturen*. Apprimus-Verlag, 2009. ISBN: 3940565466 (Verwendet auf S. 18).
- [145] DR. JOHANNES HEIDENHAIN GMBH: *Dynamic Efficiency: effizient und prozesssicher bearbeiten*. 2018. URL: <https://www.heidenhain.de/produkte/cnc-steuerungen/dynamic-efficiency/> (Verwendet auf S. 18).
- [146] OKUMA CORPORATION: *Machining Navi*. 2018. URL: <https://www.okuma.co.jp/english/onlyone/process/> (Verwendet auf S. 18).

- [147] LERCH, R.: *Elektrische Messtechnik*. Springer, 2005. ISBN: 354021870X (Verwendet auf S. 19).
- [148] MESSAOUD, A. und WEIHS, C.: *Monitoring a deep hole drilling process by nonlinear time series modeling*. In: *Journal of Sound and Vibration*, Bd. 321, Nr. 3 (2009), S. 620–630. ISSN: 0022-460X (Verwendet auf S. 20).
- [149] KONDO, E.; OTA, H. und KAWAI, T.: *A new method to detect regenerative chatter using spectral analysis, Part 1: Basic study on criteria for detection of chatter*. In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Bd. 119, Nr. 4A (1997), S. 461–466. ISSN: 1087-1357 (Verwendet auf S. 20, 22).
- [150] GONZÁLEZ-BRAMBILA, O.; RUBIO, E.; JAUREGUI, J. C. und HERRERA-RUIZ, G.: *Chattering detection in cylindrical grinding processes using the wavelet transform*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 46, Nr. 15 (2006), S. 1934–1938. ISSN: 0890-6955 (Verwendet auf S. 20).
- [151] KULJANIC, E.; TOTIS, G. und SORTINO, M.: *Development of an intelligent multisensor chatter detection system in milling*. In: *Mechanical Systems and Signal Processing*, Bd. 23, Nr. 5 (2009), S. 1704–1718. ISSN: 0888-3270. DOI: [10.1016/j.ymsp.2009.01.003](https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2009.01.003) (Verwendet auf S. 20).
- [152] JEMIELNIAK, K. und ARRAZOLA, P. J.: *Application of AE and cutting force signals in tool condition monitoring in micro-milling*. In: *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, Bd. 1, Nr. 2 (2008), S. 97–102. ISSN: 1755-5817 (Verwendet auf S. 20).
- [153] HUANG, P. T.; CHEN, J. C. und CHOU, C.-Y.: *A statistical approach in detecting tool breakage in end milling operations*. In: *Journal of Industrial Technology*, Bd. 15, Nr. 3 (1999), S. 1–7 (Verwendet auf S. 20).
- [154] DENKENA, B. und HOLLMANN, F.: *Process machine interactions: prediction and manipulation of interactions between manufacturing processes and machine tool structures*. Springer Science & Business Media, 2012. ISBN: 3642324487 (Verwendet auf S. 20).
- [155] GOLI, G.; FIORAVANTI, M.; MARCHAL, R.; UZIELLI, L. und BUSONI, S.: *Up-milling and down-milling wood with different grain orientations—the cutting forces behaviour*. In: *European journal of wood and wood products*, Bd. 68, Nr. 4 (2010), S. 385–395. ISSN: 0018-3768 (Verwendet auf S. 20).

- [156] BOX, G. E. P.; JENKINS, G. M.; REINSEL, G. C. und LJUNG, G. M.: *Time series analysis: Forecasting and control*. John Wiley & Sons, 1994. ISBN: 1118674928 (Verwendet auf S. 20).
- [157] SCHMITZ, T. L.; MEDICUS, K. und DUTTERER, B.: *Exploring once-per-revolution audio signal variance as a chatter indicator*. In: *Machining Science and Technology*, Bd. 6, Nr. 2 (2006), S. 215–233. ISSN: 1091-0344. DOI: [10.1081/MST-120005957](https://doi.org/10.1081/MST-120005957) (Verwendet auf S. 21).
- [158] DAVIES, M. A.; DUTTERER, B.; PRATT, J. R.; SCHAUT, A. J. und BRYAN, J. B.: *On the dynamics of high-speed milling with long, slender endmills*. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Bd. 47, Nr. 1 (1998), S. 55–60. ISSN: 0007-8506 (Verwendet auf S. 21).
- [159] FAASSEN, R. P.; DOPPENBERG, E. J.; VAN DE WOUW, N.; OOSTERLING, J. A. und NIJMEIJER, H.: *Online detection of the onset and occurrence of machine tool chatter in the milling process*. In: (2006) (Verwendet auf S. 21).
- [160] DONG, J.; SUBRAHMANYAM, K. V.; SAN WONG, Y.; HONG, G. S. und MOHANTY, A. R.: *Bayesian-inference-based neural networks for tool wear estimation*. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Bd. 30, Nr. 9-10 (2006), S. 797–807. ISSN: 1433-3015 (Verwendet auf S. 21).
- [161] LUNZE, J.: *Regelungstechnik 1: Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. 1. Aufl. Bd. 1. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1996 (Verwendet auf S. 21, 26–28, 66).
- [162] TOH, C. K.: *A study of the effects of cutter path strategies and orientations in milling*. In: *Journal of Materials Processing Technology*, Bd. 152, Nr. 3 (2004), S. 346–356. ISSN: 0924-0136. DOI: [10.1016/j.jmatprotec.2004.04.382](https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2004.04.382) (Verwendet auf S. 22).
- [163] DAVIES, M. A. und BALACHANDRAN, B.: *Impact dynamics in milling of thin-walled structures*. In: *Nonlinear Dynamics*, Bd. 22, Nr. 4 (2000), S. 375–392 (Verwendet auf S. 22).
- [164] BOHN, C. und UNBEHAUEN, H.: *Identifikation dynamischer Systeme: Methoden zur experimentellen Modellbildung aus Messdaten*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016 (Verwendet auf S. 22, 24).

- [165] BOGERT, B. P. und HEALY, J. T.: *The quefrequency alanalysis of time series for echoes: Cepstrum, pseudo-autocovariance, cross-cepstrum and saphe cracking*. In: *Proceedings of the symposium on time series analysis*. 1963 (Verwendet auf S. 22, 86).
- [166] OPPENHEIM, A. V. und SCHAFER, R. W.: *From frequency to quefrequency: A history of the cepstrum*. In: *IEEE signal processing Magazine*, Bd. 21, Nr. 5 (2004), S. 95–106. ISSN: 1053-5888 (Verwendet auf S. 22).
- [167] MARINESCU, I. und AXINTE, D.: *A time–frequency acoustic emission-based monitoring technique to identify workpiece surface malfunctions in milling with multiple teeth cutting simultaneously*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 49, Nr. 1 (2009), S. 53–65. ISSN: 0890-6955 (Verwendet auf S. 22).
- [168] VETTERLI, M. und KOVAČEVIĆ, J.: *Wavelets and subband coding*. 2007 (Verwendet auf S. 23).
- [169] MALLAT, S. und HWANG, W. L.: *Singularity detection and processing with wavelets*. In: *IEEE transactions on information theory*, Bd. 38, Nr. 2 (1992), S. 617–643. ISSN: 0018-9448 (Verwendet auf S. 23).
- [170] MALLAT, S.: *A wavelet tour of signal processing*. Academic Press, 1999. ISBN: 0080520839 (Verwendet auf S. 23).
- [171] TANGJITSITCHAROEN, S.: *Analysis of Chatter in Ball End Milling by Wavelet Transform*. In: *World Academy of Science, Engineering and Technology, International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, Bd. 6, Nr. 11 (2012), S. 2438–2444 (Verwendet auf S. 23, 87).
- [172] XIAOLI, L. und ZHEJUN, Y.: *Tool wear monitoring with wavelet packet transform—fuzzy clustering method*. In: *Wear*, Bd. 219, Nr. 2 (1998), S. 145–154. ISSN: 0043-1648. DOI: [10.1016/S0043-1648\(98\)00165-3](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(98)00165-3) (Verwendet auf S. 23, 87).
- [173] YAO, Z.; MEI, D. und CHEN, Z.: *On-line chatter detection and identification based on wavelet and support vector machine*. In: *Journal of Materials Processing Technology*, Bd. 210, Nr. 5 (2010), S. 713–719. ISSN: 0924-0136. DOI: [10.1016/j.jmatprot.2009.11.007](https://doi.org/10.1016/j.jmatprot.2009.11.007) (Verwendet auf S. 23, 87).

- [174] WANG, X.; CHEN, P.; TANSEL, I. N. und YENILMEZ, A.: *Transformations in machining. Part 1. enhancement of wavelet transformation neural network (WT-NN) combination with a preprocessor*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 46, Nr. 1 (2006), S. 36–42. ISSN: 0890-6955 (Verwendet auf S. 23).
- [175] TANSEL, I. N.; WANG, X.; CHEN, P.; YENILMEZ, A. und OZCELIK, B.: *Transformations in machining. Part 2. Evaluation of machining quality and detection of chatter in turning by using s-transformation*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 46, Nr. 1 (2006), S. 43–50. ISSN: 0890-6955 (Verwendet auf S. 23).
- [176] KUNPENG, Z.; WONG, Y. S. und GEOK SOON HONG: *Wavelet analysis of sensor signals for tool condition monitoring: A review and some new results*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 49, Nr. 7 (2009), S. 537–553. ISSN: 0890-6955 (Verwendet auf S. 23).
- [177] VRABEL, M.; MAŇKOVÁ, I. und BEŇO, J.: *Monitoring and Control of Manufacturing Process to Assist the Surface Workpiece Quality When Drilling*. In: *7th HPC 2016 – CIRP Conference on High Performance Cutting*, Bd. 41 (2016), S. 735–739. ISSN: 2212-8271 (Verwendet auf S. 23, 29).
- [178] KRÜGER, M.: *Modellbasierte Online-Bewertung von Fräsprozessen*. PZH-Verlag, TEWISS-Technik-und-Wissen-GmbH, 2014. ISBN: 3944586786 (Verwendet auf S. 23).
- [179] YOHANNES, B.: *Industrielle Prozessüberwachung für die Kleinserienfertigung*. PZH Verlag, 2013. ISBN: 3944586131 (Verwendet auf S. 23).
- [180] MÖLLER, D. P. F.: *Modellbildung, Simulation und Identifikation dynamischer Systeme*. Springer-Verlag, 1992. ISBN: 3642956750 (Verwendet auf S. 24).
- [181] UNBEHAUEN, H.: *Regelungstechnik 1: Klassische Verfahren zur Analyse und Synthese linearer kontinuierlicher Regelsysteme, Fuzzy-Regelsysteme*. 15., überarbeitete und erw. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage, Wiesbaden, 2008. ISBN: 978-3-8348-0497-6 (Verwendet auf S. 24, 28).
- [182] MERZ, L. und JASCHEK, H.: *Grundkurs der Regelungstechnik: Einführung in die praktischen und theoretischen Methoden*. 13. Aufl. München: R. Oldenbourg Verlag GmbH, 1196. ISBN: 3486237748 (Verwendet auf S. 24).

- [183] GAWRONSKI, W. K.: *Advanced structural dynamics and active control of structures*. Springer, 2004 (Verwendet auf S. 24).
- [184] HATCH, M. R.: *Vibration simulation using MATLAB and ANSYS*. Boca Raton: Chapman & Hall/CRC, 2001 (Verwendet auf S. 24, 27, 28).
- [185] BREMER, H. und PFEIFFER, F.: *Elastische Mehrkörpersysteme*. Teubner, 1992. ISBN: 3519023741 (Verwendet auf S. 24).
- [186] GEBHARDT, C.: *Praxisbuch FEM mit ANSYS Workbench: Einführung in die lineare und nichtlineare Mechanik*. Carl Hanser Verlag GmbH Co KG, 2014. ISBN: 3446439560 (Verwendet auf S. 24).
- [187] SCHMITZ, T. L. und SMITH, K. S.: *Mechanical vibrations: modeling and measurement*. Springer Science & Business Media, 2011. ISBN: 1461404592 (Verwendet auf S. 24).
- [188] BISHOP, R. E. D. und JOHNSON, D. C.: *The mechanics of vibration*. London, New York, Melbourne: Cambridge university press, 1960. ISBN: 978052104258 (Verwendet auf S. 24).
- [189] HINO, J.; SU, C. und YOSHIMURA, T.: *A Study on Chatter Prediction in High-Speed End Milling Process by Fuzzy Neural Network*. In: *JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, Bd. 44, Nr. 3 (2001), S. 825–831. DOI: [10.1299/jsmec.44.825](https://doi.org/10.1299/jsmec.44.825) (Verwendet auf S. 24).
- [190] KLUGE, R.: *Prädiktive modellbasierte Regelung von Zerspanprozessen*. Dissertation. Kaiserslautern: Universität Kaiserslautern, 1999 (Verwendet auf S. 24).
- [191] KLINE, W. A.; DEVOR, R. E. und SHAREEF, I. A.: *The Prediction of Surface Accuracy in End Milling*. In: *Journal of Engineering for Industry*, Bd. 104, Nr. 3 (1982), S. 272–278. ISSN: 1087-1357. DOI: [10.1115/1.3185830](https://doi.org/10.1115/1.3185830) (Verwendet auf S. 25).
- [192] BATHE, K.-J.: *Finite element procedures*. 2. Auflage. Watertown, MA, USA: Klaus-Jürgen Bathe, 2006. ISBN: 097900490X (Verwendet auf S. 25).
- [193] LEE, H.-H.: *Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 12*. Mission Kansas USA: SDC Publications, 2010. ISBN: 9781585036042 (Verwendet auf S. 25).

- [194] STOLARSKI, T.; NAKASONE, Y. und YOSHIMOTO, S.: *Engineering analysis with ANSYS software*. Butterworth-Heinemann, 2011. ISBN: 0080469698 (Verwendet auf S. 25).
- [195] MÜLLER, G. und GROTH, C.: *FEM für Praktiker: Grundlagen: Basiswissen und Arbeitsbeispiele zu FEM-Anwendungen; Lösungen mit dem Programm ANSYS Rev. 9/10*. Bd. 1. FEM für Praktiker. Renningen: expert verlag, 2007. ISBN: 3816926851 (Verwendet auf S. 25, 67).
- [196] ÖZEL, T. und ALTAN, T.: *Process simulation using finite element method — prediction of cutting forces, tool stresses and temperatures in high-speed flat end milling*. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 40, Nr. 5 (2000), S. 713–738. ISSN: 0890-6955. DOI: [10.1016/S0890-6955\(99\)00080-2](https://doi.org/10.1016/S0890-6955(99)00080-2) (Verwendet auf S. 26).
- [197] KUHLMANN, A.: *Simulation eines mechatronischen Werkstückhalters*. Diplomarbeit. Magdeburg: Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2015 (Verwendet auf S. 26).
- [198] FÖLLINGER, O.; DÖRRSCHEIDT, F. und KLITTICH, M.: *Regelungstechnik. Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*. 8., überarbeitete Auflage. Bd. 1. 1994 (Verwendet auf S. 26, 27, 29, 66).
- [199] BEITZ, W. und GROTE, K. H.: *Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau*. 20. Aufl. 2001 (Verwendet auf S. 27).
- [200] BRECHER, C. und WECK, M.: *Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme 2: Konstruktion, Berechnung und messtechnische Beurteilung*. Springer-Verlag, 2017. ISBN: 3662465671 (Verwendet auf S. 27).
- [201] UNBEHAUEN, H.: *Regelungstechnik 2: Zustandsregelungen, digitale und nichtlineare Regelsysteme*. 9. Vieweg, 2007. ISBN: ISBN 3-528-73348-9 (Verwendet auf S. 28, 29).
- [202] LUTZ, H. und WENDT, W.: *Taschenbuch der Regelungstechnik*. 2., überarbeitete und erweiterte Auflage. Frankfurt am Main: Harri Deutsch, 1998. ISBN: 3817115520 (Verwendet auf S. 28).
- [203] LITZ, L.: *Grundlagen der Automatisierungstechnik: Regelungssysteme-Steuerungssysteme-Hybride Systeme*. Walter de Gruyter, 2013. ISBN: 3486719815 (Verwendet auf S. 28).

- [204] DIN IEC 60050-351:2014-09: *Internationales Elektrotechnisches Wörterbuch - Teil 351: Leittechnik*. 2014-09 (Verwendet auf S. 28).
- [205] ZUPERL, U.; CUS, F. und MILFELNER, M.: *Fuzzy control strategy for an adaptive force control in end-milling*. In: *Journal of Materials Processing Technology*, Bd. 164-165 (2005), S. 1472–1478. ISSN: 0924-0136. DOI: [10.1016/j.jmatprotec.2005.02.143](https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2005.02.143) (Verwendet auf S. 28).
- [206] BUDAK, E. und KOPS, L.: *Improving Productivity and Part Quality in Milling of Titanium Based Impellers by Chatter Suppression and Force Control*. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Bd. 49, Nr. 1 (2000), S. 31–36. ISSN: 0007-8506. DOI: [10.1016/S0007-8506\(07\)62890-X](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)62890-X) (Verwendet auf S. 28).
- [207] ZIEGLER, J. G. und NICHOLS, N. B.: *Optimum settings for automatic controllers*. In: *trans. ASME*, Bd. 64, Nr. 11 (1942) (Verwendet auf S. 29).
- [208] TAKAHASHI, Y.; CHAN, C. S. und AUSLANDER, D. M.: *Parametereinstellung bei linearen DDC-Algorithmen*. In: *at-Automatisierungstechnik*, Bd. 19, Nr. JG (1971), S. 237–244 (Verwendet auf S. 29).
- [209] SCHWENZER, M.; ADAMS, O.; KLOCKE, F.; STEMMLER, S. und ABEL, D.: *Model-based predictive force control in milling: determination of reference trajectory*. In: *Production Engineering*, Bd. 11, Nr. 2 (2017), S. 107–115. ISSN: 0944-6524. DOI: [10.1007/s11740-017-0721-z](https://doi.org/10.1007/s11740-017-0721-z). URL: <http://dx.doi.org/10.1007/s11740-017-0721-z> (Verwendet auf S. 29).
- [210] STEMMLER, S.; ABEL, D.; ADAMS, O. und KLOCKE, F.: *Model Predictive Feed Rate Control for a Milling Machine*. In: *8th IFAC Conference on Manufacturing Modelling, Management and Control MIM 2016*, Bd. 49, Nr. 12 (2016), S. 11–16. ISSN: 2405-8963. DOI: [10.1016/j.ifacol.2016.07.542](https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2016.07.542) (Verwendet auf S. 29).
- [211] KUMAR, A. und CHHABRA, D.: *Design of Neural Network Controller for Active Vibration control of Cantilever plate with piezo-patch as sensor/actuator*. In: *International Journal of Modern Engineering Research*, Bd. 3 (2013), S. 2481–2488 (Verwendet auf S. 29).
- [212] MAMDANI, E. H.: *Application of fuzzy algorithms for control of simple dynamic plant*. In: *Electrical Engineers, Proceedings of the Institution of*, Bd. 121, Nr. 12 (1974), S. 1585–1588. ISSN: 0020-3270. DOI: [10.1049/piee.1974.0328](https://doi.org/10.1049/piee.1974.0328) (Verwendet auf S. 29).

- [213] KIRK, D. E.: *Optimal control theory: an introduction*. Courier Dover Publications, 2012. ISBN: 0486135071 (Verwendet auf S. 29).
- [214] QIN, Y.; SHIRINZADEH, B.; ZHANG, D. und TIAN, Y.: *Design and kinematics modeling of a novel 3-DOF monolithic manipulator featuring improved Scott-Russell mechanisms*. In: *Journal of Mechanical Design*, Bd. 135, Nr. 10 (2013), S. 101004. ISSN: 1050-0472 (Verwendet auf S. 38).
- [215] MÖHRING, H.-C.; WIEDERKEHR, P.; LEREZ, C.; SCHMITZ, H.; GOLDAU, H. und CZICHY, C.: *Sensor Integrated CFRP Structures for Intelligent Fixtures*. In: *International Conference on System-Integrated Intelligence*. 2016 (Verwendet auf S. 39, 42, 45, 63, 111).
- [216] MÖHRING, H.-C.; LEREZ, C. und WIEDERKEHR, P.: *Aktive Schwingungskompensation bei der Bearbeitung dünnwandiger Bauteile*. In: *4SMARTS*. Hrsg. von WIEDEMANN, M. 2016 (Verwendet auf S. 41).
- [217] WIERACH, P.: *Elektromechanisches Funktionsmodul*. Pat. Nr. DE10051784C1. 2002 (Verwendet auf S. 44).
- [218] LUO, R. C.; YIH, C.-C. und SU, K. L.: *Multisensor fusion and integration: Approaches, applications, and future research directions*. In: *IEEE Sensors journal*, Bd. 2, Nr. 2 (2002), S. 107–119 (Verwendet auf S. 45).
- [219] DENKENA, B.; MÖHRING, H.-C. und LITWINSKI, K. M.: *Design of dynamic multi sensor systems*. In: *Production Engineering*, Bd. 2, Nr. 3 (2008), S. 327–331. ISSN: 0944-6524 (Verwendet auf S. 45).
- [220] NEUBER, H.: *Kerbspannungslehre: Grundlagen für genaue Spannungsrechnung*. Springer-Verlag, 2013. ISBN: 3662365650 (Verwendet auf S. 46).
- [221] DENKENA, B.; LITWINSKI, K. M.; BROUWER, D. und BOUJNAH, H.: *Design and analysis of a prototypical sensory Z-slide for machine tools*. In: *Production Engineering*, Bd. 7, Nr. 1 (2013), S. 9–14. ISSN: 0944-6524. DOI: [10.1007/s11740-012-0419-1](https://doi.org/10.1007/s11740-012-0419-1) (Verwendet auf S. 46).
- [222] LEREZ, C.; SIEBRECHT, T.; MÖHRING, H.-C. und KERSTING, P.: *Entwicklung eines intelligenten Werkstückhalters für die Fertigung dünnwandiger Bauteile*. In: *Smart, effizient, mobil : 12. Magdeburger Maschinenbau-Tage ; 30. September und 1. Oktober 2015*. Magdeburg, 2015. ISBN: 978-3-944722-26-9 (Verwendet auf S. 49, 52, 57, 61, 62, 102, 110).

- [223] BRUZZONE, A.; COSTA, H. L.; LONARDO, P. M. und LUCCA, D. A.: *Advances in engineered surfaces for functional performance*. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Bd. 57, Nr. 2 (2008), S. 750–769. ISSN: 0007-8506. DOI: [10.1016/j.cirp.2008.09.003](https://doi.org/10.1016/j.cirp.2008.09.003) (Verwendet auf S. 54, 112).
- [224] RICHARDSON, M. und SCHWARZ, B.: *Modal parameter estimation from operating data*. In: *Sound and vibration*, Bd. 37, Nr. 1 (2003), S. 28–39. ISSN: 1541-0161 (Verwendet auf S. 68).
- [225] BATHE, K. J. und ZIMMERMANN, P.: *Finite-Elemente-Methoden*. Springer, 2002. ISBN: 9783540668060 (Verwendet auf S. 69).
- [226] STELZMANN, U.; GROTH, C. und MÜLLER, G.: *FEM für Praktiker: Strukturdynamik*. Bd. 2. FEM für Praktiker. Renningen: expert verlag, 2002. ISBN: 3816918174 (Verwendet auf S. 70).
- [227] GUYAN, R. J.: *Reduction of stiffness and mass matrices*. In: *AIAA journal*, Bd. 3, Nr. 2 (1965), S. 380. ISSN: 0001-1452 (Verwendet auf S. 72).
- [228] SIEBRECHT, T.; ODENDAHL, S.; HENSE, R. und KERSTING, P.: *Interpolation Method for the Oscillator-Based Modeling of Workpiece Vibrations*. In: *Proceedings of the 3rd International Conference on Virtual Machining Process Technology*. Calgary, Canada, 20.5.-23.5.2014 (Verwendet auf S. 79, 102).
- [229] IEEE 1459-2010: *Definitions for the Measurement of Electric Power Quantities Under Sinusoidal, Nonsinusoidal, Balanced, or Unbalanced Conditions*. DOI: [10.1109/IEEESTD.2010.5439063](https://doi.org/10.1109/IEEESTD.2010.5439063) (Verwendet auf S. 80).
- [230] STURM, A. und FÖRSTER, R.: *Maschinen- und Anlagendiagnostik: Für die zustandsbezogene Instandhaltung*. Stuttgart: Teubner, 1990. ISBN: 978-3-519-06333-9 (Verwendet auf S. 82).
- [231] KESTER, W. A.: *Data conversion handbook*. Oxford, United Kingdom: Newnes, 2005. ISBN: 0750678410 (Verwendet auf S. 83).
- [232] STOICA, P. und MOSES, R. L.: *Spectral analysis of signals*. New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2005. ISBN: 0-13-113956-8 (Verwendet auf S. 84).

- [233] WELCH, P.: *The use of fast Fourier transform for the estimation of power spectra: A method based on time averaging over short, modified periodograms.* In: *IEEE Transactions on Audio and Electroacoustics*, Bd. 15, Nr. 2 (1967), S. 70–73. ISSN: 0018-9278. DOI: [10.1109/TAU.1967.1161901](https://doi.org/10.1109/TAU.1967.1161901) (Verwendet auf S. 85).
- [234] HARRIS, F. J.: *On the use of windows for harmonic analysis with the discrete Fourier transform.* In: *Proceedings of the IEEE*, Bd. 66, Nr. 1 (1978), S. 51–83. ISSN: 0018-9219 (Verwendet auf S. 85).
- [235] LUENBERGER, D. G.: *Observing the state of a linear system.* In: *IEEE transactions on military electronics*, Bd. 8, Nr. 2 (1964), S. 74–80. ISSN: 0536-1559 (Verwendet auf S. 92).
- [236] WEISSBACH, W.: *Werkstoffkunde: Strukturen, Eigenschaften, Prüfung.* 17. überarbeitete und aktualisierte Auflage. Wiesbaden: Springer-Verlag, 2010. ISBN: 3834807397 (Verwendet auf S. 98).
- [237] KÖNIG, W.: *Fertigungsverfahren 1: Drehen, Fräsen, Bohren.* Springer-Verlag, 2008. ISBN: 354035834X (Verwendet auf S. 99).
- [238] TOH, C. K.: *Vibration analysis in high speed rough and finish milling hardened steel.* In: *Journal of Sound and Vibration*, Bd. 278, Nr. 1 (2004), S. 101–115. ISSN: 0022-460X (Verwendet auf S. 99).
- [239] SHAN, C.; LV, X. und DUAN, W.: *Effect of tool Inclination Angle on the Elastic Deformation of Thin-walled Parts in Multi-axis Ball-end Milling.* In: *Procedia CIRP*, Bd. 56 (2016), S. 311–315. ISSN: 2212-8271 (Verwendet auf S. 100).
- [240] RAUTENBERG, J.: *Simultane fünfachsiges Fräsbearbeitung von Aluminiumstrukturbauteilen.* Vulkan-Verlag, 2010. ISBN: 3802787544 (Verwendet auf S. 100).
- [241] KO, T. J.; KIM, H. S. und LEE, S. S.: *Selection of the Machining Inclination Angle in High-Speed Ball End Milling.* In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Bd. 17, Nr. 3 (2001), S. 163–170. ISSN: 1433-3015. DOI: [10.1007/PL00003943](https://doi.org/10.1007/PL00003943). URL: <http://dx.doi.org/10.1007/PL00003943> (Verwendet auf S. 100).
- [242] SCHULZ, H.: *High-speed milling of dies and moulds—cutting conditions and technology.* In: *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, Bd. 44, Nr. 1 (1995), S. 35–38. ISSN: 0007-8506 (Verwendet auf S. 100).

-
- [243] HAN, S. G. und ZHAO, J.: *Effect of Tool Inclination Angle on Surface Quality in 5-Axis Ball-End Milling*. In: *Advanced Materials Research*, Nr. 97-101 (2010), S. 2080–2084. DOI: [10.4028/www.scientific.net/AMR.97-101.2080](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.97-101.2080) (Verwendet auf S. 100).
- [244] DENKENA, B. und TÖNSHOFF, H. K.: *Spanen: Grundlagen*. Springer-Verlag, 2011. ISBN: 3642197728 (Verwendet auf S. 100, 106).
- [245] LEREZ, C.; KÖNIG, W.; HEBECKER, T. und MÖHRING, H.-C.: *Development of an intelligent chuck system for the improved manufacturing of thin walled parts*. In: *Proceedings of the 16th international conference of the european society for precision engineering and nanotechnology*. Hrsg. von EUSPEN. 2016 (Verwendet auf S. 110).

