



Jonas Pichler, BSc

Dynamische Charakterisierung der IFT-Schleifmaschine und Schwingungsuntersuchungen bei der drehzahlsynchronen Bearbeitung

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades
Diplom-Ingenieur
Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Franz Haas
Institut für Fertigungstechnik

Zweitbetreuer

Dipl.-Ing. Thomas Spenger
Institut für Fertigungstechnik

Graz, September 2021

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche gekennzeichnet habe.

Statutory Declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, am.....

(Datum/date)

.....

(Unterschrift/signature)

Vorwort

Diese Masterarbeit entstand im Zuge meiner Mitarbeit im Projekt „Simulationsgestütztes Design von drehzahlsynchronen Finishprozessen (SynchroFinish) für Hochleistungswerkstoffe“ am Institut für Fertigungstechnik der TU Graz.

Dank gebührt Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Franz Haas für die Unterstützung und die ausgezeichnete, reibungslose Betreuung der gesamten Arbeit.

Des Weiteren möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Thomas Spenger für die tatkräftige Unterstützung bei der Planung und Durchführung dieser Arbeit bedanken. Bei Problemen und Unklarheiten hatte er stets ein offenes Ohr für mich und konnte mir durch sein fundiertes technisches Fachwissen weiterhelfen.

Ebenfalls bedanke ich mich bei Herrn Priv.-Doz. Dipl.-Ing. Dr.techn. Andreas Marn vom Institut für Maschinendynamik, für die Hilfe bei der Planung und Auswertung der Versuche. Er stand mir bei speziellen technischen Fragen zur Seite und unterstützte mich bei wichtigen Entscheidungen in der Versuchsplanung.

Auch bei Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Jörg Edler möchte ich mich für die tatkräftige Unterstützung bei der Versuchsauswertung bedanken. Er konnte mir durch sein technisches Fachwissen stets weiterhelfen.

Ein sehr großes Dankeschön möchte ich an meine Freundin Lisa für ihre Unterstützung während des gesamten Studiums aussprechen. Mein größter Dank gebührt meinen Eltern Anton und Rosa Maria, welche mir diese Ausbildung ermöglichten und für ihr Vertrauen und ihre Unterstützung in diesem Lebensabschnitt. Weiters bedanke ich mich bei all meinen Freunden, Kommilitonen und Arbeitskollegen für die aufregende Zeit.

Kurzfassung

Diese Arbeit umfasst die messtechnische Aufnahme und Charakterisierung der auftretenden Schwingungen beim Drehzahlsynchron-Schleifprozess. Aufgrund der spezifischen Prozesscharakteristika treten bei diesem innovativen Fertigungsverfahren teils ausgeprägte Schwingungserscheinungen auf, welche häufig in einer unzufriedenstellenden Oberflächenqualität resultieren. Um qualitativ hochwertige Schleifergebnisse zu erzeugen, ist eine angepasste Wahl der Schleifparameter und Prozesseinstellungen von hoher Relevanz.

Zur Charakterisierung der auftretenden Schwingungen werden in einem ersten Schritt die maschinendynamischen Eigenschaften der verwendeten IFT-Forschungsschleifmaschine in Form von Nachgiebigkeitsfrequenzgängen bestimmt. Aus diesen werden dominante Maschineneigenfrequenzen und Bereiche mit hoher Nachgiebigkeit abgeleitet.

Im Zuge weiterführender Versuchsdurchführungen werden auftretende Schwingungen im Stillstand und Leerlauf detektiert. Aus den Ergebnissen der Leerlaufversuche kann schlussgefolgert werden, dass die Unwuchtanregung beim Drehzahlsynchron-Schleifprozess, bedingt durch die notwendige hohe Werkstückspindel-Drehzahl, eine wesentliche Rolle bei der Schwingungsanregung einnimmt.

Des Weiteren werden Schwingungsmessungen beim Drehzahlsynchron-Schleifen von runden und unrunder (P3G) Werkstücken durchgeführt. Dabei werden definierte Prozesseinstellungen und Schleifparameter variiert, um deren Einfluss auf das Schwingungsverhalten zu bestimmen. Bei ausgewählten Werkstücken wird die geschliffene Kontur taktil vermessen, um die auftretenden Welligkeiten zu identifizieren und diese in weiterer Folge den Ergebnissen der Schwingungsuntersuchungen gegenüberzustellen.

Es wird beobachtet, dass beim Drehzahlsynchron-Schleifprozess in erster Linie Eigenfrequenzen der Werkstückspindel angeregt werden, welche mit einem Vielfachen der Werkstückspindel-Drehfrequenz zusammenfallen. Häufig kommt es dabei zu einer ausgeprägten Übertragung der Schwingungen auf die Werkstückkontur.

Welche Eigenfrequenzen wie stark angeregt werden hängt insbesondere von der Einstichposition am Werkstück und dem verwendeten Drehzahlverhältnis ab. Die Untersuchungsergebnisse zeigen, dass sowohl beim drehzahlsynchronen Rund- als auch beim Unrundscheifprozess ein vergleichbares Schwingungsverhalten vorherrscht, wobei die auftretenden Schwingungen beim drehzahlsynchronen Unrundscheifprozess zusätzlich von der zu fertigenden Werkstückkontur beeinflusst werden.

Abstract

This work comprises the metrological recording and characterization of the vibrations occurring in the RPM-Synchronous Grinding process. Due to the specific process characteristics, pronounced vibration phenomena occur in this innovative manufacturing process, which often result in an unsatisfactory surface quality. In order to produce high-quality grinding results, an adapted choice of grinding parameters and process settings is of high relevance.

In order to characterize the occurring vibrations, the machine dynamic properties of the IFT research grinding machine used are determined in the form of compliance frequency responses in a first step. From these, dominant machine natural frequencies and areas of high compliance are derived.

In the course of further tests, vibrations occurring at standstill and idle are detected. From the results of the idle tests, it can be concluded that the unbalance excitation plays a significant role in the vibration excitation during the RPM-Synchronous Grinding process, due to the necessary high workpiece spindle speed.

Furthermore, vibration measurements are carried out during RPM-Synchronous Grinding of circular and non-circular (P3G) workpieces. Defined process settings and grinding parameters are varied to determine their influence on the vibration behavior. For selected workpieces, the ground contour is measured tactilely in order to identify the occurring waviness and subsequently compare this with the results of the vibration tests.

It is observed that during the RPM-Synchronous Grinding process, primarily natural frequencies of the workpiece spindle are excited, which coincide with a multiple of the workpiece spindle rotational frequency. This often results in a pronounced transmission of the vibrations to the workpiece contour.

Which natural frequencies are excited and to what extent depends in particular on the insertion position on the workpiece and the speed ratio used. Furthermore, it is shown that comparable vibration behavior prevails in both synchronous circular and non-circular grinding processes. In the case of manufacturing non-circular workpiece geometries with the RPM-Synchronous Non-Circular Grinding process, the vibrations that occur are additionally influenced by the workpiece contour.

Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$A_0/A_n/B_n$	-	Koeffizienten der Fourierschen Reihe
c	kg/s	Geschwindigkeitsproportionale Dämpfungskonstante
d	mm	Achsabstand
d_1	mm	Gleichdickdurchmesser
d_2	mm	Maximal einhüllender Durchmesser
d_3	mm	Grundkreisdurchmesser
D	-	Dämpfungsmaß
e	mm	Hub
$E_i(j\omega)$	-	Komplexes Energiespektrum des Signals i
f	Hz	Frequenz
f_n	Hz	Eigenfrequenz des ungedämpften Systems
f_R	Hz	Resonanzfrequenz
f_{max}	Hz	Maximale Frequenz des Signals
f_s	Hz	Abtastfrequenz
f_{nyq}	Hz	Nyquistfrequenz
F	N	Kraft
F_i	N	Kraft in Richtung i
F_{dyn}	N	Dynamischer Kraftanteil
F_{stat}	N	Statischer Kraftanteil
\hat{F}	N	Kraftamplitude
$G(j\omega)$	$\mu\text{m}/\text{N}$	Komplexer Nachgiebigkeitsfrequenzgang
$G_1(j\omega)$	$\mu\text{m}/\text{N}$	Nach der H1-Methode berechneter Nachgiebigkeitsfrequenzgang
$G_2(j\omega)$	$\mu\text{m}/\text{N}$	Nach der H2-Methode berechneter Nachgiebigkeitsfrequenzgang
$G_V(j\omega)$	$\mu\text{m}/\text{N}$	Nach der HV-Methode berechneter Nachgiebigkeitsfrequenzgang
$\bar{G}_i(j\omega)$	$\mu\text{m}/\text{N}$	Gemittelter Nachgiebigkeitsfrequenzgang
Hi	-	Harmonische i -ter Ordnung
i_g	-	Drehzahlverhältnis beim Schleifen (Grinding)
j	-	Imaginäre Einheit
k	N/m	Federsteifigkeit
m	kg	Masse
n	-	Summenindex
n_{SSP}	min^{-1}	Schleifspindeldrehzahl
n_{WSSP}	min^{-1}	Werkstückspindeldrehzahl
N	-	Bit-Anzahl
$r_g(\varphi, z)$	mm	Parameterkoordinate Schleifscheibenkontur
$r_w(\psi, z)$	mm	Parameterkoordinate Werkstückkontur
$Re\{z\}$	-	Realteil von z
$Im\{z\}$	-	Imaginärteil von z

$S_i(j\omega)$	-	komplexes Leistungsspektrum des Signals i
$S_i^*(j\omega)$	-	Konjugiert komplexes Leistungsspektrum des Signals i
$S_{ik}(j\omega)$	-	Komplexes Kreuzleistungsspektrum zwischen dem Signal i und k
$\overline{S_{ik}}(j\omega)$	-	Gemitteltes komplexes Kreuzleistungsspektrum zwischen dem Signal i und k
t	s	Zeit
T	s	Integrationsdauer
T	s	Periodendauer
T_0	s	Periodendauer der niedrigsten auftretenden Frequenz
x	m	Auslenkung
x_{dyn}	m	Dynamischer Auslenkungsanteil
x_{stat}	m	Statischer Auslenkungsanteil
\dot{x}	m/s	Geschwindigkeit
\ddot{x}	m/s ²	Beschleunigung
\hat{x}	m	Auslenkungsamplitude
x_{0i}	m	Amplitude der Teilschwingung i
γ_{ij}	-	Kohärenzfunktion zwischen dem Signal i und j
δ	%	prozentuale Amplitudenabweichung
φ	rad	Phasenverschiebung
ω	s ⁻¹	Kreisfrequenz
ω_0	s ⁻¹	Grundkreisfrequenz
ω_n	s ⁻¹	Ungedämpfte Eigenkreisfrequenz
$\Delta\omega$	s ⁻¹	Kreisfrequenzunterschied der Teilschwingungen

Abkürzungen

A/D	Analog/Digital	IFT	Institut für Fertigungstechnik
Abb.	Abbildung	MatLab	Matrix Laboratory
Cr	Chrom	P3G	Dreieck-Polygon
DBF	Dreibackenfutter	PAM	Pulsamplitudenmodulation
DF	Drehfrequenz	PC	Personal Computer
DIN	Deutsches Institut für Normung	PCM	Pulscodemodulation
E1	Einstichposition 1	RS	Reitstock
E2	Einstichposition 2	SSP	Schleifspindel
EF	Eigenfrequenz	Tab.	Tabelle
FFT	Fast Fourier-Transformation	TU	Technische Universität
GST	Gesellschaft für Schleiftechnik	USB	Universal Serial Bus
HRC	Härte Rockwell (Härteskala C)	WSSP	Werkstückspindel

Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung	1
1.1.	Motivation.....	1
1.2.	Aufgabenstellung	1
1.3.	Struktur der Arbeit.....	2
2.	Drehzahlsynchron-Schleifprozess	3
3.	Schwingungen	5
3.1.	Einteilung nach deren Zeitverlauf.....	5
3.2.	Einteilung nach deren Entstehungsmechanismus.....	7
3.3.	Schwingungen bei Schleifmaschinen.....	9
3.3.1.	Autonome Schwingungen beim Schleifprozess	9
3.3.2.	Heteronome Schwingungen beim Schleifprozess	10
3.4.	Instabiler Bearbeitungsprozess	11
4.	Dynamisches Verhalten von Werkzeugmaschinen.....	14
4.1.	Allgemeine Betrachtung anhand eines Einmassenschwingers	14
4.2.	Darstellung des Nachgiebigkeitsfrequenzganges.....	16
4.3.	Mehrmassenschwinger.....	19
4.4.	Ermittlung Nachgiebigkeitsfrequenzgang	20
4.4.1.	Systemannahmen	21
4.4.2.	Fourier-Transformation	22
4.4.3.	Grundgleichungen zur Bestimmung des Frequenzganges	23
4.4.4.	Kohärenz	25
5.	Grundlagen der Signalverarbeitung	27
5.1.	Signalaufnahme und -aufbereitung.....	27
5.2.	A/D-Wandlung beziehungsweise Digitalisierung	28
5.3.	Signalanalyse, -darstellung und -speicherung.....	31
6.	Versuchsaufbau	32
6.1.	Schleifmaschine.....	32
6.2.	Werkstücke	32

6.3.	Messmittel.....	34
6.3.1.	Schwingungsmess-Sensorik.....	34
6.3.2.	Konturmessgerät.....	36
7.	Ermittlung des Nachgiebigkeitsfrequenzganges mittels Impulshammer.....	39
7.1.	Versuchsplanung und Messaufbau.....	39
7.2.	Durchführung und Auswertung.....	41
7.3.	Ergebnisse und Interpretation.....	48
8.	Schwingungsmessungen.....	52
8.1.	Sensorposition.....	52
8.2.	Stillstandversuche.....	53
8.3.	Leerlaufversuche.....	56
8.3.1.	Versuchsplanung und -durchführung.....	56
8.3.2.	Auswertung.....	58
8.4.	Rundschleifversuche.....	63
8.4.1.	Versuchsplanung und -durchführung.....	63
8.4.2.	Auswertung.....	65
8.4.2.1.	Konventionelle Rundschleifversuche.....	65
8.4.2.2.	Drehzahlsynchrone Rundschleifversuche.....	68
8.4.3.	Zusammenfassung Rundschleifversuche.....	78
8.5.	Unrundschleifversuche.....	80
8.5.1.	Versuchsplanung und -durchführung.....	80
8.5.2.	Auswertung.....	81
9.	Zusammenfassung und Ausblick.....	86
10.	Abbildungsverzeichnis.....	88
11.	Tabellenverzeichnis.....	92
12.	Literaturverzeichnis.....	93
13.	Anhang.....	96

1. Einleitung

1.1. Motivation

Im Zuge der Erforschung des Drehzahlsynchron-Schleifprozesses am IFT wurden viele Rund- und Unrundscheifversuche durchgeführt. Durch Optimierung der Prozesseinstellungen konnten Werkstücke geschliffen werden, welche die vorgegebenen Maß- und Formtoleranzen zufriedenstellend erfüllten. Je nach Prozessparameterwahl traten jedoch teilweise starke Schwingungserscheinungen beim Schleifprozess auf. Diese resultierten häufig in einer unzufriedenstellenden Oberflächenqualität der Schleifoberfläche in Form von unerwünschten Facetten. Da Schleifen in der Industrie typischerweise für Fein- und Fertigbearbeitungen verwendet wird, sind derartige Oberflächenausbildungen unzulässig.

Durch die verfahrensbedingte Drehzahlkopplung stellt der Drehzahlsynchron-Schleifprozess einen dynamischen Sonderfall dar. Einerseits sind, verglichen zum konventionellen Schleifprozess, deutlich erhöhte Werkstückdrehzahlen notwendig. Andererseits kann davon ausgegangen werden, dass das ständige Aufeinandertreffen derselben Kornschneiden der Schleifscheibe auf dieselben Werkstückbereiche zu einer Schwingungsanregung führt.

Da die Dynamik des Drehzahlsynchron-Schleifprozesses bis dato nur wenig erforscht worden ist, gestaltet sich die Prozessparameterwahl entsprechend herausfordernd und erfolgt zumeist auf Basis von Erfahrungswerten. Da diese Prozessparameter die Dynamik maßgeblich beeinflussen, gibt es in diesem Bereich enormes Optimierungspotential. Die Prozessparameter müssen vor allem auf die dynamischen Eigenschaften der verwendeten Schleifmaschine abgestimmt werden, sodass eine unerwünschte Anregung der Eigenfrequenzen vermieden beziehungsweise reduziert wird. Dies resultiert in geringeren Schwingungen und einer verbesserten Oberflächenqualität.

1.2. Aufgabenstellung

Im Fokus stehen die Ermittlung und Charakterisierung der auftretenden Schwingungen beim Drehzahlsynchron-Schleifen von runden und unrundern Werkstücken.

In einem ersten Schritt soll das dynamische Verhalten der IFT-Forschungsschleifmaschine in Form von Nachgiebigkeitsfrequenzgängen messtechnisch ermittelt werden. Daraus sollen sowohl für die Schleifspindel als auch für die Werkstückspindel die dominierenden Eigenfrequenzen und Frequenzbereiche mit hoher Nachgiebigkeit bestimmt werden.

In einem zweiten Schritt sollen die auftretenden Schwingungen an der Schleifmaschine im Stillstand, Leerlauf und beim Schleifen von runden und unrundern Werkstücken messtechnisch aufgezeichnet und ausgewertet werden. Für die Schleifversuche werden unterschiedliche

Prozesseinstellungen und Schleifparameter verwendet, um Aussagen über deren Einfluss auf die Dynamik treffen zu können. Zusätzlich soll von einzelnen geschliffenen Werkstücken eine Konturvermessung durchgeführt werden, um die entstehenden Welligkeiten an der Kontur zu bestimmen.

Die Ergebnisse der Schwingungs- und Konturvermessungen sollen idealerweise mit den ermittelten Nachgiebigkeitsfrequenzgängen der Schleifmaschine verknüpft werden, sodass eine Charakterisierung der Schwingungen ermöglicht wird und kritische Eigenfrequenzanregungen ersichtlich gemacht werden.

1.3. Struktur der Arbeit

Kapitel 2 bis 5 beinhalten notwendige theoretische Grundlagen und Kapitel 6 bis 8 Randbedingungen und Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen.

In Kapitel 2 wird der Drehzahlsynchron-Schleifprozess und seine spezifischen Eigenschaften beschrieben. Dabei wird auf den aktuellen Stand der Erforschung dieses innovativen Schleifprozesses eingegangen. Anschließend erfolgen in Kapitel 3 grundlegende Erklärungen zu Schwingungen und deren Einteilung nach dem Zeitverlauf und Entstehungsmechanismus. Es werden übliche Schwingungsursachen näher erläutert, welche insbesondere beim Schleifprozess auftreten können. Das dynamische Verhalten von Werkzeugmaschinen ist Gegenstand von Kapitel 4. Darin werden die Berechnung, Darstellung und konkrete Ermittlung des Nachgiebigkeitsfrequenzganges behandelt. Kapitel 5 beinhaltet die Grundlagen der Signalverarbeitung, worin alle wesentlichen Schritte erläutert werden, welche für eine korrekte Signalverarbeitung notwendig sind.

In Kapitel 6 wird detailliert auf die verwendete IFT-Forschungsschleifmaschine, die Werkstücke und die Messmittel eingegangen. Letztere beinhalten die Schwingungsmess-Sensorik und das Konturmessgerät. Kapitel 7 beschäftigt sich mit der messtechnischen Ermittlung des Nachgiebigkeitsfrequenzganges mittels Impulshammer. Kapitel 8 beschreibt detailliert die durchgeführten Schwingungsmessungen an der Schleifmaschine. Diese setzen sich aus Stillstand- Leerlauf- und Schleifversuchen zusammen.

2. Drehzahlsynchron-Schleifprozess

Beim Drehzahlsynchron-Schleifen handelt es sich um ein Schleifverfahren, wo Werkstück- und Schleifscheibendrehzahl in einem definierten Verhältnis miteinander gekoppelt sind. Dieses Drehzahlverhältnis i_g kann sowohl positiv (Gleichlaufschleifen) als auch negativ (Gegenlaufschleifen) sein. Dadurch treffen immer dieselben Kornschneiden der Schleifscheibe auf dieselben Werkstückbereiche. Diese Besonderheit bringt, verglichen zum konventionellen Schleifprozess, abweichende Eigenschaften des Schleifergebnisses mit sich. Durch die Verwendung einer unrunder Schleifscheibe können neben runden auch unrunde Werkstücke durch einen Einstechschleifvorgang drehzahlsynchron geschliffen werden (Abb. 1). Dabei ist die benötigte Schleifscheibenkontur $r_g(\varphi, z)$ eine Funktion der Werkstückkontur $r_w(\psi, z)$, des Drehzahlverhältnisses i_g und des Achsabstandes d . Auf eine translatorische Pendelhubbewegung der Schleifspindel, wie typischerweise bei konventioneller Unrundbearbeitung realisiert, kann gänzlich verzichtet werden.

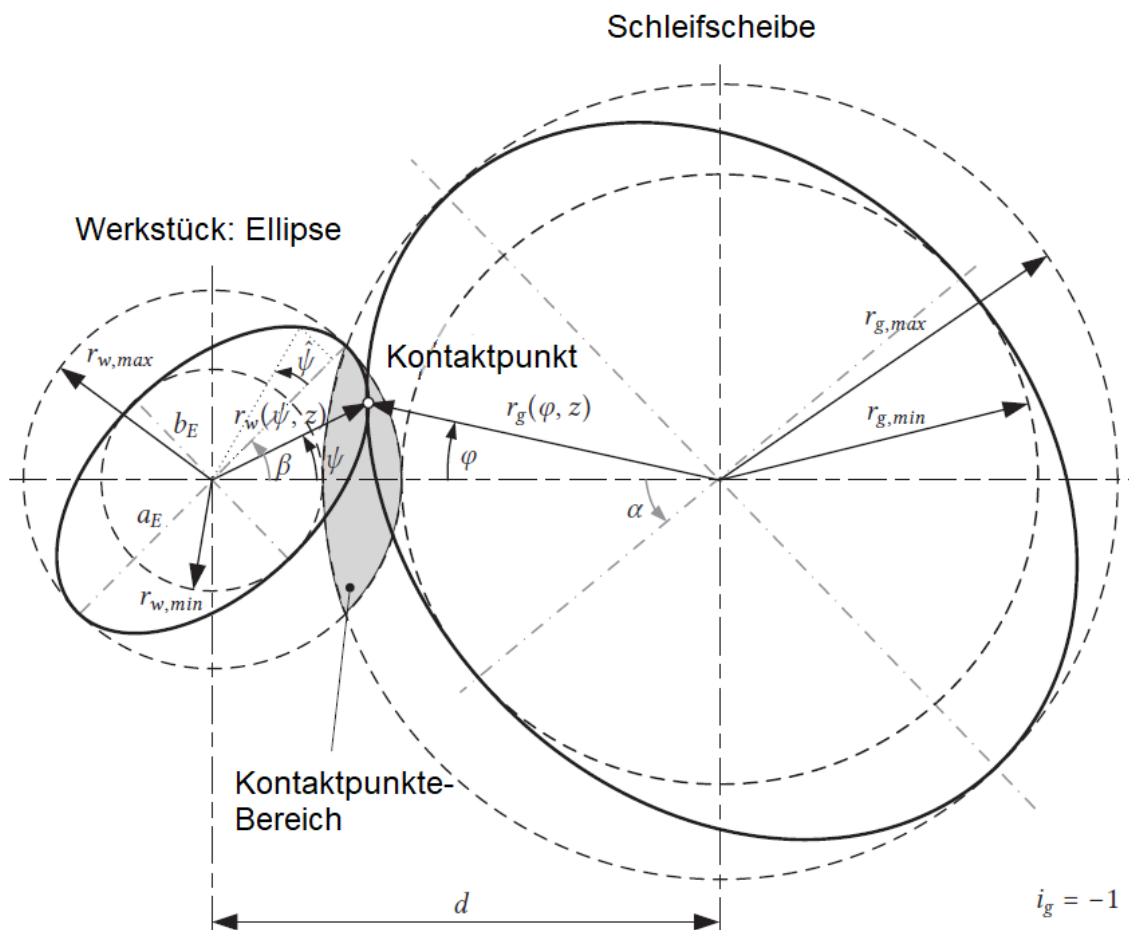


Abb. 1: Fertigung eines unrunder Werkstücks durch drehzahlsynchrones Schleifen, Quelle: Steffan/Spenger/Haas (2017), S. 4 (leicht modifiziert).

In umfangreichen experimentellen Versuchsdurchführungen an der IFT-Forschungsschleifmaschine wird der Drehzahlsynchron-Schleifprozess bereits hinsichtlich unterschiedlichster Prozesscharakteristiken genauer untersucht, optimiert und dem konventionellen Schleifprozess gegenübergestellt. Dabei werden verschiedenste Prozessstrategien und Schleif- und Abrichtparameter zur Fertigung von runden sowie unrunder Werkstücke verwendet. Durch geeignete Anpassung spezifischer Prozessparameter gelang es die vorgegebenen Maß- und Formtoleranzen zu erfüllen. Das Schleifergebnis war dennoch nicht immer zufriedenstellend, da sich einerseits die Oberflächenkennwerte außerhalb der Vorgaben befanden und andererseits unzulässige Oberflächenstrukturen (Facetten) auftraten.

Vor allem Schwingungserscheinungen sind vielfach eine Ursache für unzufriedenstellende Oberflächenqualitäten.^{1,2}

Die Prozessdynamik und das Schwingungsverhalten des Drehzahlsynchron-Schleifprozesses stellt einen Sonderfall dar.

Bedingt durch dynamische Aspekte werden beim Schleifprozess ganzzahlige Drehzahlverhältnisse vermieden.³

Da beim Drehzahlsynchron-Schleifprozess verfahrensbedingt oftmals ganzzahlige Drehzahlverhältnisse erforderlich sind, ist es notwendig die Dynamik durch optimierte Prozesseinstellungen zu verbessern, um qualitativ hochwertige Schleifergebnisse zu erzeugen.

¹ Vgl. Weck/Brecher (2006), S. 195.

² Vgl. Uhlmann (2008), Onlinequelle [Stand 30.08.2021].

³ Vgl. Lierse (2020), S. 45 ff.

3. Schwingungen

Die in diesem Kapitel angeführten Begriffserklärungen und Einteilungen der Schwingungen (Kapitel 3.1 und 3.2) erfolgen in Anlehnung an die Norm DIN 1311-1⁴. Diese definiert eine Schwingung als eine zeitliche Änderung einer Zustandsgröße eines Systems, welche in der Regel abwechselnd zu- und abnimmt.

Schwingungsvorgänge von mechanischen Systemen können durch mechanische Zustandsgrößen beschrieben werden.⁵

Diese können eingeteilt werden in:⁶

- **Kinematische Zustandsgrößen:** Für translatorische Bewegungen sind dies die Auslenkung, die Geschwindigkeit und die Beschleunigung. Bei rotatorischer Bewegung analog dazu der Winkel, die Winkelgeschwindigkeit und die Winkelbeschleunigung.
- **Dynamische Zustandsgrößen:** Dazu zählen Schnittreaktionen wie beispielsweise Normalkraft, Querkraft, Biege- und Torsionsmomente.
- **Deformatorische Zustandsgrößen:** Deformationen, also Dehnungen und Schubverzerrungen, können zur Beschreibung eines schwingungsfähigen Systems herangezogen werden.

In dieser Arbeit wird das betrachtete mechanische System (IFT-Forschungsschleifmaschine) ausschließlich mit kinematischen Zustandsgrößen beschrieben. Bei allen durchgeführten Messungen wird ein Beschleunigungssignal aufgenommen, welches durch eine geeignete Signalverarbeitung in die gewünschte Form umgerechnet wird.

Schwingungen können nach verschiedenen Gesichtspunkten klassifiziert und unterteilt werden. Die wichtigsten sind jene nach dem Zeitverlauf und nach dem Entstehungsmechanismus, auf welche in den nachfolgenden Unterkapiteln näher eingegangen wird.

3.1. Einteilung nach deren Zeitverlauf

Schwingungen können nach deren Zeitverlauf in deterministische und stochastische Schwingungen unterteilt werden. Deterministische Schwingungen haben einen vorgegebenen zeitlichen Verlauf und lassen sich durch eine mathematische Funktion beschreiben. Deterministische Schwingungen werden deshalb auch als funktional beschreibbare Schwingungen bezeichnet. Stochastische Schwingungen sind dagegen nicht vorhersehbar

⁴ Vgl. DIN 1311-1 (2000), S. 2 ff.

⁵ Vgl. Magnus/Popp/Sextro (2021), S. 1.

⁶ Vgl. Kuttner/Rohnen (2019), S. 3.

und haben einen zufälligen zeitlichen Verlauf. Diese werden auch als regellose Schwingungen oder Zufallsschwingungen bezeichnet.

Sowohl die deterministischen als auch die stochastischen Schwingungen können in weitere Unterkategorien unterteilt werden. Abb. 2 zeigt die ganzheitliche Unterteilung der Schwingungen nach deren Zeitverlauf.

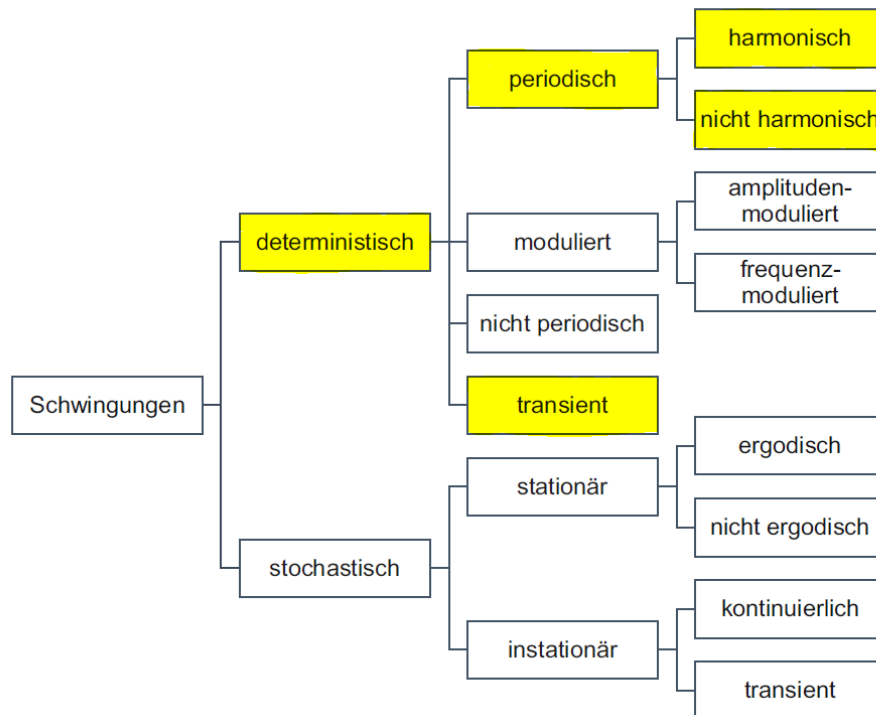


Abb. 2: Einteilung der Schwingungen nach deren Zeitverlauf, Quelle: Kuttner/Rohnen (2019), S. 4 (leicht modifiziert).

Im Zuge dieser Arbeit sind lediglich einzelne Unterkategorien der deterministischen Schwingungen von Interesse. Diese sind in Abb. 2 gelb markiert und werden im Folgenden kurz aufgegriffen. Auf eine Beschreibung der stochastischen Schwingungen wird verzichtet.

Wichtigste Untergruppe der deterministischen Schwingungen sind die sogenannten periodischen Schwingungen. Diese haben die charakteristische Eigenschaft, dass sich der Funktionsverlauf nach einer Periodendauer wiederholt. Ein Sonderfall der periodischen Schwingungen sind die sogenannten harmonischen Schwingungen. Dabei handelt es sich um Schwingungen, welche durch eine Sinus- oder Cosinus-Funktion, deren Argument eine lineare Funktion der Zeit ist, beschrieben werden können. Sie werden deshalb in der Literatur häufig als Sinus-Schwingungen bezeichnet.

Der Unterschied zwischen einer periodischen (nicht harmonischen) und einer periodisch harmonischen Schwingung wird in Abb. 3 veranschaulicht. Darin ist links eine periodische Schwingung und rechts eine harmonische Schwingung dargestellt. Periodische (nicht

harmonische) Schwingungen können durch eine harmonische Analyse (Fourier-Reihe, siehe Kapitel 5.3) als Summe von harmonischen Schwingungen dargestellt werden.

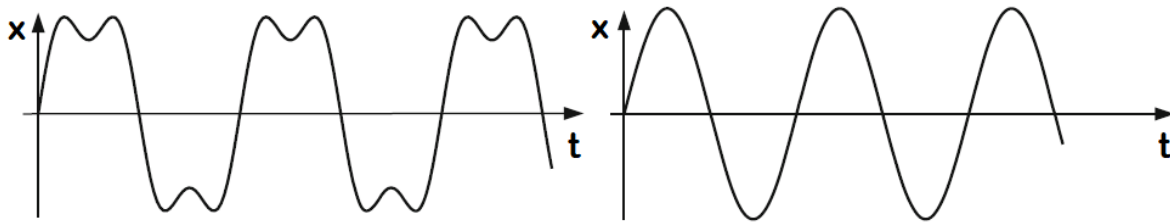


Abb. 3: Periodische Schwingung (links) und harmonische Schwingung (rechts), Quelle: Freymann (2011), S. 4 (leicht modifiziert).

Eine weitere Untergruppe der deterministischen Schwingungen sind die transienten (aus dem lat. transire „vorbeigehen“) Schwingungen. Diese stellen den Übergang zwischen zwei Zuständen dar. Als Beispiel dafür können Einschwingvorgänge (Abb. 4), aber auch Sprung- und Impulsantworten, genannt werden. Demzufolge erzeugt ein Impulshammer eine transiente Schwingung. Detaillierte diesbezügliche Beschreibungen sind in Kapitel 6.3.1 enthalten.

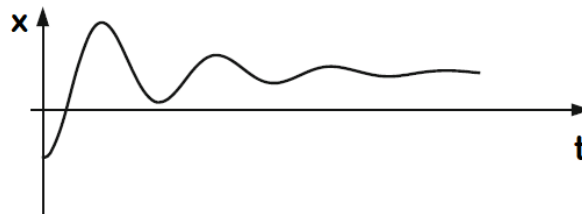


Abb. 4: Transiente Schwingung, Quelle: Freymann (2011), S. 4 (leicht modifiziert).

3.2. Einteilung nach deren Entstehungsmechanismus

Schwingungen von linearen schwingungsfähigen Systemen können entsprechend Abb. 5 unterschiedlichen Entstehungsmechanismen zugeordnet werden.

Autonome Schwingungen sind dadurch charakterisiert, dass das schwingungsfähige System selbst die Frequenz der Zeitfunktion, mit der es schwingt, bestimmt. Ist das System linear, schwingt es mit seinen Eigenfrequenzen (Erklärungen siehe Kapitel 4.1), welche durch die Systemeigenschaften bestimmt sind. Autonome Schwingungen können weiter in freie Schwingungen und selbsterregte Schwingungen unterteilt werden.

Von freier Schwingung (auch Eigenschwingung genannt) spricht man, wenn ein schwingungsfähiges System ausgehend von einem Ausgangszustand sich selbst überlassen wird. Es wird keine Energie von außen ins System eingebracht und bedingt durch die immer vorhandene Dämpfung im System klingt die Schwingung ab. Die Anregung eines Systems

mittels Impulshammer erzeugt eine solche freie Schwingung. Der erzeugte Impuls kann dabei als Ausgangszustand betrachtet werden.

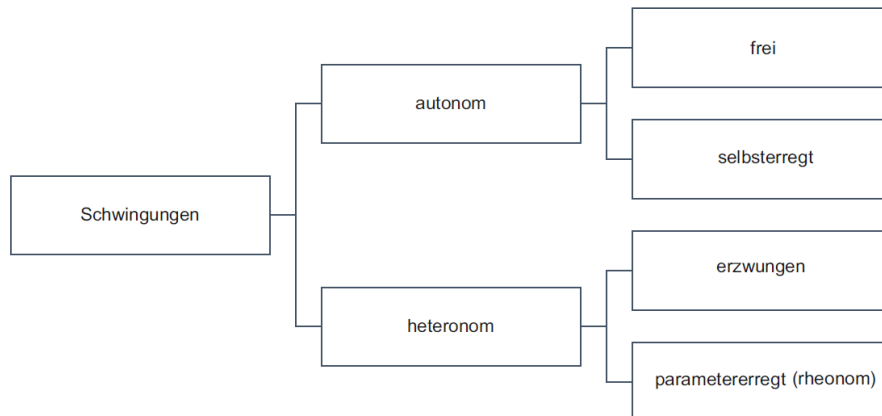


Abb. 5: Einteilung von Schwingungen nach deren Entstehungsmechanismus, Quelle: Kuttner/Rohnen (2019), S. 7 (leicht modifiziert).

Die selbsterregte Schwingung ist dadurch gekennzeichnet, dass das System von einem bestimmten Ausgangszustand startet, zusätzlich aber noch Energie von außen ins System eingebracht wird. Es wird eine Energiequelle benötigt, welche die Schwingung aufrechterhält. Als konkretes Beispiel sind hier Schwingungen beim Schleifprozess zu nennen. Die Anfangsbedingung ist das erste Einstechen ins Werkstück und über die Bearbeitungsstelle wird Energie in das System übertragen.

Analog zu den autonomen Schwingungen sind heteronome Schwingungen dadurch charakterisiert, dass die Frequenzen der Zeitfunktion, mit denen das schwingungsfähige System schwingt, durch äußere Einwirkungen verursacht beziehungsweise bestimmt werden. Dies bedeutet, dass das System mit den Frequenzen der äußeren Einwirkungen schwingt. Bei erzwungenen Schwingungen können beim Einschwingvorgang zusätzlich noch Eigenschwingungen des Systems auftreten. Heteronome Schwingungen können weiter in erzwungene und parametererregte Schwingungen unterteilt werden.

Erzwungene Schwingungen werden durch äußere Anregungen hervorgerufen. Charakteristisch für erzwungene Schwingungen ist, dass diese äußeren Anregekräfte auch vorhanden sind, wenn das System nicht schwingt. Schwingungen, die durch einen ungewichtigen Antrieb erzeugt werden, sind ein einfaches Beispiel für erzwungene Schwingungen. Dabei schwingt das System im eingeschwungenen Zustand mit der Drehfrequenz des Antriebes.

Parametererregte Schwingungen entstehen hingegen durch die zeitliche Änderung eines oder mehrerer Parameter im schwingungsfähigen System. Zusätzlich ist eine Auslenkung aus der Gleichgewichtslage notwendig.

3.3. Schwingungen bei Schleifmaschinen

Bei allen Bearbeitungsvorgängen in Werkzeugmaschinen treten dynamische Abweichungen von den vorgegebenen Arbeitsbewegungen zwischen Werkzeug und Werkstück auf. Diese Schwingungserscheinungen können, wie in Kapitel 3.2 beschrieben, in autonom oder heteronom hervorgerufene Schwingungen unterteilt werden. In der Praxis ist eine genaue Unterteilung häufig sehr schwierig, da die Grenzen oftmals fließend sind. Tab. 1 zeigt eine Auflistung der wichtigsten autonomen und heteronomen Schwingungsursachen, welche bezogen auf den Schleifprozess, häufig auftreten.

Tab. 1: Wichtige Schwingungsursachen an Schleifmaschinen, Quelle: Eigene Darstellung, in Anlehnung an Weck/Brecher (2006), S. 201.

Autonome Schwingungen Schwingung mit Eigenfrequenzen	Heteronome Schwingungen Schwingung mit Anregungsfrequenz
Regenerativereffekt	Wechselnde Schnittkräfte
Lagekopplung	Über das Fundament eingeleitete Störkräfte
-	Unwuchten/Lagerfehler/Zahneingriffsstoß

In den nachfolgenden Kapiteln 3.3.1 und 3.3.2 wird genauer auf die in Tab. 1 dargestellten Schwingungsursachen beim Schleifprozess anhand von Beispielen eingegangen.

3.3.1. Autonome Schwingungen beim Schleifprozess

Häufigste Ursache für autonome Schwingungen beim Schleifprozess ist der sogenannte Regenerativereffekt. Dieser tritt generell bei den meisten Zerspanungsprozessen mit drehendem Werkstück auf. Der dynamische Verlauf beim Regenerativereffekt ist in Abb. 6 zum besseren Verständnis am Drehprozesses erklärt.

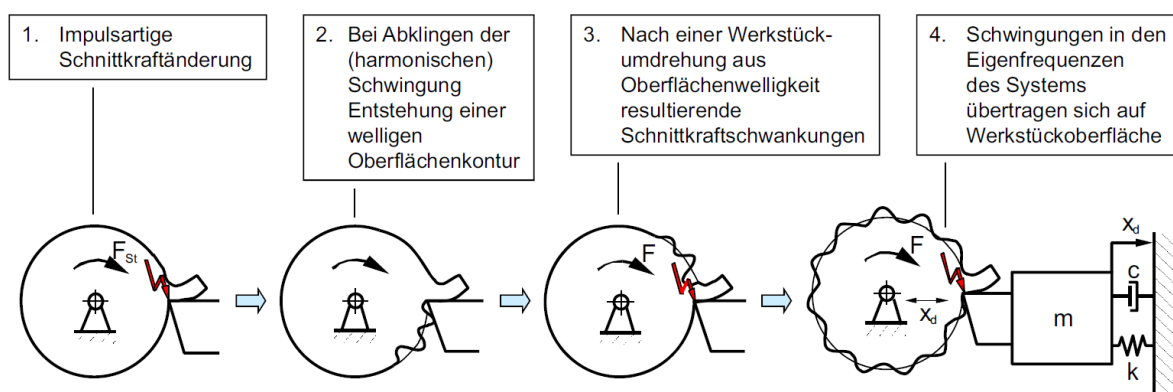


Abb. 6: Regenerativereffekt am Beispiel des Drehprozesses, Quelle: Weck/Brecher (2017), S. 631.

Ausgangspunkt des Regenerativeffekts ist stets eine impulsartige Schnittkraftänderung, beispielsweise das erste Einstechen ins Werkstück oder ein über das Maschinenfundament eingeleiteter Stoß. Diese Schnittkraftschwankungen klingen durch die Werkzeugmaschinenendämpfung ab, erzeugen jedoch eine wellige Oberflächenkontur auf dem Werkstück. Diese Oberflächenwelligkeiten kehren nach einer Werkstückumdrehung zurück an den Bearbeitungspunkt und erzeugen dabei erneute Schnittkraftschwankungen. Sind Systemdämpfung und dynamische Maschinensteifigkeit zu gering, um die Schnittkraftschwankungen zu kompensieren, beginnt das System in den Eigenfrequenzen zu schwingen und die Schwingungen werden auf die Werkstückkontur übertragen. Dadurch kann sich ein instabiler Bearbeitungsprozess (siehe Kapitel 3.4) ausbilden.

Der Schleifprozess stellt bezüglich des Regenerativeffektes einen Spezialfall dar. Bedingt durch die weiche Bindungsart der Schleifscheibe, kann es beim Schleifprozess zu einer Schleifscheibenabtragung kommen. Dadurch kann der Regenerativeffekt sowohl am Werkstück als auch an der Schleifscheibe auftreten.

Eine weitere Ursache für autonome Schwingungen ist die sogenannte Lagekopplung. Sie tritt bei Systemen höherer Ordnung, also bei gekoppelten Systemen, auf. Grundvoraussetzung dafür ist, dass die einzelnen Eigenfrequenzen des gekoppelten Systems sehr nahe beieinander liegen. Die Eigenschwingungen können sich dabei so beeinflussen, dass der Prozess instabil wird. Wichtiges Charakteristikum der Lagekopplung ist, dass das System bereits beim ersten Einschnitt in die glatte Materialoberfläche, wo noch kein Regenerativeffekt vorliegen kann, auftritt.

3.3.2. Heteronome Schwingungen beim Schleifprozess

Treten heteronome Schwingungen mit Frequenzen nahe bei den Eigenfrequenzen des Systems auf, so entstehen sehr große Amplituden. Folgen davon sind meist ein instabiler Prozess (siehe Kapitel 3.4), unzufriedenstellende Oberflächenqualitäten und erhöhter Maschinenverschleiß. Diesen Fall, als Resonanzfall bezeichnet, gilt es möglichst zu vermeiden (beispielsweise durch Drehzahl- oder Parameteranpassung). Der Resonanzfall kann nur bei periodischer Anregung (wechselnde Schnittkräfte, über Fundament eingeleitete periodische Störkräfte oder Unwuchten/Lagerfehler) auftreten. Bei Impulsanregung (über das Fundament eingeleitete impulshafte Störkräfte) schwingt das System hingegen wiederum bevorzugt mit seinen Eigenfrequenzen.

Wechselnde Schnittkräfte können eine Ursache für heteronome Schwingungen sein. Als Beispiel kann hier der unterbrochene Schnitt angeführt werden, bei dem die Frequenz der entstehenden Schwingung abhängig vom Drehzahlverhältnis ist.

Werkzeugmaschinen sind durch ihre Auflagerpunkte mit der Umgebung verbunden. Dadurch können, hervorgerufen durch Störkräfte in der Umgebung, Schwingungen über das Fundament in die Maschine eingeleitet werden. Diese Störkräfte können sowohl impulshaft als auch periodisch sein. Um diese Schwingungen zu vermeiden, ist eine sinnvolle Positionierung der Schleifmaschine wichtig.

Weitere häufige Ursachen für heteronome Schwingungen sind Unwuchten, Lagerfehler und der Zahneingriffsstoß. Unwuchte Antriebe oder unwuchte Schleifscheiben beziehungsweise Werkstücke können starke Schwingungen in der Werkzeugmaschine erzeugen. Dabei schwingt die Maschine mit der Drehfrequenz der Unwucht. Auch Lagerfehler in den Antrieben oder der Zahneingriffsstoß in Getrieben haben einen ähnlichen Effekt und können starke Schwingungen erzeugen.

3.4. Instabiler Bearbeitungsprozess

Sowohl autonome als auch heteronome Schwingungsursachen können zu einem unerwünschten instabilen Bearbeitungsprozess führen. Die Charakterisierung ab wann ein Prozess als instabil betrachtet wird ist subjektiv und für jeden Bearbeitungsprozess unterschiedlich. Man kann allerdings definieren, dass ein Bearbeitungsprozess instabil wird, wenn die auftretenden Schwingungen eine spezifische Amplitudengrenze überschreiten und die Schwingungen nicht nach kurzer Zeit durch die Systemdämpfung abgebaut werden. Abb. 7 zeigt den Schnittkraft-Amplitudenverlauf eines instabilen Bearbeitungsprozesses, wobei beide Graphen den gleichen Bearbeitungsprozess darstellen.

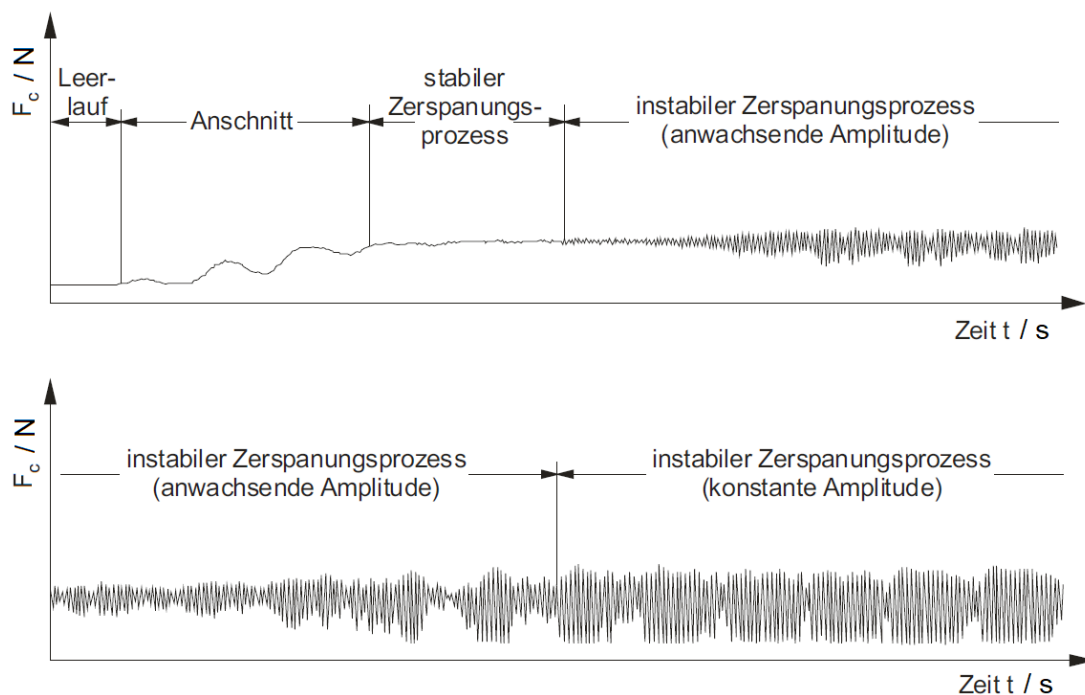


Abb. 7: Schnittkraft-Amplitudenverlauf eines instabilen Bearbeitungsprozesses, Quelle: Uhlmann (2008) S. 4, zitiert nach: Milberg (1971), (leicht modifiziert).

Es ist erkennbar, dass sich nach dem Anschnitt ein stabiler Prozess, mit einer sehr geringen Schnittkraft-Amplitude einstellt. Des Weiteren ist der Übergang zu einem instabilen Zerspanungsprozess dargestellt. Dabei überschreitet die Schnittkraft-Amplitude eine definierte Amplitudengrenze und wächst weiter an, bis sie einen Maximalwert erreicht und in weiterer Folge konstant bleibt.

Bei instabilen Bearbeitungsprozessen kommt es häufig vor, dass sich die Schwingungen auf die Werkstückkontur übertragen. Dies kann zum Überschreiten von Maß- und Formtoleranzen sowie zur Bildung unerwünschter Oberflächenstrukturen führen. Dieses Verhalten soll Abb. 8 veranschaulichen. Darin ist links die erzeugte Kontur bei einem stabilen und rechts bei einem instabilen Bearbeitungsprozess, in Form eines Polarplots, dargestellt. Man erkennt, dass sich die auftretenden Schwingungen im Zuge der Bearbeitung auf die Werkstückkontur übertragen haben. In den meisten Fällen ist eine solche Werkstückkontur unzulässig.

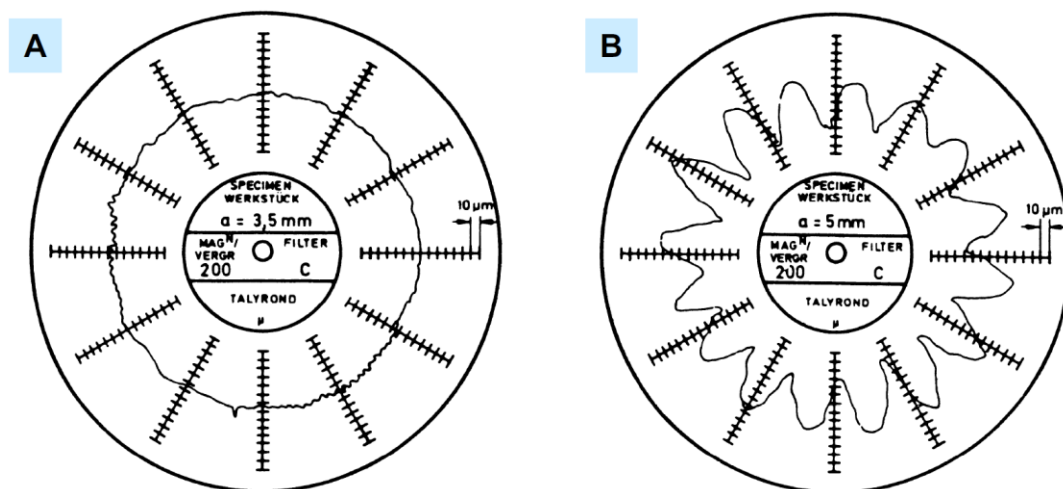


Abb. 8: Oberflächenwelligkeit bei einem stabilen (A) und instabilen (B) Bearbeitungsprozess, Quelle: Uhlmann (2008) S. 5, zitiert nach: Milberg (1971), (leicht modifiziert).

Wie bereits erwähnt, hat ein instabiler Bearbeitungsprozess beziehungsweise generelle starke Schwingungserscheinungen negative Effekte auf die Werkzeugmaschine, das Schleifergebnis, sowie die Menschen in unmittelbarer Umgebung.

Dazu gehören unter anderem:⁷

- Werkstückbeschädigungen sowie unzufriedenstellende Oberflächengüte
- Werkzeugbeschädigungen durch Verschleiß und Bruchgefahr
- Beschädigungen an der Werkzeugmaschine, beispielsweise durch erhöhten Verschleiß in Führungen, Antrieben und Lagerungen

⁷ Vgl. Uhlmann (2008), Onlinequelle [Stand 30.08.2021].

- Gefährdungen der Gesundheit und Sicherheit von Personen in unmittelbarer Umgebung durch unkontrollierbare Zustände, beispielsweise durch abgebrochene Werkstück- oder Werkzeugteile
- physische Schäden
- psychische Schäden sowie Aufmerksamkeits- und Konzentrationsschwierigkeiten

Zusammengefasst ist es zwingend notwendig einen instabilen Bearbeitungsprozess zu vermeiden. Dies kann einerseits durch eine geeignete Wahl der Prozessparameter umgesetzt werden und andererseits durch Verwendung einer Maschine mit geeigneten dynamischen Eigenschaften. Des Weiteren gilt es, Schwingungen aus dem direkten Umfeld der Maschine zu unterdrücken beziehungsweise zu vermeiden.

4. Dynamisches Verhalten von Werkzeugmaschinen

Das dynamische Verhalten einer Werkzeugmaschine wird vor allem durch die dynamische Nachgiebigkeit, auch dynamische Steifigkeit genannt, charakterisiert. Diese ist ausschlaggebend, ob die in Kapitel 3.3 beschriebenen Schwingungserscheinungen auftreten, unterdrückt oder verstärkt werden. Da Schwingungen häufig in schlechter Werkstückoberflächenqualität und erhöhtem Maschinen- und Werkzeugverschleiß (bis hin zum Bruch einzelner Komponenten) resultieren, ist die dynamische Nachgiebigkeit einer Werkzeugmaschine von äußerster Wichtigkeit. Das Gegenstück zur dynamischen Nachgiebigkeit ist die statische Nachgiebigkeit.

Die statische Nachgiebigkeit wirkt sich vor allem auf die Maßhaltigkeit und in weiterer Folge auf die Formfehler am Werkstück aus. Eine ausreichend genaue Umsetzung einer geforderten statischen Nachgiebigkeit ist bedingt durch moderne Rechenverfahren bereits in der Konstruktionsphase möglich. Die dynamische Nachgiebigkeit ist hingegen, bedingt durch komplexe Wechselwirkungen (beispielsweise dem Dämpfungsverhalten von Füge- und Koppelstellen), nur mit großer Unsicherheit vorherbestimmbar.⁸

Aus diesem Grund werden häufig Messungen an der Maschine durchgeführt, um die dynamische Nachgiebigkeit zu bestimmen oder zu verifizieren.

Ein wichtiger Teil dieser Arbeit ist es, die dynamische Nachgiebigkeit in Form von Nachgiebigkeitsfrequenzgängen messtechnisch zu ermitteln. Deshalb wird im Folgenden näher auf die theoretischen Grundlagen beziehungsweise die Herleitung, die Darstellung, sowie auf die genaue Ermittlung der dynamischen Nachgiebigkeit eingegangen.

4.1. Allgemeine Betrachtung anhand eines Einmassenschwingers

Eine Werkzeugmaschine besteht aus mehreren einzelnen Maschinenteilen und ist hinsichtlich des dynamischen Verhaltens als Mehrmassenschwinger zu betrachten. Zum besseren Verständnis werden die Grundgrößen des Nachgiebigkeitsfrequenzganges anhand eines Einmassenschwingers erklärt. Erst in Kapitel 4.3 wird auf den Fall eines Mehrmassenschwingers eingegangen. Prinzipiell ist die Vorgehensweise ähnlich, nur sind die Ergebnisse deutlich umfangreicher.

Abb. 9 stellt den Freischnitt eines angeregten Einmassenschwingers dar. Dabei wird die Masse durch eine statische und dynamische Kraft, beispielsweise infolge einer Bearbeitung, angeregt.

⁸ Vgl. Weck/Brecher (2006), S. 195.

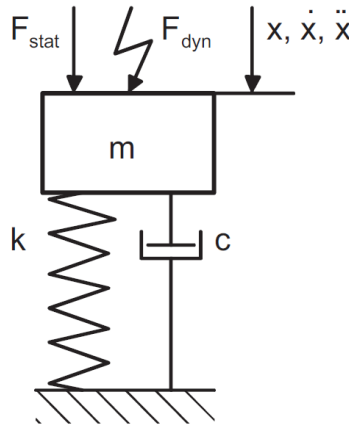


Abb. 9: Freischnitt eines angeregten Einmassenschwingers, Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 196.

Die Masse ist durch eine Feder und einen Dämpfer mit der Umgebung verbunden. Nimmt man einen geschwindigkeitsproportionalen Dämpfer an und teilt die Auslenkung in einen statischen und dynamischen Anteil auf, so ergibt sich der Impulssatz in x-Richtung zu:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k(x_{dyn} + x_{stat}) = F_{dyn} + F_{stat} \quad (1)$$

Formel (1) ist eine Gleichung im Zeitbereich, welche man durch die in Formel (2) dargestellten Transformationsgesetze in den anschaulicheren Frequenzbereich überführt. Diese Transformation in den Frequenzbereich ist der Grund dafür, dass man die dynamische Nachgiebigkeit auch als Nachgiebigkeitsfrequenzgang bezeichnet.

$$\begin{aligned} F(t) &\rightarrow \hat{F}e^{j\omega t} & \dot{x}(t) &\rightarrow \hat{x}(j\omega)e^{j(\omega t+\phi)} \\ x(t) &\rightarrow \hat{x}e^{j(\omega t+\phi)} & \ddot{x}(t) &\rightarrow \hat{x}(j\omega)^2e^{j(\omega t+\phi)} \end{aligned} \quad (2)$$

Durch Einsetzen von (2) in (1) ergibt sich folgende Gleichung im Frequenzbereich:

$$[m\hat{x}(j\omega)^2 + c\hat{x}(j\omega) + k\hat{x}]e^{j(\omega t+\phi)} = \hat{F}e^{j\omega t} \quad (3)$$

Durch Kürzen und Umstellen von (3) erhält man den Nachgiebigkeitsfrequenzgang $G(j\omega)$, welcher in Formel (4) angeführt ist. Dieser ist als der komplexe Quotient aus der Verlagerung x und der sie hervorrufoenden dynamischen Kraft F definiert. Der Nachgiebigkeitsfrequenzgang beschreibt, wie sich in Abhängigkeit der Kreisfrequenz ω die Verlagerung zur Anregungskraft verhält.

$$G(j\omega) = \frac{\hat{x}(\omega)}{\hat{F}(\omega)}e^{j\varphi(\omega)} = \frac{1}{m(j\omega)^2 + c(j\omega) + k} \quad (4)$$

Durch Division der Federsteifigkeit k kann der Nachgiebigkeitsfrequenzgang in Abhängigkeit der üblicherweise verwendeten Kennwerte in Form der ungedämpfte Eigenkreisfrequenz ω_n , der Federsteifigkeit k und dem Dämpfungsmaß D beschrieben werden (Formel (5)).

$$G(j\omega) = \frac{\frac{1}{k}}{\frac{(j\omega)^2}{\omega_n^2} + 2D \frac{j\omega}{\omega_n} + 1} \quad (5)$$

Die ungedämpfte Eigenkreisfrequenz und das Dämpfungsmaß sind dabei wie folgt definiert:

$$\omega_n^2 = \frac{k}{m} \quad \text{und} \quad D = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (6)$$

Die ungedämpfte Eigenkreisfrequenz ω_n beschreibt jene Kreisfrequenz, mit welcher das ungedämpfte System nach einmaliger Anregung schwingen würde. Neben der ungedämpften Eigenkreisfrequenz gibt es noch zwei weitere typische Kreisfrequenzen zur Beschreibung des Einmassenschwingers. Diese wären die Eigenkreisfrequenz des gedämpften Systems und die Resonanzfrequenz des gedämpften Systems.⁹

Werkzeugmaschinen, generell Metallkonstruktionen, besitzen üblicherweise eine sehr geringe Systemdämpfung $D \leq 0.1$, wodurch auf eine quantitative Unterscheidung dieser drei Kreisfrequenzen verzichtet werden kann.¹⁰

Durch konjugiert komplexe Erweiterung und Aufteilung in Real- und Imaginärteil erhält man die in Formel (7) angeführte übliche Form für den Nachgiebigkeitsfrequenzgang.

$$G(j\omega) = \frac{\frac{1}{k} \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2D \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} - j \frac{\frac{2D}{k} \frac{\omega}{\omega_n}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2D \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (7)$$

4.2. Darstellung des Nachgiebigkeitsfrequenzganges

Der komplexe Nachgiebigkeitsfrequenzgang wird üblicherweise als sogenanntes Bodediagramm, bestehend aus Amplituden- und Phasengang, dargestellt. Es gibt weitere Darstellungsformen wie jene als Ortskurve, welche aber in dieser Arbeit nicht herangezogen werden.

Im Folgenden wird das Bodediagramm, bestehend aus Amplituden- und Phasengang, näher beschrieben und die wichtigsten Eigenschaften erklärt. Für die Auswertungen im Zuge dieser Arbeit ist lediglich der Amplitudengang von Interesse, weshalb dieser auch genauer beschrieben wird. Aus Vollständigkeitsgründen erfolgt dennoch eine kurze Beschreibung des Phasengangs.

Der Amplitudengang, auch als Resonanzkurve bezeichnet, beschreibt den Einfluss der Anregungsfrequenz auf den Betrag der Nachgiebigkeit und ist beispielhaft anhand des Einmassenschwingers in Abb. 10 qualitativ dargestellt. Die Anregungsfrequenz stellt die

⁹ Vgl. Danek/Polacek/Spacek/Plusty (1952), S. o.A.

¹⁰ Vgl. Weck/Brecher (2006), S. 198.

horizontale Achse dar und die Nachgiebigkeit die vertikale Achse. Der Amplitudengang bei Anregungsfrequenz null entspricht der statischen Nachgiebigkeit, welche äquivalent zum Kehrwert der Federsteifigkeit ist.

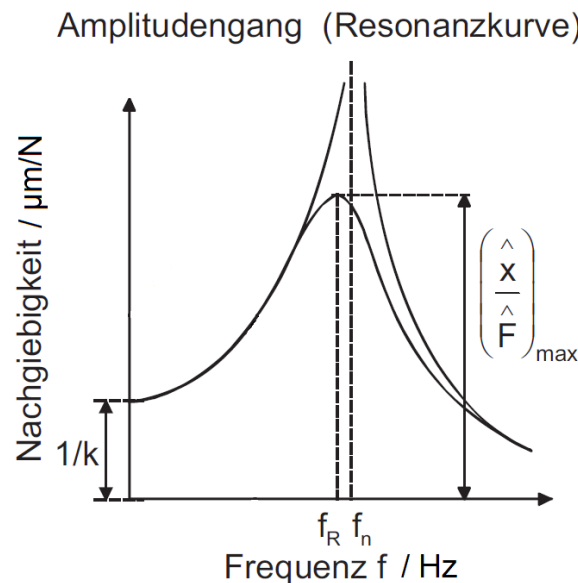


Abb. 10: Qualitativer Amplitudengang eines Einmassenschwingers, Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 197 (leicht modifiziert).

Der Amplitudengang wird als Resonanzkurve bezeichnet, da stark ausgeprägte Spitzen den Resonanzfrequenzen f_R entsprechen. Je nach Dämpfungsmaß D sind diese Spitzen mehr oder weniger deutlich ausgeprägt, wie man im Abb. 11 erkennen kann. Bei einem sehr großen Dämpfungsmaß sind die Spitzen sehr flach und die Resonanzfrequenzen f_R sind weit von den Eigenfrequenzen des ungedämpften Systems f_n entfernt. Im Gegensatz dazu liegen diese beiden Frequenzen bei einem sehr kleinen Dämpfungsmaß sehr nahe beieinander und auf eine Unterscheidung kann verzichtet werden. Wie bereits erwähnt, ist dies bei Werkzeugmaschinen üblicherweise der Fall.

Bei Systemen mit geringem Dämpfungsmaß muss darauf geachtet werden, dass sich im Betrieb die Anregungsfrequenzen nicht mit einer Resonanzfrequenz (= Eigenfrequenz) überschneidet. Ansonsten kann es, bedingt durch die große Nachgiebigkeit bei der Resonanzfrequenz, zu Schwingungen mit starken Auslenkungen kommen.

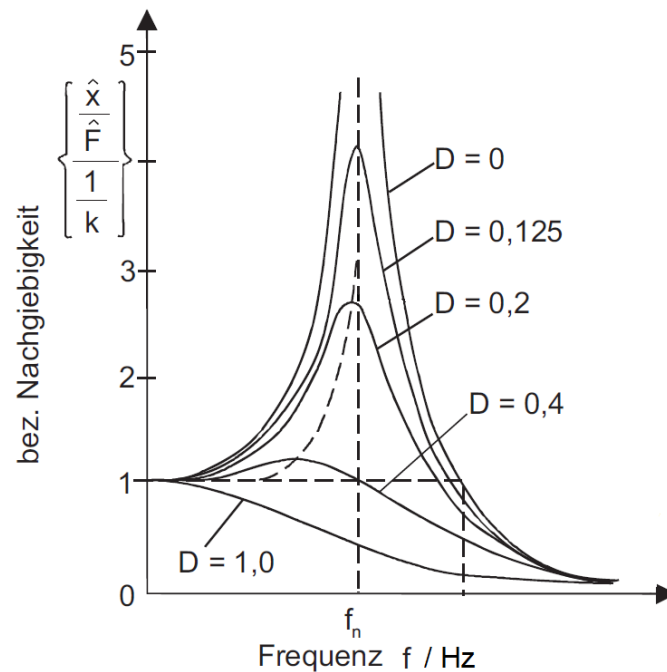


Abb. 11: Qualitativer Amplitudengang eines Einmassenschwingers bei unterschiedlichen Dämpfungsmaßen, Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 198 (leicht modifiziert).

Der Phasengang beschreibt, im Gegensatz zum Amplitudengang, den Einfluss der Anregungsfrequenz auf die zeitliche Verschiebung zwischen Kraftwirkung und der erzwungenen Verlagerung. Anders formuliert entspricht der Phasengang der frequenzabhängigen Signalverzögerung. Der Phasenwinkel bei Nachgiebigkeitsfrequenzgängen kann nur negativ sein, da das Verlagerungssignal immer dem Anregungs- beziehungsweise Kraftsignal nacheilt. Abb. 12 stellt beispielhaft den qualitativen Phasengang desselben Einmassenschwingers aus Abb. 10 dar.

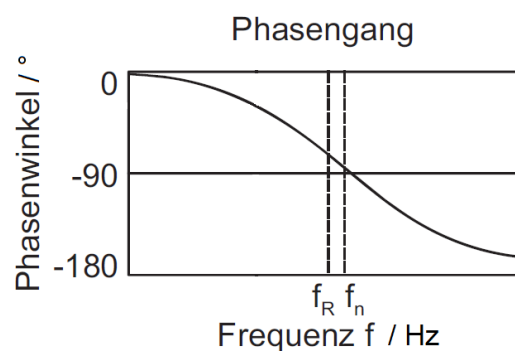


Abb. 12: Qualitativer Phasengang eines Einmassenschwingers, Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 198 (leicht modifiziert).

Wie der Amplitudengang ist auch der Phasengang abhängig vom Dämpfungsmaß D . Je nach Dämpfungsmaß ist der Übergang beim Durchlaufen der Resonanzfrequenz flacher oder

steiler. Bei keiner Dämpfung $D = 0$ würde der Phasengang beim Durchlaufen der Resonanzfrequenz sprunghaft von 0° auf -180° springen.

4.3. Mehrmassenschwinger

Da Werkzeugmaschinen aus mehreren einzelnen Massen bestehen, die jeweils separat zum Schwingen angeregt werden können, ergibt sich ein Nachgiebigkeitsfrequenzgang, der mehr als nur eine Resonanzspitze hat. In Abb. 13 ist beispielhaft der Amplitudengang eines Mehrmassenschwingers mit zwei Resonanzfrequenzen f_{R1} und f_{R2} dargestellt.

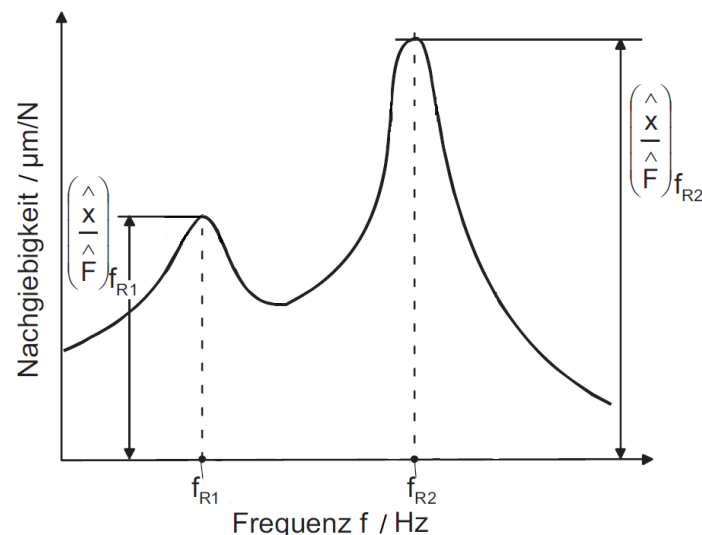


Abb. 13: Amplitudengang eines Mehrmassenschwingers, Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 199 (leicht modifiziert).

Liegen die Eigenfrequenzen ausreichend weit voneinander entfernt, bezeichnet man dies als entkoppelten Mehrmassenschwinger. In diesem Fall beeinflussen sich die Eigenfrequenzen gegenseitig nur wenig und jede Eigenfrequenz kann als ein Einmassenschwinger betrachtet werden. Liegen die Eigenfrequenzen jedoch nah beieinander, können sich die Eigenfrequenzen beziehungsweise Eigenschwingungen gegenseitig beeinflussen. In diesem Fall liegt eine Lagekopplung vor, welche bereits in Kapitel 3.3.1 beschrieben wurde.

Bei Vorhandensein mehrerer Resonanzüberhöhungen wird die Stelle mit dem absoluten Maximum der Nachgiebigkeit häufig als dominierende Resonanzstelle bezeichnet und die dazugehörige Frequenz als dominierende Resonanzfrequenz (= Eigenfrequenz). In Abb. 13 wäre die dominierende Resonanzfrequenz f_{R2} . Alle weiteren Resonanzfrequenzen werden absteigend nach ihrer Nachgiebigkeitsamplitude sortiert. Eine solche Sortierung erfolgt auch im Zuge der Messungen dieser Arbeit (Näheres in Kapitel 7).

4.4. Ermittlung Nachgiebigkeitsfrequenzgang

Die Ermittlung des Nachgiebigkeitsfrequenzganges ist Teil der Modalanalyse, deren Ziel es ist, die modalen Parameter eines dynamischen Systems zu bestimmen.

Das dynamische Verhalten eines Systems kann durch eine Überlagerung von Moden beschrieben werden. Jede dieser Moden wird durch die modalen Parameter, auch Eigenschwingungsgrößen genannt, charakterisiert. Die modalen Parameter setzen sich aus der Eigenfrequenz, der Eigenschwingform und der modalen Dämpfung zusammen.¹¹

Bei der Modalanalyse ermittelt man den Nachgiebigkeitsfrequenzgang an vielen Messpunkten des Systems, woraus die modalen Parameter bestimmen werden können. Da die in dieser Arbeit betrachtete Schleifmaschine ein sehr umfangreiches und komplexes System darstellt, ist eine komplette Modalanalyse zu umfangreich, weshalb nur einzelne Nachgiebigkeitsfrequenzgangs-Messungen werkzeug- und werkstückseitig am Bearbeitungspunkt der Schleifmaschine durchgeführt werden. Hauptziel ist es, die dominanten Eigenfrequenzen und Bereiche mit großer Nachgiebigkeit sowohl werkstück- als auch werkzeugseitig zu bestimmen. Diese können dann den Ergebnissen der Schwingungsmessungen gegenübergestellt werden, um daraus mögliche Ursachen für die Schwingungen abzuleiten. Eine genaue Beschreibung der praktischen Umsetzung der durchgeführten Nachgiebigkeitsfrequenzgangs-Messungen erfolgt in Kapitel 7. Im Folgenden wird grundlegend darauf eingegangen, wie der Nachgiebigkeitsfrequenzgang aus einer praktischen Messung ermittelt wird.

Regt man ein lineares, zeitinvariantes, schwingfähiges System (Erklärung siehe Kapitel 4.4.1) an einem beliebigen Punkt A an, beispielsweise mit einem Impulshammer, beginnt es zu schwingen. Eine Systemantwort kann an einem beliebigen Punkt B in Form einer Beschleunigung, Geschwindigkeit oder Auslenkung gemessen werden. Die Systemantwort hängt von der Systemgeometrie, den Materialien und weiteren Parametern des Systems ab, welche man zusammengefasst als Systemeigenschaften bezeichnet. Diese Systemeigenschaften bestimmen das Übertragungsverhalten zwischen Punkt A (Anregung) und Punkt B (Antwort). Das Anregungssignal wird meist in Form einer Kraft aufgezeichnet und die Antwortsignale, meist in Form einer Beschleunigung, Geschwindigkeit oder Auslenkung. Beide Signale müssen anschließend mithilfe der Fourier-Transformation (Erklärung siehe Kapitel 5.3) in den Frequenzbereich überführt werden. Durch Gegenüberstellung der gemessenen Antwort- und Anregungssignale im Frequenzbereich erhält man das dynamische Nachgiebigkeitsverhalten des Systems in Form des Nachgiebigkeitsfrequenzganges. Spitzen stellen dabei Eigenfrequenzen dar und durch entsprechende Fit-Verfahren kann die dazugehörige modale Dämpfung ermittelt werden. Abb. 14 zeigt schematisch den Messaufbau

¹¹ Vgl. Möser (2020), S. 2 f.

und die Ergebnisse einer Nachgiebigkeitsfrequenzgangs-Messung an einer Werkzeugmaschine. In Abb. 14 ist zusätzlich ein Diagramm mit der Kohärenz dargestellt, welche eine wichtige Größe verkörpert und beschreibt, ob die Messung qualitativ richtig durchgeführt worden ist. Diese Größe wird im Kapitel 4.4.4 separat beschrieben.

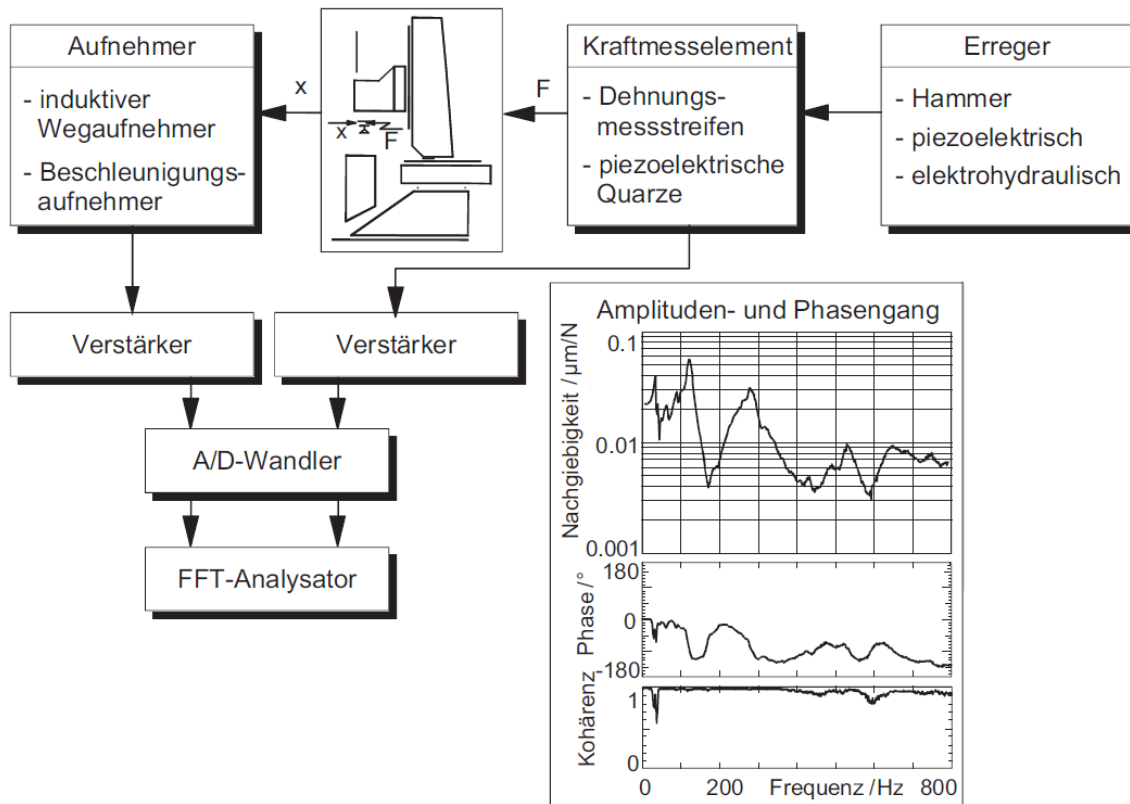


Abb. 14: Messung eines Nachgiebigkeitsfrequenzganges an einer Werkzeugmaschine, Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 216 (leicht modifiziert).

4.4.1. Systemannahmen

Um den Nachgiebigkeitsfrequenzgang eines Systems bestimmen zu können, muss das System einige Voraussetzungen erfüllen.

Einerseits müssen die Annahmen eines linearen zeitinvarianten Systems erfüllt sein, andererseits müssen auch einige Annahmen über das dynamische Verhalten der Struktur eingehalten werden:¹²

Superpositionsprinzip: Dieses besagt, dass die Antwort des Systems auf die gleichzeitige Anregung mit mehreren Signalen gleich der Summe der Antworten ist, die jedes einzelne Signal hervorrufen würde.

¹² Vgl. Möser/Kokavec (2010), S. 501 f.

Additivität: Dies ist für lineare Systeme gegeben und besagt, dass sich bei Erhöhung der Eingangskraft um einen beliebigen Faktor auch die Systemantwort um denselben Faktor erhöht.

Reziprozität: Bei einem linearen System kann der Ort der Anregung mit dem Ort der Antwort vertauscht werden, ohne dass sich dadurch das Übertragungsverhalten ändert.

Des Weiteren müssen noch drei zusätzliche Annahmen über das dynamische Verhalten der Struktur erfüllt sein:

Kausalität: Diese liegt vor, wenn es keine Systemantwort ohne gleichzeitige Systemanregung gibt.

Stabilität: Das System ist stabil und nach Beendigung der Systemanregung klingen die eingeleiteten Schwingungen ab. Wie schnell die Schwingungen abklingen, wird dabei durch die Dämpfung bestimmt.

Zeitinvarianz: Das System darf seine dynamischen Eigenschaften während der Messung nicht verändern.

4.4.2. Fourier-Transformation

Bei der Analyse von Schwingungen, generell von Signalen, ist meist das Frequenzspektrum beziehungsweise die funktionale Verwandtschaft von zwei simultan aufgenommenen Signalverläufen von Interesse. Ein geeignetes analytisches Verfahren zur Berechnung von Frequenzspektren ist die Fourier-Transformation.

Diese wurde im 19. Jahrhundert von Jean Baptist de Fourier entwickelt. Er erkannte, dass die zeitliche Darstellung einer periodischen Funktion eindeutig und umkehrbar in eine spektrale Darstellung überführt werden kann.¹³

Dies wird mit der sogenannten Fourierschen Reihe (Formel (8)) umgesetzt. Diese stellt ein periodisches Zeitsignal $x(t)$, sprich ein Signal mit einem wiederkehrenden Funktionsverlauf nach einer Zeitperiode T_0 , als unendliche Summe seiner Harmonischen dar.

$$x(t) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [A_n \cdot \cos(n\omega_0 t) + B_n \cdot \sin(n\omega_0 t)] \quad (8)$$

Die unendliche Summe setzt sich dabei aus einer Grundkreisfrequenz ω_0 und deren höheren Harmonischen zusammen. Die Grundkreisfrequenz ist definiert als die niedrigste auftretende Frequenz im Signal mit T_0 als Periodendauer. Auf eine Erklärung und Herleitung der Koeffizienten A_0 , A_n und B_n aus Formel (8) wird verzichtet.

¹³ Vgl. Weck/Brecher (2006), S. 208.

Für nichtperiodische Vorgänge, welche in der Praxis typischerweise vorherrschen, kann die Fourier-Reihe (8) nicht angewendet werden. Für solche Signale ist es notwendig das sogenannte Fourier-Integral (Formel (9)) zu verwenden. Dieses transformiert allgemeine Zeitsignalverläufe, welche die Bedingung der Periodizität nicht erfüllen, vom Zeitbereich in den Frequenzbereich. $E_x(j\omega)$ wird als Energiedichte des Zeitsignals $x(t)$ definiert.

$$E_x(j\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)[\cos(\omega t) - j\sin(\omega t)] dt \quad (9)$$

Wie in Formel (9) erkennbar, sind die Integrationsgrenzen von $-\infty$ bis $+\infty$ festgelegt. Da in der Praxis lediglich endlich lange und meist diskrete Messsignale zur Verfügung stehen, wird eine abgewandelte Transformation, die sogenannte diskrete Fourier-Transformation verwendet. Auf eine Herleitung und Darstellung der dazugehörigen Formel wird verzichtet.

Die Qualität dieser Transformation ist vor allem von der verwendeten Abtastrate und der zeitlichen Lage und Länge des Beobachtungszeitraums abhängig. Wird ein Beobachtungszeitraum ungleich einer ganzzahligen Periode des zu betrachteten Signals verwendet, entsteht eine scharfe Diskontinuität im Zeitbereich. Bei der Transformation in den Frequenzbereich kommt es dadurch zur sogenannten Leakage. Sie führt zu erheblichen Amplituden- und Frequenzfehlern und ist unbedingt zu vermeiden, weshalb sogenannte Fensterfunktionen verwendet werden. Dabei wird das Signal mit einer geeigneten Fensterfunktion multipliziert, welche das Signal an definierten Stellen auf null heruntersetzt und so die zeitliche Diskontinuität ausgleicht.¹⁴

Die Berechnung der diskreten Fourier-Transformation benötigt bei großer Anzahl an Abtastwerten des Signals $x(t)$ sehr lange Rechenzeiten.¹⁵

Im Jahre 1965 wurde durch Cooley/Turkey¹⁶ ein abgewandelter mathematischer Algorithmus zur Berechnung der diskreten Fouriertransformation veröffentlicht. Dieser ist als Fast Fourier-Transformation (kurz FFT) bekannt und benötigt deutlich geringere Rechenzeiten. Bedingt durch diesen enormen Vorteil wird in der Praxis üblicherweise die FFT angewendet. Auf eine detaillierte Beschreibung des abgewandelten Algorithmus wird an dieser Stelle ebenso verzichtet.

4.4.3. Grundgleichungen zur Bestimmung des Frequenzganges

Den komplexen (Übertragungs-) Frequenzgang eines Systems berechnet man, wie in Formel (10) angeführt, durch die Division der Fourier-Transformierten des Ausgangssignals $x(t)$ (Beschleunigung, Geschwindigkeit, Auslenkung) mit der Fourier-Transformierten des

¹⁴ Vgl. Weck/Brecher (2006), S. 211 ff.

¹⁵ Vgl. Weck/Brecher (2006), S. 213.

¹⁶ Vgl. Cooley/Turkey (1965), S. 297 ff.

Eingangssignals $F(t)$ (Kraft). Die Fourier-Transformierten der beiden Signale werden auch als jeweilige komplexe Energiespektren ($E_x(j\omega)$ und $E_F(j\omega)$) bezeichnet.

$$G(j\omega) = \frac{\int_0^T x(t)e^{-j\omega t} dt}{\int_0^T F(t)e^{-j\omega t} dt} = \frac{E_x(j\omega)}{E_F(j\omega)} \quad (10)$$

Durch Division der komplexen Energiespektren durch die Integrationsdauer T ergibt sich der Frequenzgang in Abhängigkeit der komplexen Leistungsspektren $S_x(j\omega)$ und $S_F(j\omega)$ (Gleichung (11)).

$$G(j\omega) = \frac{S_x(j\omega)}{S_F(j\omega)} = \frac{\frac{1}{T} * E_x(j\omega)}{\frac{1}{T} * E_F(j\omega)} \quad (11)$$

Durch die Erweiterung mit dem konjugiert komplexen Leistungsspektrums des Kraftsignals (Formel (12)) folgt Formel (13).

$$S_F^*(j\omega) = \text{Re}\{S_F(j\omega)\} - j\text{Im}\{S_F(j\omega)\} \quad (12)$$

$$G(j\omega) = \frac{S_x(j\omega) * S_F^*(j\omega)}{S_F(j\omega) * S_F^*(j\omega)} \quad (13)$$

Die Terme aus Formel (13) werden üblicherweise zusammengefasst zu (14), dem komplexen Kreuzleistungsspektrum zwischen Eingangs- und Ausgangssignal, und (15), dem reellen Autoleistungsspektrum des Eingangssignals $F(t)$.

$$S_{xF}(j\omega) = S_x(j\omega) * S_F^*(j\omega) \quad (14)$$

$$S_{FF}(j\omega) = S_F(j\omega) * S_F^*(j\omega) \quad (15)$$

Dadurch ergibt sich die finale übliche Darstellung in Formel (16)

$$G(j\omega) = \frac{S_{xF}(j\omega)}{S_{FF}(j\omega)} \quad (16)$$

Häufig sind jedoch die Eingangssignale und/oder Ausgangssignale durch elektrische Störgrößen überlagert und die Berechnung der Frequenzgänge durch einfache Division liefert unzufriedenstellende Ergebnisse. Deshalb ist es meist notwendig durch eine Mittelung aus mehreren Messungen die Rauschanteile zu eliminieren. Dafür gibt es verschiedene Methoden, je nachdem ob das Eingangssignal und/oder das Ausgangssignal gestört ist (H1- und H2-Methode). Die H1-Methode wird verwendet, wenn das Eingangssignal (Kraft) fehlerfrei beziehungsweise wenig gestört vorliegt und das Ausgangssignal (Weg, Geschwindigkeit oder Beschleunigung) mit einem Störsignal überlagert ist. Analog dazu verwendet man die H2-Methode, wenn das Ausgangssignal (Weg, Geschwindigkeit oder Beschleunigung) wenig gestört ist.

Verwendet man die H1-Methode, so berechnet man die Übertragungsfunktion entsprechend dem bereits hergeleiteten störungsfreien Fall (Formel (16)). Bei ausreichender Mittelung geht der Störanteil im Ausgangssignal gegen Null.

Verwendet man hingegen die H2- Methode, muss eine adaptierte Formel verwendet werden. Diese unterscheidet sich zu (16), da anstelle des konjugiert komplexen Leistungsspektrums des Kraftsignals (12), mit dem konjugiert komplexen Frequenzspektrum des Ausgangssignals (17) erweitert wird. Wiederum geht der Störanteil des Eingangssignals bei ausreichender Mittelung gegen Null.

$$S_x^*(j\omega) = \text{Re}\{S_x(j\omega)\} - j\text{Im}\{S_x(j\omega)\} \quad (17)$$

Formel (18) und Formel (19) zeigen die Berechnungsvorschrift bei vorliegendem Störsignal nach der H1- und H2-Methode.

$$G_1(j\omega) = \frac{S_{xF}(j\omega)}{S_{FF}(j\omega)} \quad (18)$$

$$G_2(j\omega) = \frac{S_{xx}(j\omega)}{S_{Fx}(j\omega)} \quad (19)$$

Zusätzlich gibt es noch die sogenannte HV-Methode, welche eine Kombination der H1- und H2-Methode ist und die verwendet wird, wenn unklar ist ob das Eingangs und/oder Ausgangssignal gestört ist. Die Berechnungsformel nach der HV-Methode ist in Formel (20) dargestellt.

$$G_V(j\omega) = \sqrt{G_1(j\omega)G_2(j\omega)} \quad (20)$$

4.4.4. Kohärenz

Störsignale sind bei der Untersuchung des Übertragungsverhalten ein ständiger Begleiter. Trotz der im vorherigen Kapitel beschriebenen Mittelung können Störsignale nicht zur Gänze eliminiert werden und führen häufig zu einem mehr oder weniger großen Fehler bei der Messdatenverarbeitung. Um den Einfluss dieser Störsignale auf das ermittelte Übertragungsverhalten abschätzen zu können, wird die sogenannte Kohärenzfunktion berechnet. Diese wird aus den bereits in Kapitel 4.4.3 beschriebenen Leistungsspektren (vergleiche Formel (11)) berechnet und gibt Auskunft über die Abhängigkeit (Kausalität) zwischen Eingangs- und Ausgangssignal. Bei strenger linearer Abhängigkeit nimmt die Kohärenz den Wert 1 an und bei stark durch Störsignale verzerrten Ergebnissen verlagert sich die Kohärenz in Richtung Null. Des Weiteren stellt die Kohärenz das Bindeglied zwischen der H1- und H2-Methode dar. Die Formel (21) zeigt die Berechnung der Kohärenz γ_{Fx} .

$$\gamma_{Fx}^2 = \frac{\overline{G_1(j\omega)}}{\overline{G_2(j\omega)}} = \frac{|\overline{S_{xF}(j\omega)}|^2}{\overline{S_{FF}(j\omega)} * \overline{S_{xx}(j\omega)}} \quad (21)$$

Liegt die Kohärenz im relevanten Frequenzbereich zwischen 0.8 - 1, so sind die Ergebnisse vertrauenswürdig.¹⁷

Kurze starke Einbrüche der Kohärenz von 1 auf 0 sind keine Seltenheit und können verschiedene Ursachen haben. Sie treten vor allem in jenen Frequenzbereichen auf, wo die Übertragungsfunktionswerte nahe null liegen (sogenannte Antiresonanzen).

Weitere Ursachen für Einbrüche der Kohärenz sind:^{18,19}

- Von außen eingebrachte Erschütterungen und Schwingungen
- Nichtlinearer Zusammenhang zwischen den Signalen $F(t)$ und $x(t)$ (Nichtlinearitäten im schwingungsfähigen System, beispielsweise mechanisches Spiel in den Führungen)
- Störungen im Kraft und Wegmesssystem, beispielsweise ein 50 Hz-Rauschen der Messverstärker
- Leakage durch Fensterfunktion (siehe dazu Kapitel 4.4.2)
- Laufzeitdifferenz zwischen beiden Signalen im Bereich der Blocklänge

¹⁷ Vgl. Kuttner/Rohnen (2019), S. 540.

¹⁸ Vgl. Kuttner/Rohnen (2019), S. 512.

¹⁹ Vgl. Weck/Brecher (2006), S. 222.

5. Grundlagen der Signalverarbeitung

Bevor in den nachfolgenden Kapiteln detaillierter auf die experimentellen Untersuchungen eingegangen wird, ist es wichtig, die Grundlagen der Signalverarbeitung aufzugreifen.

Ziel der Signalverarbeitung ist es, aus einer oder mehreren Eingangsgrößen eine Ausgabegröße nach einem definierten Algorithmus zu gewinnen.²⁰

Abb. 15 stellt schematisch einen typischen Signalfluss mitsamt den wichtigsten Funktionen bei einer Schwingungsmessung, vom Aufnehmer (Geber) bis zum Rechner, als Blockdiagramm dar. Dieser beinhaltet alle notwendigen Schritte, um die mechanische Eingangsgröße am Geber in ein für den Rechner verarbeitungsfähiges Signal zu überführen. Für die nachfolgenden Beschreibungen wird der Signalfluss in drei größere Bereiche aufgeteilt. Diese sind die Signalaufnahme und -aufbereitung (Kapitel 5.1), A/D-Wandlung beziehungsweise Digitalisierung (Kapitel 5.2) und die Signalanalyse, -darstellung und -speicherung (Kapitel 5.3).

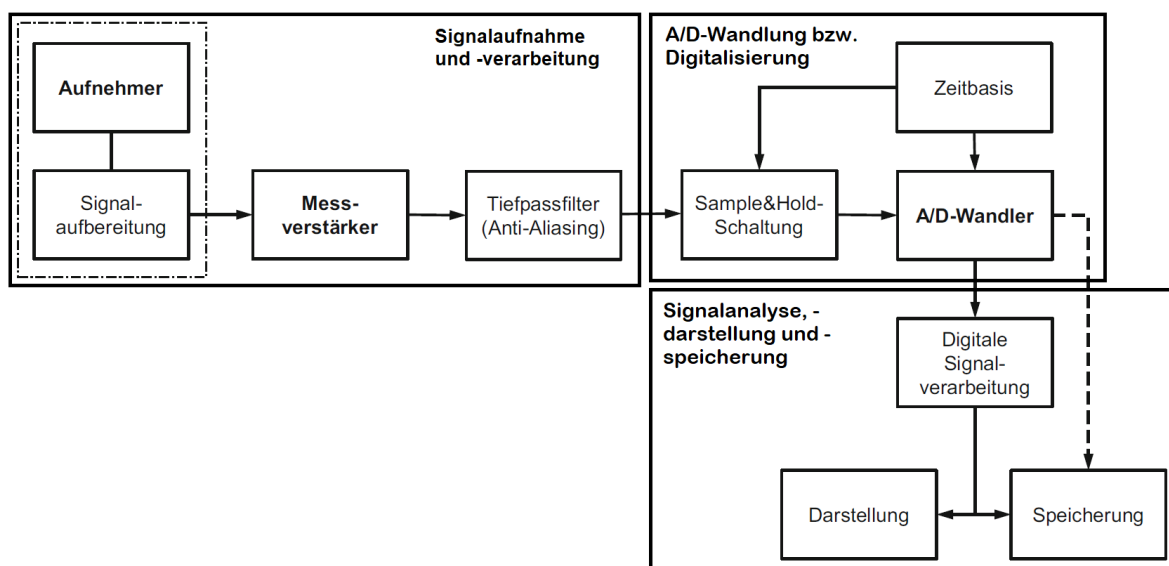


Abb. 15: Typischer Signalfluss und Gerätefunktionen bei einer Schwingungsmessung, Quelle: Kuttner/Rohnen (2019), S. 202 (leicht modifiziert).

5.1. Signalaufnahme und -aufbereitung

Der Aufnehmer wandelt eine mechanische Größe, beispielsweise eine Linearbeschleunigung, durch ein entsprechendes physikalisches Messprinzip in ein elektrisches analoges Signal um. Als analog wird in der Signaltheorie ein Signal bezeichnet, welches eine stufenlose und kontinuierliche Signalform aufweist. Dieses analoge Signal wird als Erstes aufbereitet. Meist sind, wie in Abb. 15 angedeutet, der Aufnehmer und die erste Signalaufbereitung in einem Messgerät kombiniert. Anschließend wird das Signal an den Messverstärker weitergeleitet,

²⁰ Vgl. DIN 45661 (2016), S. 8.

welcher die Messsignale an den Eingangsspannungsbereich des nachfolgenden A/D-Wandlers anpasst. Aus diesem Grund wird der Messverstärker auch als Anpass-Verstärker bezeichnet. Anschließend durchläuft das Signal einen analogen Tiefpassfilter, der notwendig ist, um das sogenannte Abtasttheorem einzuhalten und ein Aliasing zu vermeiden. Eine genaue diesbezügliche Beschreibung erfolgt im nächsten Kapitel A/D-Wandlung beziehungsweise Digitalisierung.

5.2. A/D-Wandlung beziehungsweise Digitalisierung

Dieses Kapitel beinhaltet Erklärungen zu jenem Bereich der Messkette, der für die Analog-Digital-Wandlung des Signals zuständig ist. Ein Digitalsignal ist ein Signal, welches sich aus sogenannten diskreten Werten zusammensetzt. Das anfangs zeit- und amplitudenkontinuierliche (analoge) Signal wird in ein amplituden- und zeitdiskretes (digitales) Signal umgewandelt. Diese Umwandlung, auch als „Diskretisierung“ bezeichnet, ist sinnvoll, da sich dadurch folgende Vorteile ergeben:^{21,22}

- Einfache computergestützte Weiterverarbeitung der Messdaten
- Kein Ablesefehler
- Unempfindlichkeit gegenüber äußeren Störeinflüssen
- Einfache und langzeitsichere Speicherung
- Direkte Messwertübernahme in digitale Signalverarbeitungssysteme
- Einfacher modularer Austausch der Messeinrichtung
- Preiswertere Lösung

Die A/D-Wandlung setzt sich aus zwei Aufgaben zusammen:

- Quantisierung der Messwerte in diskrete Werte mit einer konstanten Stufenbreite und
- Abtastung der Messwerte an festgelegten Stützstellen mit konstanten Zeitintervallen.

Im Folgenden wird kurz auf die Quantisierung und Abtastung eingegangen.

Die Quantisierung wandelt das kontinuierliche Signal in Digitalwerte um, welche eine Auflösung von N Bit als Binärzahl aufweisen.²³

Dabei entsprechen N Bit 2^N Binärzahlen. Somit ergeben sich 2^{N-1} Quantisierungsintervalle, was der maximalen Anzahl der zur Verfügung stehenden Werte entspricht. In Abb. 16 ist die Quantisierung eines sinusförmigen Signals mit einem 3 Bit-Wandler zur Veranschaulichung graphisch dargestellt.

Bei der Quantisierung tritt der unvermeidbare Quantisierungsfehler auf. Die Zuordnung zwischen analogem Wert und binärem Codewort erfolgt auf der Stufenmitte wie in Abb. 16

²¹ Vgl. Hoffmann (2004), S. 36 ff.

²² Vgl. Lerch (2016), S. 343.

²³ Vgl. Kuttner/Rohnen (2019), S. 249.

ersichtlich. Dadurch ergibt sich automatisch ein Fehler, da der Analogwert innerhalb der Stufenbreite variieren kann, das quantisierte Signal aber konstant bleibt.²⁴

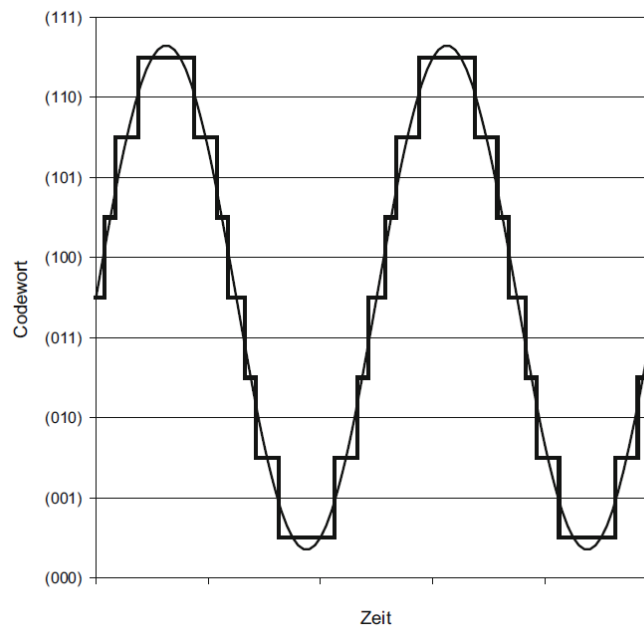


Abb. 16: Quantisierung eines sinusförmigen Signals mit einem 3 Bit-Wandler, Quelle: Kuttner/Rohnen (2019), S. 250.

Bei der Abtastung muss sichergestellt werden, dass die Abtastfrequenz so gewählt wird, dass bei der Umwandlung kein Informationsverlust auftritt. In diesem Zusammenhang ist das sogenannte Abtasttheorem zu beachten.

Das Abtasttheorem wurde 1928 von Nyquist formuliert und besagt das ein analoges Signal eindeutig durch ein diskret abgetastetes Signal dargestellt werden kann, wenn die Abtastfrequenz f_s größer ist als das Doppelte der im Signal enthaltenen, maximalen Frequenz f_{max} .²⁵

Diese Bedingung in mathematischer Form stellt Formel (22) dar.

$$f_s > 2 * f_{max} \quad (22)$$

Bei gegebener Abtastrate kann die Formel (22) umgeformt werden, sodass die sogenannte Nyquist-Frequenz f_{nyq} bestimmt werden kann. Beinhaltet das Signal Frequenzanteile die gleich oder größer als die Nyquist-Frequenz sind, kommt es zum Informationsverlust bei der Umwandlung.

$$f_{nyq} = \frac{f_s}{2} \quad (23)$$

²⁴ Vgl. Kuttner/Rohnen (2019), S. 250.

²⁵ Vgl. Lerch (2016), S. 345.

Weist das zu betrachtende Signal Frequenzen auf, die über der Nyquist-Frequenz liegen, tritt ein unerwünschtes Phänomen auf, welches man als Aliasing bezeichnet. Dabei werden die Frequenzanteile, die über der Nyquist-Frequenz liegen als niedrigere Frequenzen interpretiert. Es werden also Frequenzen im Frequenzspektrum vorgetäuscht respektive verzerrt. Der erzeugte Fehler kann zu einem späteren Zeitpunkt nicht mehr korrigiert beziehungsweise kompensiert werden. Da bei Messungen an unbekannten Systemen stets unsicher ist in welchem Frequenzbereich Schwingungen auftreten, ist die Verwendung eines analogen Tiefpassfilters vor der Digitalisierung stets empfehlenswert. Die Eckfrequenz dieses Filters darf die halbe Abtastrate $f_s/2$ (= Nyquist-Frequenz) nicht überschreiten, um sicher zu stellen, dass kein Aliasing auftritt.

Aus Sicherheitsgründen empfiehlt sich ein Verhältnis ≥ 2.5 von Abtastrate zu Eckfrequenz.²⁶ Bedingt durch seine Funktion wird der beschriebene analoge Tiefpassfilter auch als Anti-Aliasing Filter bezeichnet (siehe Abb. 15). Dieser analoge Tiefpassfilter wird bereits in Kapitel 5.1 erwähnt.

Die Einhaltung des Abtasttheorems durch Verwendung eines analogen Tiefpass-Filters vor der A/D-Wandlung garantiert eine frequenzrichtige Messung. Ist des Weiteren eine amplitudenrichtige Messung gefordert, ist dies bedingt durch den Quantisierungsfehler nur bis zu einem kleinen Anteil der Abtastrate möglich. Die prozentuale Amplitudenabweichung δ ist dabei eine Funktion der Anzahl der Stützstellen, welche man als Verhältnis von f_s zu f berechnen kann. Formel (24) zeigt den mathematischen Zusammenhang.

$$\delta = \left(1 - \cos\left(\frac{\pi}{f_s/f}\right)\right) * 100\% \quad (24)$$

Um einen prozentuellen Amplitudenfehler von weniger als 5% zu gewährleisten, werden bereits 10 Stützstellen ($f_s/f = 10$) benötigt.

In weiterer Folge soll der Bereich der Messkette in Abb. 15 beschrieben werden, welcher für die A/D-Umwandlung zuständig ist. Dieser Bereich setzt sich aus einer Sampling&Hold Schaltung und einem A/D-Wandler zusammen (Abb. 15). Zum besseren Verständnis ist die Signalumformung bei der Digitalisierung in Abb. 17, mitsamt der jeweiligen Signalform vor und nach jedem Umwandlungsschritt, genauer dargestellt. Aus Vollständigkeitsgründen ist hier auch der bereits beschriebene Anti-Aliasing Filter (analoge Tiefpassfilter) enthalten.

²⁶ Vgl. Brandt (2011), S. 35 ff.

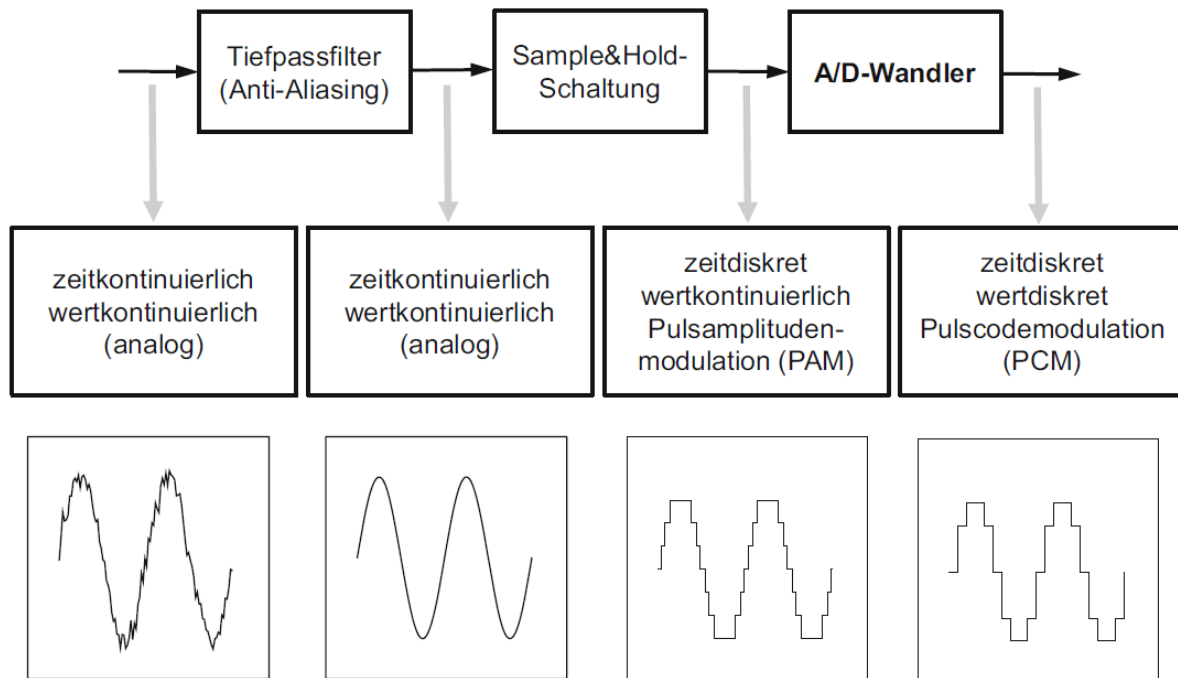


Abb. 17: A/D-Wandler mit Tiefpassfilter und Sample&Hold- Schaltung, Quelle: Kuttner/Rohnen (2019), S. 257.

Die Sample&Hold-Schaltung dient dazu, den Signalwert während der Umsetzzeit kontinuierlich zu halten. Die Umsetzzeit ist die Zeit, welche für die A/D-Wandlung benötigt wird. Die Sample&Hold-Schaltung hat zumeist einen weiteren Tiefpass-Filter integriert, sodass auch hochfrequente Signalanteile während der Haltezeit ausklingen. Die Ausgabe der Sample&Hold-Schaltung ist ein zeitdiskretes aber wertkontinuierliches Signal. Eine solche Signalverarbeitung wird auch als Puls-Amplituden-Modulation (PAM) bezeichnet. Das Ausgangssignal der Sample&Hold-Schaltung wird in den A/D-Wandler eingespeist, welcher es in ein zeitdiskretes und wertdiskretes Signal umwandelt. Diese Signalverarbeitung wird auch als Puls-Code-Modulation (PCM) bezeichnet.

5.3. Signalanalyse, -darstellung und -speicherung

Das durch den A/D-Wandler digitalisierte Signal kann mithilfe eines Rechners analysiert, verarbeitet, dargestellt und gespeichert werden. Im Zuge dieser Arbeit wurde dies bei allen unterschiedlichen Untersuchungen mit MatLab durchgeführt. Wichtigstes Instrument bei der Signalanalyse von Schwingungen ist die Fourier-Transformation, welche in Kapitel 4.4.2 genauer beschrieben ist. Eine detaillierte Erklärung der durchgeführten Signalanalysen und -verarbeitungen ist in den entsprechenden Kapiteln 7 und 8 integriert.

6. Versuchsaufbau

In diesem Kapitel wird auf die verwendete Schleifmaschine (Kapitel 6.1), die Werkstücke (Kapitel 6.2) und die verwendeten Messmittel (Kapitel 6.3) eingegangen.

6.1. Schleifmaschine

Die IFT-Forschungsschleifmaschine wurde in Zusammenarbeit mit der Gesellschaft für Schleiftechnik (GST) in erster Linie für Forschung im Bereich des Drehzahlsynchron-Schleifens entwickelt. Ein Layout der Maschine mitsamt wichtiger Eckdaten ist in Abb. 18 dargestellt. Die Maschine besitzt zwei separate Schleif- und Werkstückspindeln. Für die durchgeführten Untersuchungen wird die Schleifstation 2 verwendet. An der Werkstückspindel werden die Werkstücke mittels Dreibackenfutter gespannt und durch eine mitdrehende Spitze am pneumatisch gespannten Reitstock gestützt. Bei allen Versuchen wird eine Feinkorn-Schleifscheibe (Kurzbezeichnung CS55A220II5VK1) verwendet.

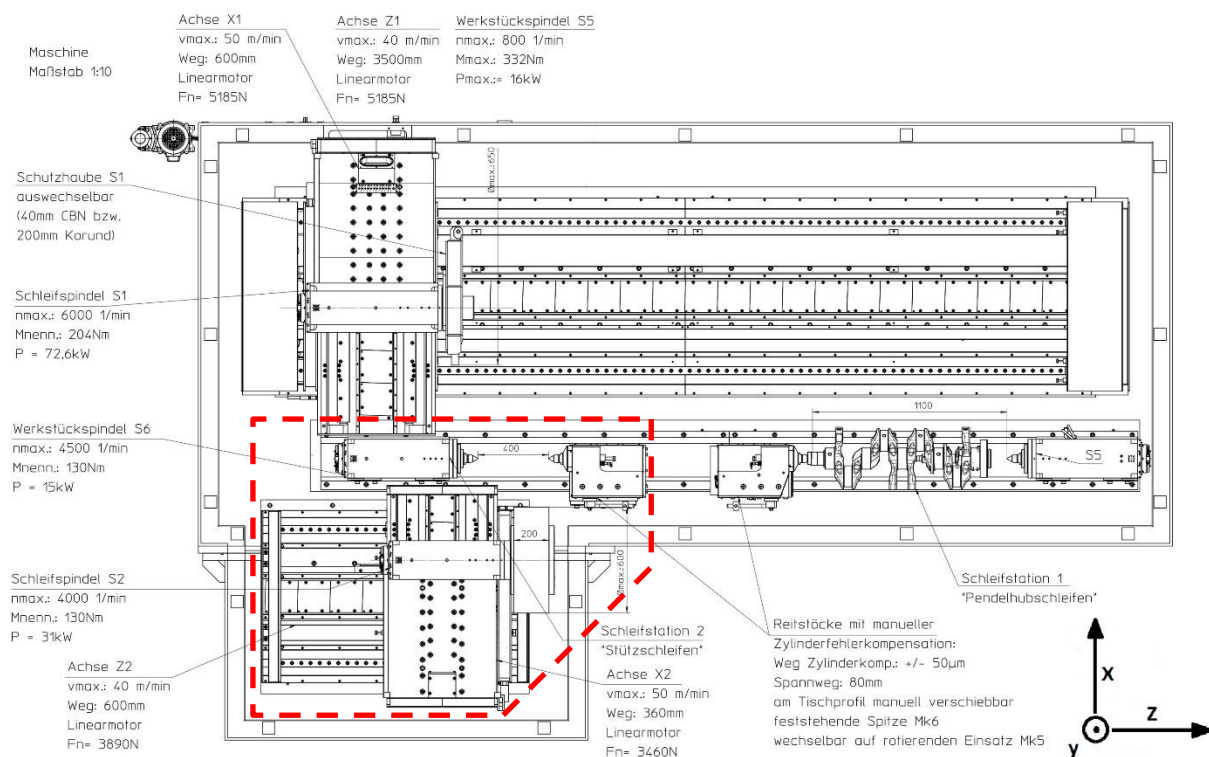


Abb. 18: Layout der IFT-Forschungsschleifmaschine mitsamt wichtiger Eckdaten, Quelle: IFT (2021), Onlinequelle [30.08.2021] (leicht modifiziert).

6.2. Werkstücke

Bei den Versuchsdurchführungen ist es das Ziel sowohl runde als auch unrunde Werkstücke zu schleifen. Bedingt durch den großen Zeitaufwand für das Unrund-Abrichten der Schleifscheibe, werden in erster Linie runde Werkstücke geschliffen. Da jedoch das

Hauptanwendungsgebiet des Drehzahlsynchron-Schleifprozesses die Fertigung unrunder Werkstücke ist, werden auch unrunde Werkstücke geschliffen.

Die Rundwerkstücke (Abb. 19) haben einen Außendurchmesser von 54 mm und eine Länge von 80 mm. Der Wellenstummel dient zur Einspannung ins Dreibackenfutter. Auf der gegenüberliegenden Seite ist eine Zentrierbohrung ausgeführt, durch die im Zuge der Bearbeitung die reitstockseitige Abstützung erfolgt. Je Rundwerkstück können zwei 30 mm breite Einstichpositionen realisiert werden, welche mit E1 (Dreibackenfutter-seitig) und E2 (Reitstock-seitig) abgekürzt werden. Als Werkstoff dient 100Cr6 im wärmebehandelten Zustand mit 59 HRC.

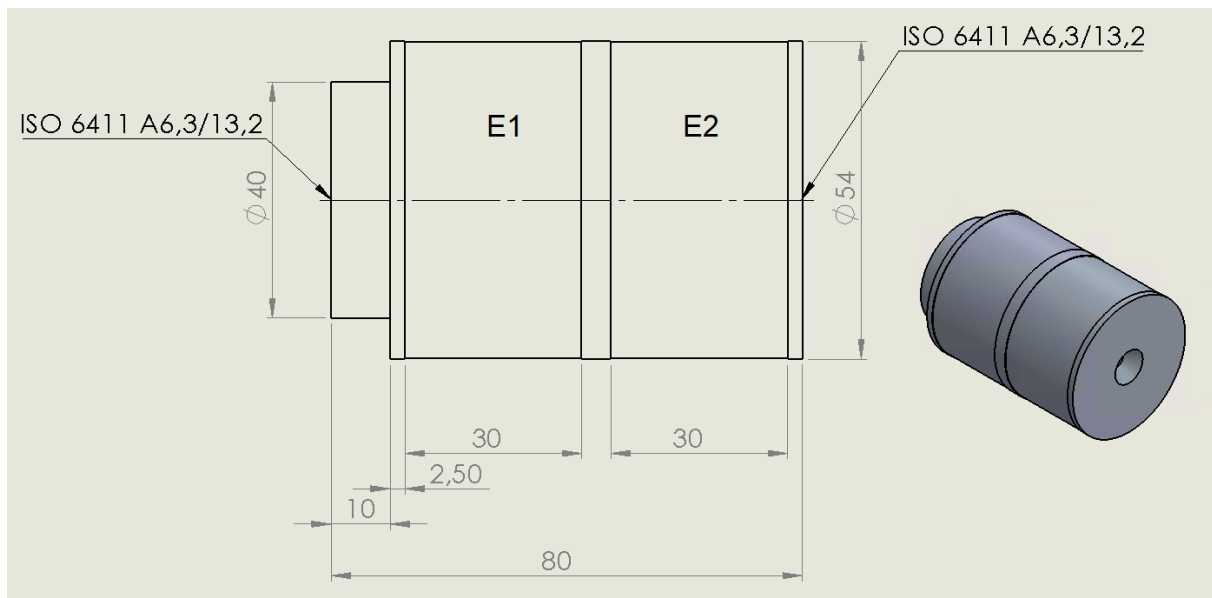


Abb. 19: Skizze der Rundwerkstücke, Quelle: Eigene Darstellung.

Zusätzlich zu den Rundwerkstücken werden auch Unrundwerkstücke drehzahlsynchron geschliffen (Ausgangsgeometrie ist rund). Mit dem P3G-Polygonprofil wird eine in der Industrie angewendete unrunde Kontur als Vorgabe gewählt.

Die Grundform des P3G ist ein gleichseitiges Dreieck mit abgerundeten Ecken (Abb. 20 links). Die Ecken sind so abgerundet, dass ein sogenanntes „Gleichdick“ entsteht. Das P3G-Profil wird üblicherweise für Welle-Nabe-Verbindungen zur Übertragung von großen Drehmomenten verwendet. Bedingt durch seine harmonische Form weist es eine geringe Kerbwirkung auf und wird vor allem bei Stoßbeanspruchungen verwendet. Des Weiteren sind P3G-Welle-Nabe-Verbindungen sehr platzsparend und die Montage ist einfach.²⁷

In Abb. 20 sind rechts die charakteristischen P3G-Profil-Abmessungen, mitsamt der verwendeten Zahlenwerte und Toleranzvorgaben dargestellt. Dies sind der

²⁷ Vgl. Wittel/Jannasch/Voßiek/Spura (2019), S. 246 f.

Gleichdickdurchmesser d_1 , der maximal einhüllende Durchmesser d_2 , der Grundkreisdurchmesser d_3 und der Hub $2e$. Als Werkstoff wird ebenso 100Cr6 verwendet. Im Unterschied zu den Rundwerkstücke, werden die Unrundwerkstücke vor der Bearbeitung nicht gehärtet.

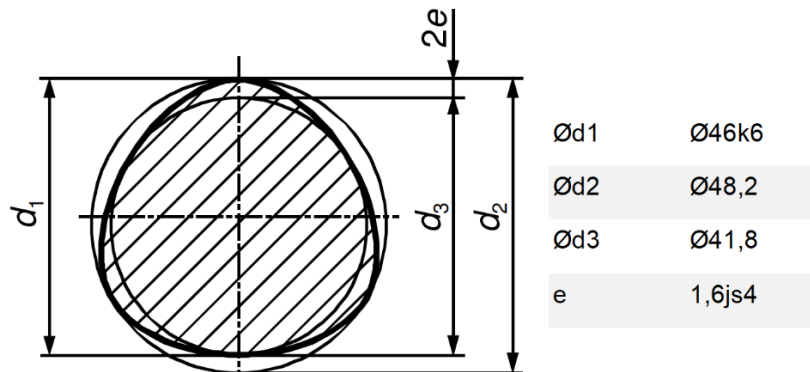


Abb. 20: P3G-45 mit den charakteristischen Abmessungen, Quelle: Großmann (2007), S. 9 (leicht modifiziert).

6.3. Messmittel

Im Folgenden werden die verwendeten Messmittel näher erläutert. Dabei wird hauptsächlich auf die verwendete Schwingungsmess-Sensorik (Kapitel 6.3.1) eingegangen. Diese setzt sich aus dem Impulshammer, den Beschleunigungssensoren, dem Versorgungs- und Aufbereitungsgerät sowie dem Analog-Digital-Wandler zusammen. Des Weiteren wird auf das verwendete, institutseigene Konturmessgerät (Kapitel 6.3.2) eingegangen.

6.3.1. Schwingungsmess-Sensorik

Der Impulshammer ist Teil der Schwingungsmess-Sensorik und dient zur Anregung einer Struktur mit einer bestimmten Kraftamplitude innerhalb eines bestimmten Frequenzbereichs. Er wird hauptsächlich für Modalanalysen und dynamische Strukturuntersuchungen verwendet. Ein Impulshammer erzeugt ein transientes Signal (siehe Kapitel 3.1) und gehört zu den Absoluterregern. Durch einen integrierten Kraftsensor (Quarz-Messelement, Dehnmessstreifen, etc.) wird der eingebrachte Kraftimpuls gemessen, wodurch beispielsweise Übertragungsfunktionen berechnet werden können.

Durch Zusatzmassen und unterschiedlich harte Koppelemente kann der Frequenzbereich des Anregungsspektrums auf die zu untersuchende Struktur angepasst werden. Durch Verwendung von weichen Koppelementen (beispielsweise Gummi) erzeugt man breite Kraftimpulse und regt dadurch das System hauptsächlich in tiefen Frequenzen an. Umgekehrt

regt man das System bei der Verwendung eines harten Koppellements (beispielsweise Stahl) in einem deutlich breiteren Frequenzbereich an.²⁸

Bei den Nachgiebigkeitsfrequenzgangs-Messungen wird der Impulshammer Typ 9726A20000 der Firma Kistler verwendet. Dieser besitzt ein Quarz-Messelement zum Messen des Kraftsignals und ist für die Anregung großer und schwerer Strukturen geeignet (Maximalkraft von 20 kN) (technische Daten siehe Anhang 1).

Einen weiteren Teil der Schwingungsmess-Sensorik bilden die Beschleunigungsaufnehmer, welche die Reaktionskraft einer beschleunigten Masse erfassen. Aus der Reaktionskraft kann in weiterer Folge auf die Beschleunigung rückgeschlossen werden.

Üblicherweise arbeiten alle Beschleunigungsaufnehmer nach dem Erschütterungsprinzip.²⁹

Für die Aufnahme der Messgröße gibt es jedoch unterschiedliche physikalische Messprinzipien. Zur Messung von Linearbeschleunigungen, wie es bei den Messungen an der IFT-Forschungsschleifmaschine der Fall ist, haben piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer die größte technische Bedeutung.

Für die Schwingungsmessungen am Reitstock wird der piezoelektrische Kistler Einachssensor 8630C10 verwendet. Ihn zeichnet sein geringes Eigengewicht aus, wodurch er die dynamischen Eigenschaften des zu betrachtenden Systems nur wenig beeinflusst. Angebracht wird der Sensor mittels einer anhaftenden Wachsschicht. Dabei gilt es zu beachten, dass die Wachsschicht nicht zu dick ist, um ein ungewolltes Dämpfungsverhalten zu vermeiden. Der Sensor kann Beschleunigungen bis zu ± 10 g aufnehmen (technische Daten siehe Anhang 3).

Für die Schwingungsmessungen an der Werkstückspindel und die gesamten Nachgiebigkeitsmessungen wird der piezoelektrische Kistler Triachssensor 8692C verwendet. Dieser ist wiederum sehr leicht und beeinflusst dadurch die dynamischen Eigenschaften des Systems nur gering. Er kann Beschleunigungen im Bereich von ± 10 g in drei Achsen aufnehmen. Im Gegensatz zum Einachssensor wird er über einen Magnet an der Unterseite angebracht, wodurch eine sehr einfache und flexible Montage gegeben ist (technische Daten siehe Anhang 4).

Für den Betrieb der Beschleunigungsaufnehmer und des Impulshammers wird ein Versorgungsgerät benötigt. Des Weiteren muss das analoge Signal, bevor es im A/D-Wandler zu einem digitalen Signal umgewandelt werden kann, verstärkt und gefiltert werden. Hierfür wird der Kistler Piezotron Coupler 5134A eingesetzt. Dieser wird zwischen die Sensoren und Messinstrumente geschaltet und kann bis zu 4 Eingänge gleichzeitig versorgen. Des Weiteren kann für jeden Eingang ein Verstärkungsfaktor definiert werden. Dieser dient der Angleichung

²⁸ Vgl. Weck/Brecher (2006), S. 243.

²⁹ Vgl. Weck/Brecher (2006), S. 44 f.

der Messsignale an den Eingangsspannungsbereich des nachfolgenden A/D-Wandlers (siehe Kapitel 5.1). Neben dem Verstärkungsfaktor ist die Einstellung eines analogen Tiefpassfilters erforderlich, um das Abtasttheorem einzuhalten und den Alias-Effekt zu vermeiden (siehe Kapitel 5.2) (technische Daten siehe Anhang 2).

Die Ausgänge des Piezotron Coupler sind mit den Eingängen eines A/D-Wandlers verbunden, welcher die in Kapitel 5.2 beschriebene Digitalisierung durchführt. Im Zuge dieser Arbeit wird der A/D-Wandler 9215 der Firma National Instruments verwendet. Dieser hat vier Eingänge, einen Eingangsspannungsbereich von ± 10 V, eine Auflösung von 16 Bit und jeder Eingang kann gleichzeitig mit 100 kS/s (kilo Samples per second) abgetastet werden (technische Daten siehe Anhang 5).

Eingesteckt ist der A/D-Wandler in eine Datenerfassungsplattform der Firma National Instruments, welche für die Datenübertragung über USB mit dem Mess-PC verbunden ist (technische Daten siehe Anhang 6).

6.3.2. Konturmessgerät

Das Konturmessgerät der Firma Leitz wurde im Zuge der Erforschung des Drehzahlsynchron-Schleifprozesses revitalisiert (Abb. 21). Das zu untersuchende Werkstück wird zwischen Spitzen gespannt und ist mittels spielfreiem Mitnehmer mit der Drehachse verbunden. Über ein Handdrehrad wird das Werkstück rotiert und dabei taktil abgetastet. Die Winkelinformationen des Drehgebers und die Hub-Werte des inkrementellen Messtasters werden gleichzeitig aufgenommen und über eine Messkarte an den Auswerte-PC übermittelt. Diese Rohdaten müssen anschließend weiter aufbereitet werden, bevor sie analysiert und dargestellt werden können. Dies wird in einem MatLab-Programm umgesetzt.

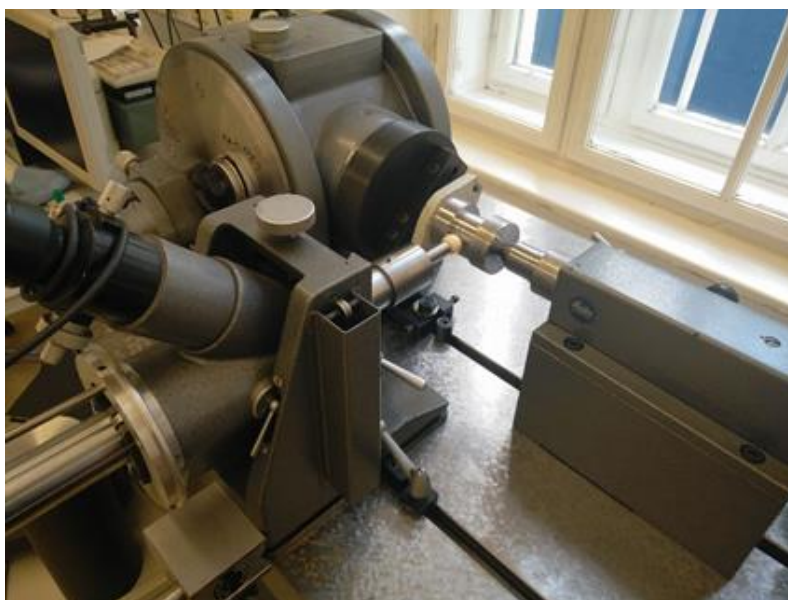


Abb. 21: Leitz Konturmessgerät, Quelle: Eigene Darstellung.

Zuerst wird die Exzentrizität herausgerechnet. Dies ist notwendig, da bedingt durch die Zentrierspitzen die Drehachse und die Mittelachse des Werkstücks bei der Messung nicht exakt fluchten. Bei runden Werkstücken wird die Exzentrizität direkt aus der gemessenen Kontur berechnet und herausgefiltert. Bei unrunder Werkstücke ist eine zusätzliche, in derselben Aufspannung wie bei der Unrundbearbeitung gefertigte, rundgeschliffene Stelle notwendig, an welcher die Exzentrizität infolge der Messaufspannung ermittelt werden kann.

Neben der Filterung der Exzentrizität muss bei unrunder Werkstücke eine Taster-Radiuskompensation durchgeführt werden. Diese ist erforderlich, da bedingt durch den Taster-Radius von 10 mm unrunder Konturen verzerrt gemessen werden. Die Hub-Werte müssen auf einen fiktiven Taster mit Durchmesser 0 mm zurückgerechnet werden, um unverzerrte Ergebnisse zu erhalten. Detailliertere Beschreibungen und dazugehörige Formeln erläutern Schmid³⁰ und Mayr³¹.

Sind die Exzentrizität und der Taster-Radius herausgefiltert, kann das bereinigte Signal durch eine FFT (siehe Kapitel 4.4.2) analysiert werden. Das Ergebnis ist kein Frequenzspektrum, sondern ein Ordnungsspektrum. Grund hierfür ist, dass die Messwerte den Hub über den Drehwinkel darstellen und keinen Zeitbezug haben. Die Werkstückkontur wird daher in ihre harmonischen Teile aufgespalten. Die Ordnung der Harmonischen stellt die Anzahl der ganzen Wellen innerhalb eines Profils dar. Die Harmonische mit der Ordnung eins (Bezeichnung *H1*) entspricht der Exzentrizität. Die Harmonische mit der Ordnung zwei (*H2*) entspricht zwei ganzen Wellen innerhalb des Profils und kennzeichnet die Ovalität des Werkstücks. *H3* entspricht der Dreiecksform, *H4* der Vierecksform und so weiter. Je größer die Amplitude einer Harmonischen (= maximale Auslenkung der Welle), umso bestimmender ist die Form der Harmonischen. Im Ordnungsspektrum sind die Amplituden aller Harmonischen unterschiedlicher Ordnung dargestellt.

Bei der Berechnung des Ordnungsspektrums von unrunder Werkstücke muss die Soll-Unrundkontur von den gemessenen Hub-Werten abgezogen werden. Dies ist notwendig, um ein Ordnungsspektrum zu erhalten, welches nicht durch die Soll-Unrundkontur verzerrt ist und die tatsächlichen Welligkeiten an der Werkstückkontur widerspiegelt.

Da das Ergebnis einer Konturvermessung dem Frequenzspektrum der dazugehörigen Schwingungsmessung gegenübergestellt werden soll, muss das Ordnungsspektrum der Werkstückkontur in ein Frequenzspektrum umgewandelt werden. Dies wird durch die Multiplikation der Ordnungen mit der Werkstückdrehfrequenz im Schleifprozess erreicht. Dadurch ergibt sich ein Frequenzspektrum, welches in weiterer Folge mit dem

³⁰ Vgl. Schmid (1986), S. 81 ff.

³¹ Vgl. Mayr (1993), S. 132 ff.

Frequenzspektrum der dazugehörigen Schwingungsmessung auf Zusammenhänge überprüft werden kann.

In Abb. 22 ist links beispielhaft das ermittelte Frequenzspektrum einer Konturvermessung eines Rundwerkstücks dargestellt. Zusätzlich zum Frequenzspektrum ist ein Kontur-Polarplot dargestellt (Abb. 22 rechts), welcher die gemessenen Hub-Werte über den Drehwinkel zeigt und zur Visualisierung der Ergebnisse dient.

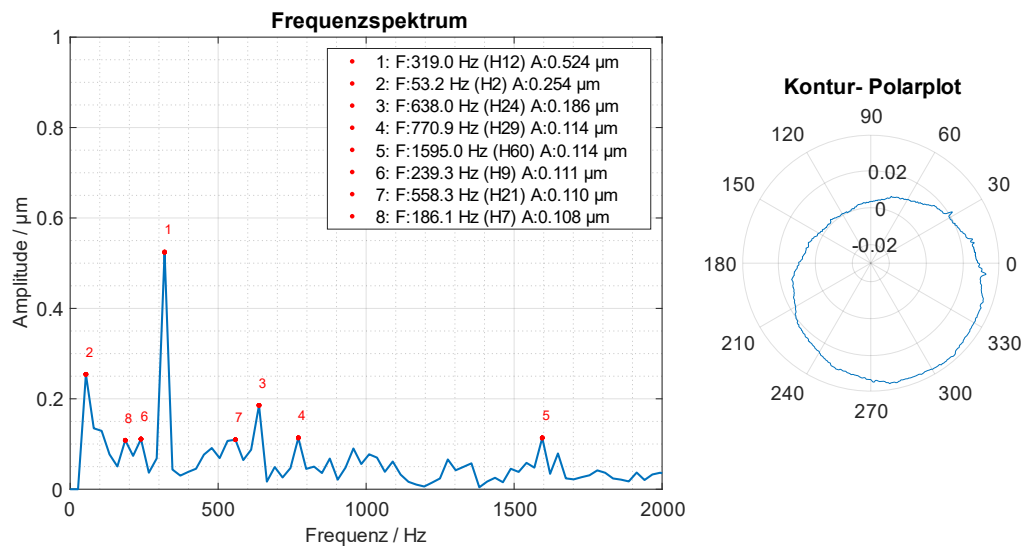


Abb. 22: Beispielhaftes Ergebnis einer Werkstückkonturvermessung, Quelle: Eigene Darstellung.

7. Ermittlung des Nachgiebigkeitsfrequenzganges mittels Impulshammer

Einen wichtigen Teil der experimentellen Untersuchungen bildet die Ermittlung der Nachgiebigkeitsfrequenzgänge der IFT-Forschungsschleifmaschine. Die dazugehörige Theorie ist in Kapitel 4 detailliert beschrieben. In den folgenden Unterkapiteln werden die Versuchsplanung und die praktische Umsetzung sowie die Auswertung der Messungen behandelt.

7.1. Versuchsplanung und Messaufbau

Aufgrund der Komplexität einer kompletten Modalanalyse werden lediglich einzelne aussagekräftige Nachgiebigkeitsfrequenzgänge der an den Schleifoperationen beteiligten Systemen ermittelt. Dazu zählen die Schleif- und die Werkstückspindel mitsamt Reitstock. Es wird gemessen, wie der Kontaktpunkt beider Systeme (Schleif- und Werkstückspindel) bei Anregung an selbigen schwingt. Die Anregung erfolgt mittels Impulshammer und die Schwingungsmessung mittels Triachssensor. Durch die gleichzeitige Messung der auftretenden Schwingungen in Form einer Beschleunigung und dem Kraftsignal des Impulshammers kann der Nachgiebigkeitsfrequenzgang des Kontaktpunktes entsprechend den Ausführungen in Kapitel 4 berechnet werden. Aus diesem können in weiterer Folge Maschineneigenfrequenzen abgeleitet werden. Es dient der Kontaktpunkt beider Systeme als gleichzeitiger Anregungs- und Messpunkt, da dieser sehr aussagekräftig ist. Der Nachgiebigkeitsfrequenzgang des Kontaktpunktes beinhaltet alle Eigenfrequenzen des Systems, welche das Schleifergebnis beeinflussen können. Des Weiteren spricht für die Verwendung des Kontaktpunktes als Anregepunkt, dass auch beim tatsächlichen Schleifprozess die Anregung infolge der Prozesskräfte an dieser Stelle auftritt.

Um aussagekräftige und valide Messergebnisse zu erhalten, welche auch mit den Schwingungsmessungen in Verbindung gebracht werden können, gilt es Einiges zu beachten. Die Schleif- und Werkzeugspindel müssen sich an exakt derselben Achsposition befinden und es muss dasselbe Werkstück gespannt sein als beim Schleifprozess. Des Weiteren sind ebenso alle Antriebe und Klemmungen in den gleichen Zustand zu versetzen wie beim tatsächlichen Schleifprozess.

Der Nachgiebigkeitsfrequenzgang des Kontaktpunktes wird in allen drei Achsen aufgezeichnet. Dabei wird ein Koordinatensystem verwendet, welches bei Schleifmaschinen üblich ist (siehe wiederum Abb. 18). Wichtigster Nachgiebigkeitsfrequenzgang ist jener in Bearbeitungsrichtung (= x-Achse). Grund hierfür ist, dass die Prozesskräfte infolge des

Einstech-Schleifvorgangs in dieser Achse am größten sind und demzufolge auch die Schwingungen.

Abb. 23 zeigt die Sensoranbringung an den jeweiligen Systemen (Werkstückspindel oben und Schleifspindel unten), sowie die Impulshammer-Anregestellen und -richtungen in allen drei Achsen, symbolisiert durch rote Pfeile. Wie man erkennen kann, ist die Sensoranbringung und Anregung direkt am Kontaktpunkt nur bedingt möglich, weshalb alternative Sensor- und Anregestellen zur Anwendung kommen. Zur geeigneten Anbringung des Sensors wurde am Werkstück eine Flachstelle angebracht.

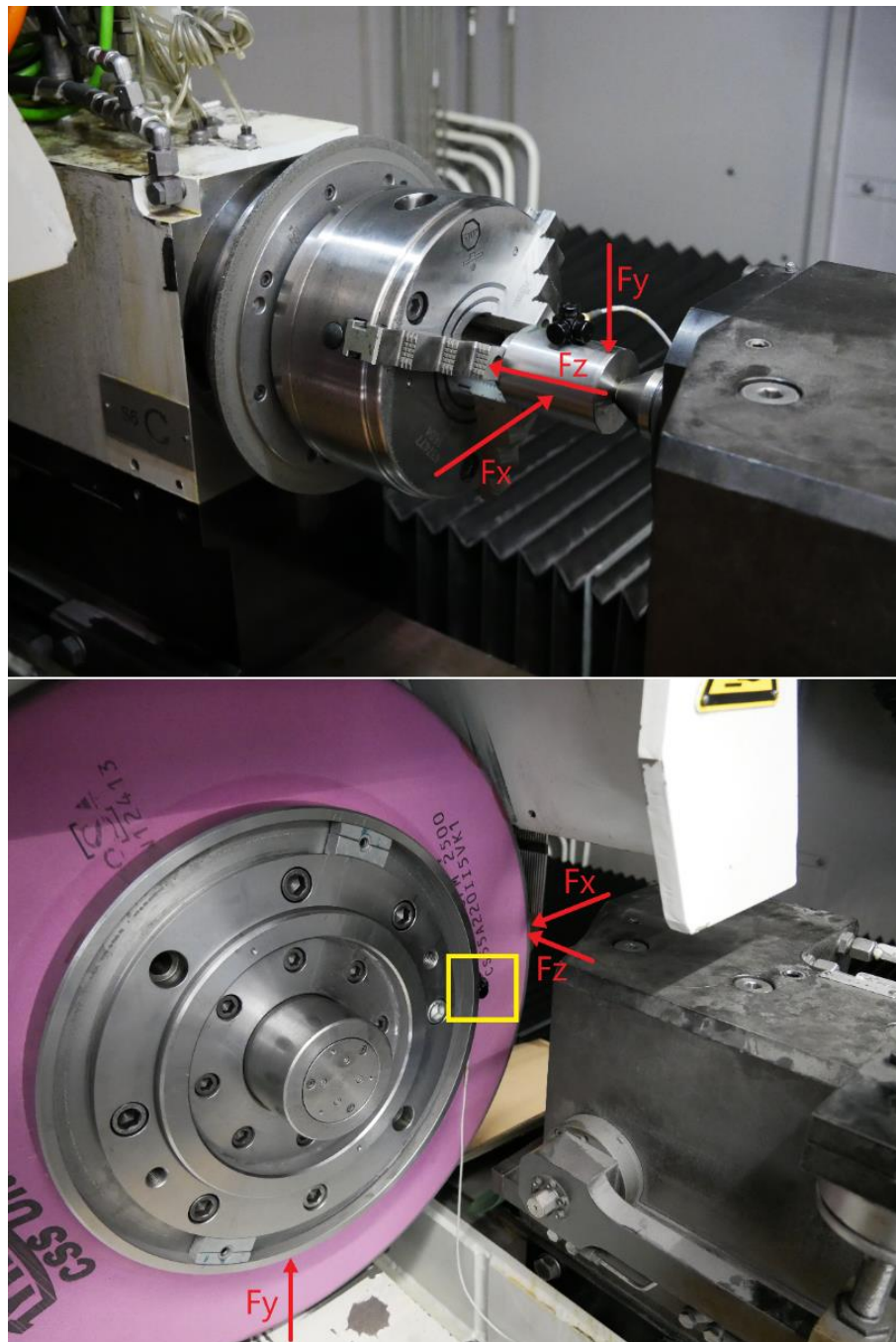


Abb. 23: Sensoranbringung an der Werkstückspindel (oben) und der Schleifspindel (unten) mitsamt der Impulshammer-Anregestellen und -richtungen, Quelle: Eigene Darstellung.

7.2. Durchführung und Auswertung

Jede Einzelmessung wird mehrmals durchgeführt (M1, M2, M3...), wobei jede dieser einzelnen Messungen selbst 8-10 Hammerschläge beinhaltet. Dadurch wird sichergestellt, dass der Einfluss von Ausreißern so gering wie möglich ist und ein solcher jedenfalls erkannt wird. Im Folgenden wird auf die Schritte bei der Ermittlung und Auswertung des Nachgiebigkeitsfrequenzganges der Werkstückspindel in Bearbeitungsrichtung (x-Achse), am Beispiel der Messung M2, eingegangen. Abb. 24 zeigt eine Momentanaufnahme dieser Messung.

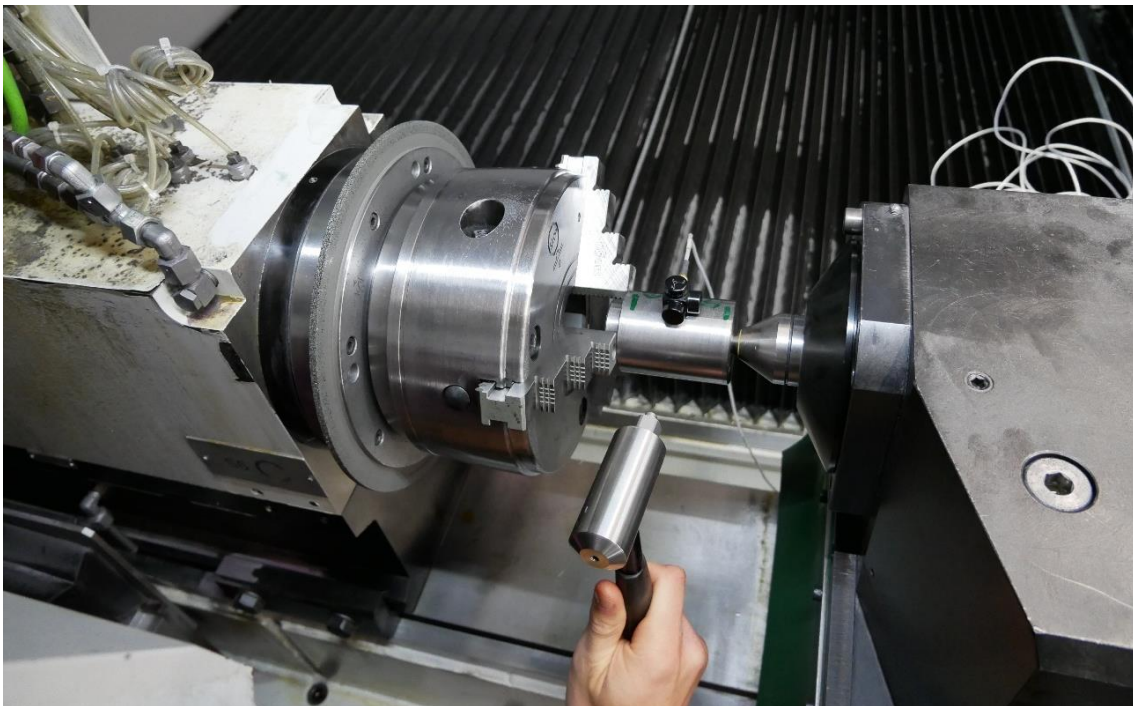


Abb. 24: Anregung der Werkstückspindel in Bearbeitungsrichtung (x-Achse), Quelle: Eigene Darstellung.

Aufbauend auf einem bereits existierenden IFT-MatLab-Programm, welches die Messwerte detektiert und speichert, wird ein weiteres MatLab-Programm zur Auswertung und Analyse erarbeitet. Dieses stellt als erstes die Rohdaten der Messung in Form eines Amplituden-Zeit-Graphen dar (Abb. 25). Aus Platzgründen sind nur das gemessene Beschleunigungssignal in Bearbeitungsrichtung und das dazugehörige Kraftsignal abgebildet. Die Rohdaten dienen zur Erstbegutachtung der Messung, des Weiteren können eventuelle Unregelmäßigkeiten, wie beispielsweise ein erhöhter Sensordrift, frühzeitig erkannt werden.

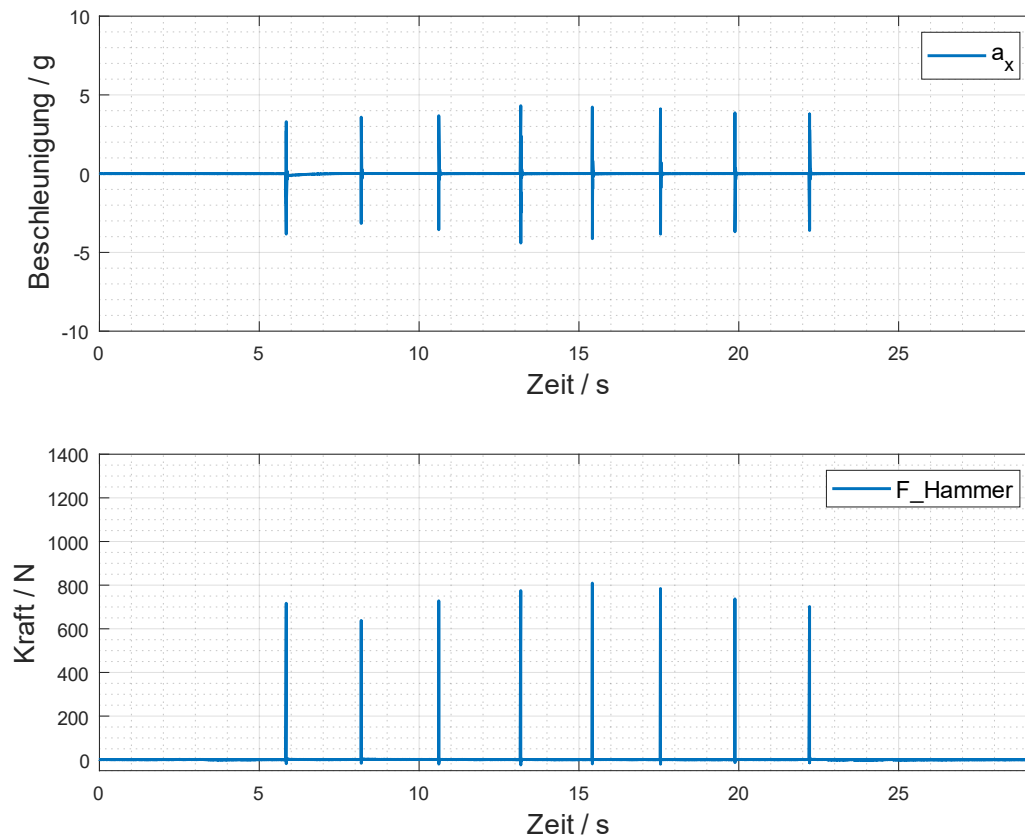


Abb. 25: Rohdaten der Messung an der Werkstückspindel in Bearbeitungsrichtung (x-Achse), Quelle: Eigene Darstellung.

Bei Betrachtung von Abb. 25 erkennt man, dass bei dieser Messung 8 einzelne Hammerschläge ausgeführt worden sind. Diese werden jeweils als gleich lange Einzelblöcke für die weiteren Analysen abgespeichert. Die Blocklänge wird dabei entsprechend der Ausklingzeit der Schwingungen angepasst.

Um eine geeignete Qualität der Hammerschläge sicherzustellen, werden diese hinsichtlich ihrer Impulshöhe und Impulsbreite analysiert (Abb. 26). Der ideale Anregungsimpuls würde eine unendlich kleine Impulsbreite und eine unendlich breitbandige Frequenzanregung erzeugen. Ein reeller Anregungsimpuls hat hingegen immer eine endlich kleine Impulsbreite und bewirkt eine breitbandige Anregung in einem begrenzten Frequenzbereich. Umso kleiner die Impulsbreite, desto größer ist dieser Frequenzbereich. Daher ist es wichtig, Hammerschläge mit kleinen Impulsbreiten zu erzeugen.

Impulsbreiten kleiner als 1 ms werden in der Literatur empfohlen, um brauchbare Messergebnisse zu erzeugen.³²

³² Vgl. Kuttner/Rohnen (2019), S. 531.

Ebenfalls wichtig ist die Impulshöhe. Es sollten Schläge verwendet werden, welche ein ähnliches Kraftniveau aufweisen, erfahrungsbasierte Grenzwerte konnten hierfür nicht gefunden werden.

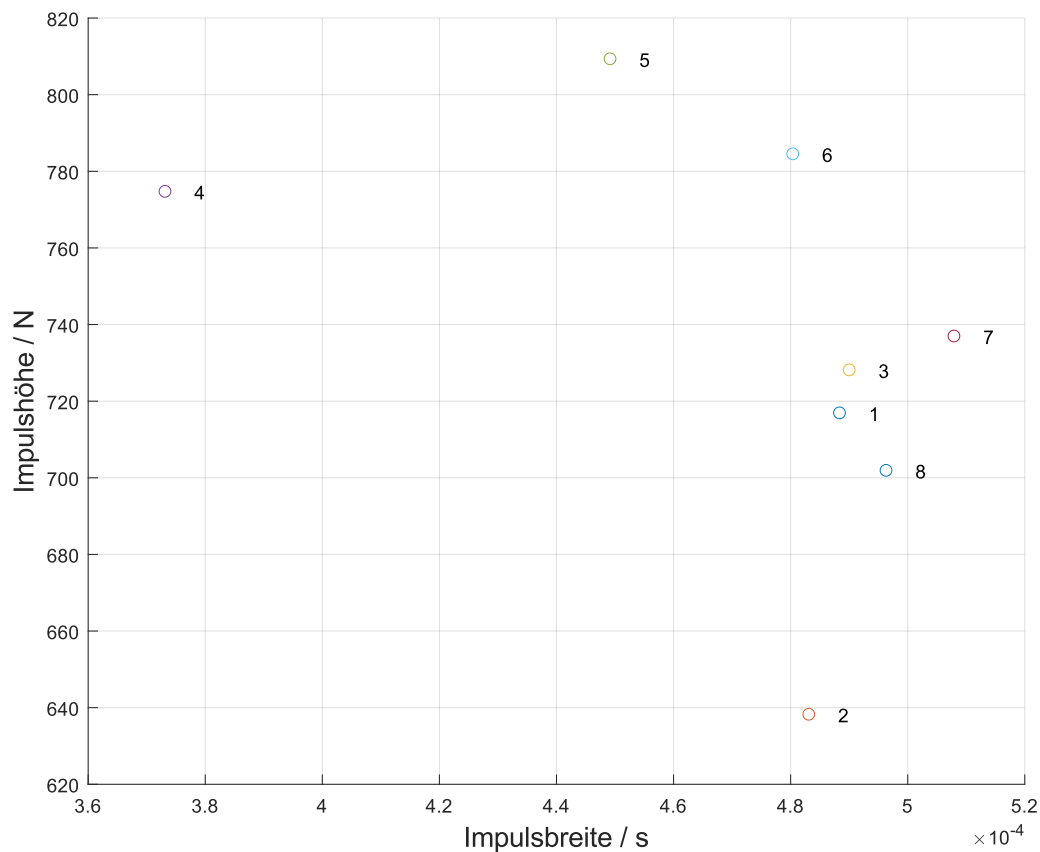


Abb. 26: Analyse der durchgeführten Impulshammerschläge hinsichtlich Impulshöhe und -breite,
Quelle: Eigene Darstellung.

Für die weitere Auswertung werden nur jene Hammerschläge herangezogen, welche die genannten Bedingungen beziehungsweise Einschränkungen erfüllen. Da bei der betrachteten Messung alle Impulsbreiten unter 1 ms (0,5 ms und kleiner) sind, wird die Auswahl anhand der Impulshöhe getroffen. Es werden die Schläge 1, 3, 7 und 8 als geeignet eingestuft, da sie eine ähnliche Impulshöhe aufweisen.

Neben der Analyse der Impulshammerschläge hinsichtlich der Impulsbreite und -höhe muss auch das Frequenzspektrum der Hammerschläge analysiert werden. Dadurch können Unregelmäßigkeiten, vor allem aber Doppeleinschläge, erkannt werden. Bei einem Doppeleinschlag trifft der Hammer kurz nacheinander zweimal auf die Struktur auf. Im Frequenzspektrum äußert sich dies durch ein starkes Schwingen, weshalb ein solcher Schlag für die weitere Auswertung nicht verwendet werden darf. Eine Gegenüberstellung des Frequenzspektrums eines konformen Hammerschlages zu jenem eines Doppeleinschlages ist in Abb. 27 dargestellt.

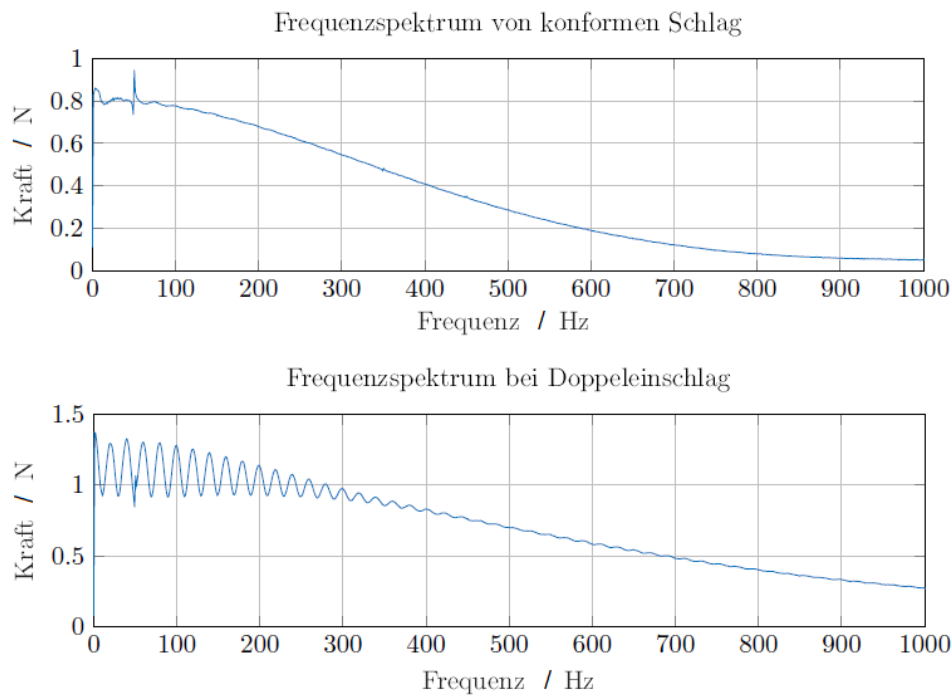


Abb. 27: Qualitativer Vergleich des Frequenzspektrums eines konformen Hammerschlages (oben) mit einem Doppeleinschlag (unten), Quelle: Binder (2018), S. 23 (leicht modifiziert).

Neben einem Doppeleinschlag kann man durch das Frequenzspektrum der Hammerschläge ebenso erkennen, in welchem Frequenzbereich eine geeignete Anregung stattgefunden hat. Der Frequenzbereich bis zu einem Amplitudenabfall von 20 dB der Kraftanregung des Impulshammers ist nutzbar. Bis zu diesem Grenzwert findet ein ausreichender Energieeintrag statt.^{33,34}

Abb. 28 zeigt beispielhaft die Frequenzspektren der als geeignet befundenen Hammerschläge 1, 3, 7 und 8 der durchgeführten Messung. Wie erkennbar, weisen alle Hammerschläge ein konformes Frequenzspektrum auf. Die Amplituden erreichen zumeist erst ab 1600 Hz einen Amplitudenabfall von 20 dB, was als ausreichend einzustufen ist. Dies bedeutet, dass alle betrachteten vier Hammerschläge für die weitere Analyse herangezogen werden können.

³³ Vgl. Haas (2014), Onlinequelle [Stand 30.08.2021].

³⁴ Vgl. Brandt (2011), S. 298.

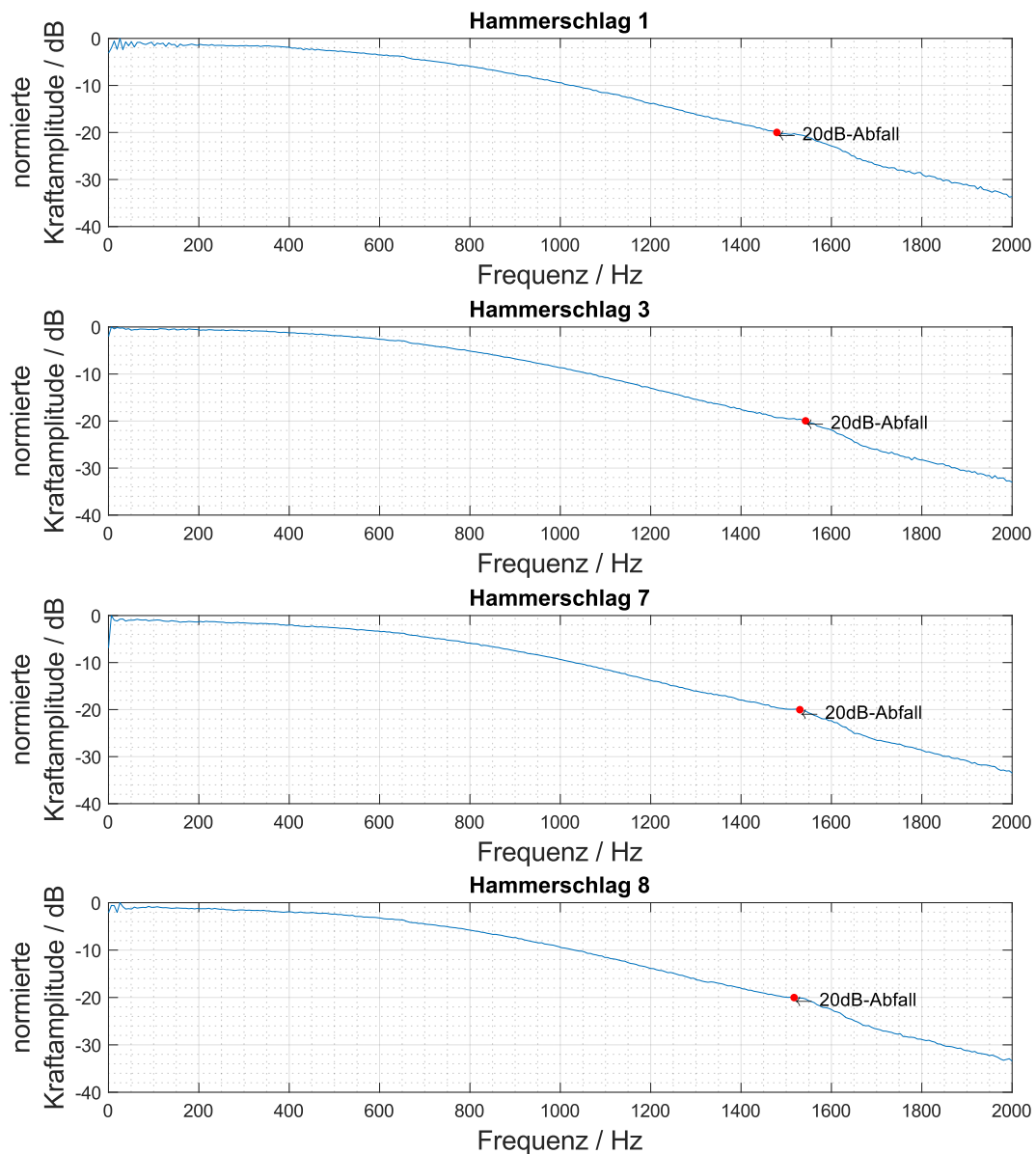


Abb. 28: Frequenzspektrum der ausgewählten Hammerschläge, Quelle: Eigene Darstellung.

Bevor die ausgewählten, qualitativ hochwertigen Hammerschlag- und Beschleunigungsblöcke zu einem Signal zusammengefasst werden können, muss die periodische Fortsetzung (Periodizität) des Signals im Zeitbereich erzeugt werden. Dies ist eine notwendige Bedingung, um die sogenannte Leakage bei der FFT zu vermeiden. Diese entsteht durch eine Diskontinuität des Messsignals im Zeitbereich und ist in Kapitel 4.4.2 beschrieben. Realisiert wird diese Periodizität durch Multiplikation des Kraft- und Beschleunigungssignals mit einer sogenannten Fensterfunktion.

Es gibt viele unterschiedliche Fensterfunktionen für verschiedene Anwendungen. Verwendet wird das Exponentialfenster, welches mittels einer Exponentialfunktion abklingende Schwingungen dämpft. Dieses drückt den Signalwert zu Beginn sowie am Ende gegen Null und erzeugt dadurch die geforderte Periodizität.

Das Exponentialfenster wird üblicherweise für transiente Signale bei schwach gedämpften Systemen angewendet.³⁵

Wie erwähnt, erzeugt ein Hammerschlag ein transientes Signal und die Dämpfung einer Werkzeugmaschine ist üblicherweise sehr gering. Aus diesen Gründen ist die Verwendung des Exponentialfensters bei den durchgeführten Messungen sinnvoll.

Abb. 29 stellt das noch ungefilterte Beschleunigungs- (links) und Kraftsignal (rechts) gemeinsam mit den dazugehörigen Exponentialfenstern dar.

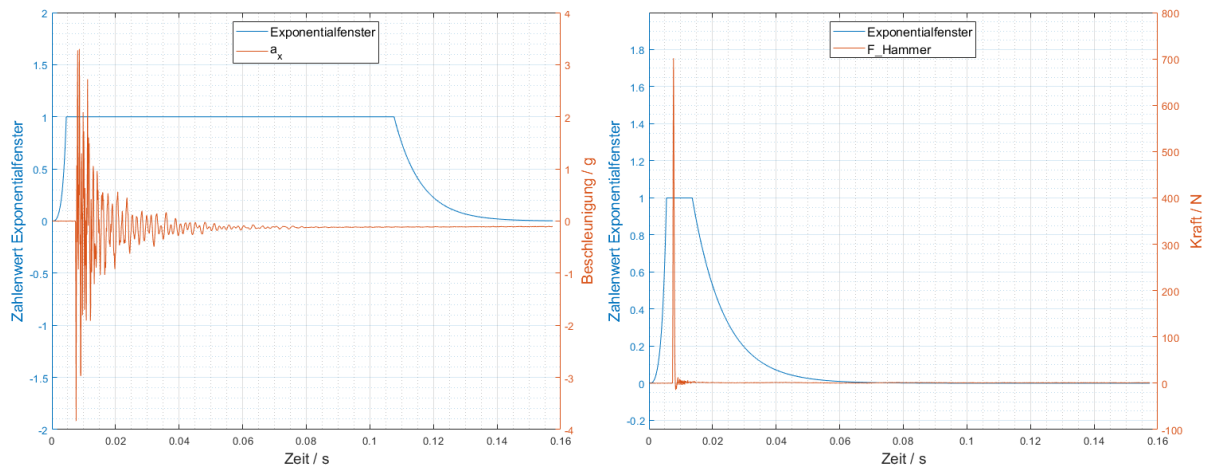


Abb. 29: Verwendetes Exponentialfenster für das Beschleunigungs- (links) und das Kraftsignal (rechts), Quelle: Eigene Darstellung.

Nachdem die Beschleunigungs- und Kraftsignale mit den jeweiligen Exponentialfenstern multipliziert worden sind, können sie wieder zu einem Signal zusammengefasst werden (Abb. 30).

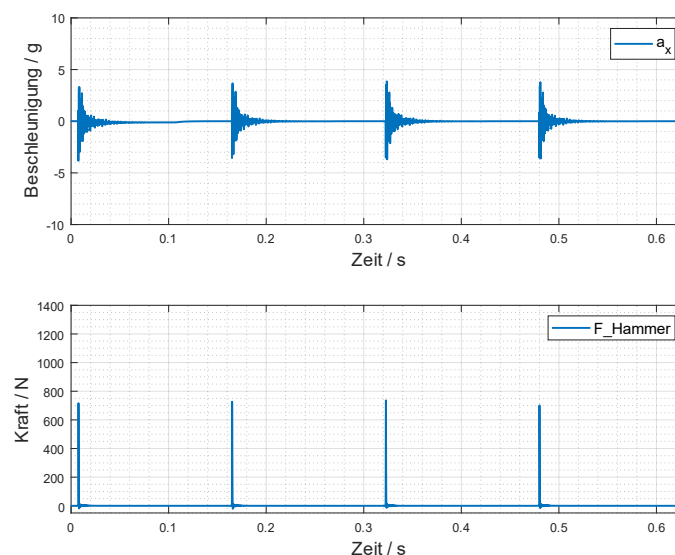


Abb. 30: Wieder zusammengesetztes Beschleunigungs- (oben) und Kraftsignal (unten), Quelle: Eigene Darstellung.

³⁵ Vgl. Kuttner/Rohnen (2019), S. 460.

Das Kraftsignal und das Beschleunigungssignal können in die vorgefertigte MatLab-Funktion *modalfrrf()* eingelesen werden, welche den Nachgiebigkeitsfrequenzgang und die dazugehörige Kohärenz entsprechend den Formeln in Kapitel 4.4 berechnet. Als Methode wird die HV-Methode (siehe Kapitel 4.4.3) verwendet, welche sowohl Störungen im Kraft- als auch im Beschleunigungssignal, berücksichtigt. Der berechnete Nachgiebigkeitsfrequenzgang ist in Abb. 31 dargestellt. Aus diesem können dynamische Kennwerte, wie beispielsweise Eigenfrequenzen und Bereiche mit großer Nachgiebigkeit ausgelesen werden. Die blaue Linie stellt die Nachgiebigkeit dar und wird über die linke Ordinate beschrieben. Die rote Kurve stellt die Kohärenz dar, der die rechte Ordinate zugeordnet ist. Weist die Kohärenz Werte von >0.8 auf, so sind die Messwerte als qualitativ hochwertig zu interpretieren. Bei Antiresonanzen und vor allem im tiefen Frequenzbereich von 0-50 Hz ist ein Abfall der Kohärenz üblich. Dies wurde bereits in Kapitel 4.4.4 näher erklärt. Die in Abb. 31 dargestellte Messung weist eine zufriedenstellende Kohärenz auf.

Betrachtet man die Nachgiebigkeit, so sind die einzelnen Spitzen den Eigenfrequenzen des Systems zuzuordnen, wie in Kapitel 4 erwähnt. Die ersten 8 dominanten Eigenfrequenzen sind in Abb. 31 rot markiert und in absteigender Reihenfolge nummeriert. Die Eigenfrequenz mit der größten Nachgiebigkeitsamplitude wird im Weiteren als erste dominierende Eigenfrequenz bezeichnet, jene mit der zweitgrößten Nachgiebigkeitsamplitude als zweite dominierende Eigenfrequenz und so weiter. In der Legende sind zusätzlich alle Frequenz- und Amplitudenwerte der ersten 8 dominierenden Eigenfrequenzen aufgelistet. Dies stellt das Endergebnis einer einzelnen Nachgiebigkeitsmessung dar. Eine detaillierte Beschreibung der Gesamtergebnisse und der Auswertung erfolgt in Kapitel 7.3.

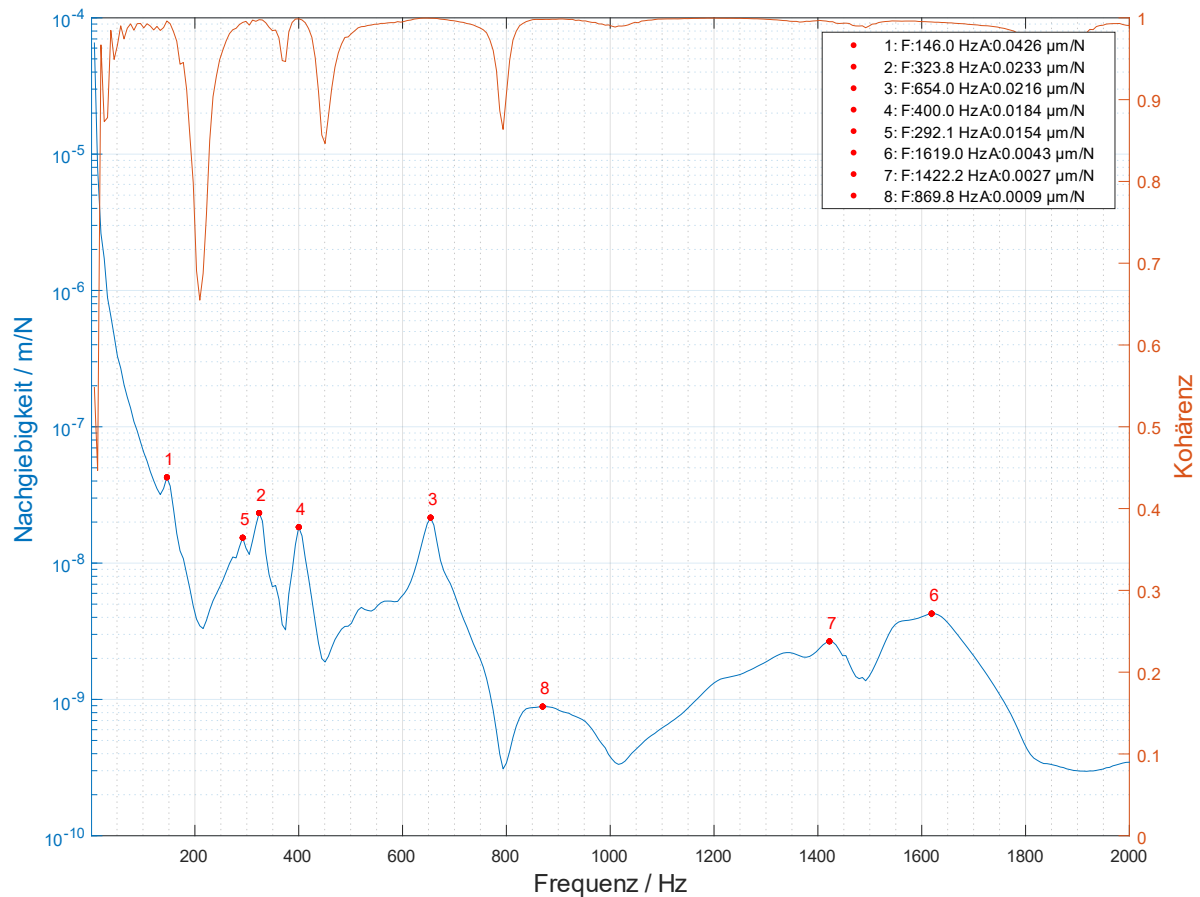


Abb. 31: Ermittelter Nachgiebigkeitsfrequenzgang der betrachteten Messung, Quelle: Eigene Darstellung.

7.3. Ergebnisse und Interpretation

Für die Schleif- und Werkzeugspindel werden in allen drei Achsen mehrere Nachgiebigkeitsmessungen, wie in Kapitel 7.2 beschrieben, durchgeführt. Dies ist notwendig, um Aussagen über die Reproduzierbarkeit der Messungen treffen zu können.

Bereits im Vorfeld konnte abgeschätzt werden, dass die Werkstückeinspannung die dynamischen Eigenschaften der Werkstückspindel deutlich beeinflussen kann. Deshalb werden auch mehrere Nachgiebigkeitsfrequenzgangs-Messungen an der Werkstückspindel bei unterschiedlichen Einspannungen durchgeführt, wobei das Werkstück aus- und wieder eingespannt wird. Vergleicht man die Ergebnisse bei unterschiedlichen Werkstückeinspannungen, so weichen die Nachgiebigkeitsfrequenzgänge teilweise deutlich voneinander ab. Dies ist in Abb. 32 visualisiert, wo der Nachgiebigkeitsfrequenzgang zweier unterschiedlicher Einspannungen in Bearbeitungsrichtung dargestellt ist. Man erkennt, dass einzelne Eigenfrequenzen lediglich um einige wenige Hz verschoben sind, es aber auch Bereiche gibt, wo die Kurven sehr unterschiedliche Verläufe aufweisen. Letztere sind in Abb.

32 durch einen schwarzen Rahmen markiert. Dieser Einspannungs-Einfluss wird durch eine entsprechende Mittelung der Ergebnisse mehrerer Versuche geeignet berücksichtigt.

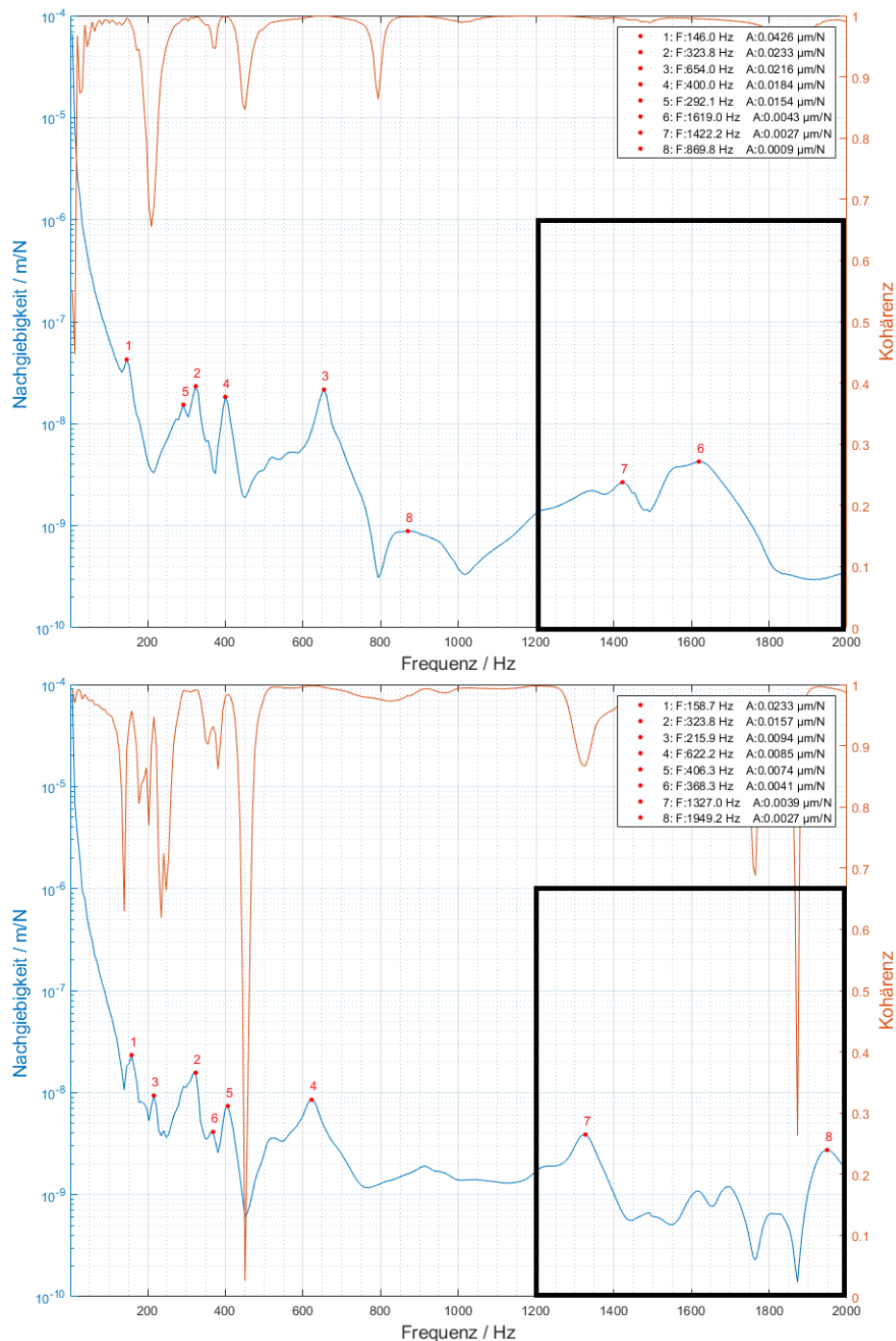


Abb. 32: Vergleich des Nachgiebigkeitsfrequenzganges in Bearbeitungsrichtung der Werkstückspindel bei unterschiedlichen Einspannungen, Quelle: Eigene Darstellung.

Dieser Einfluss auf den Nachgiebigkeitsfrequenzgang tritt nur an der Werkstückspindel auf. Bedingt durch die immer gleichen Systemeigenschaften ist die Reproduzierbarkeit des Nachgiebigkeitsfrequenzganges an der Schleifspindel sehr zufriedenstellend.

Alle ermittelten Eigenfrequenzen der Werkstück- und der Schleifspindel werden tabellarisch in allen drei Achsen aufgenommen. Dabei folgt eine anschließende Mittelung, um den vorher beschriebenen Einspannungs-Einfluss bei der Messung zu kompensieren. Das Endergebnis stellt Tab. 2 dar. Darin sind die gemittelten Eigenfrequenzen der Werkstück- und Schleifspindel dargestellt und die Eigenfrequenzen entsprechend der Größe der jeweiligen Nachgiebigkeitsamplitude in absteigender Reihenfolge sortiert. Die ersten fünf dominanten Eigenfrequenzen der Schleifspindel sind in Gelb-Stufen und jene der Werkstückspindel in Blau-Stufen markiert. Dies dient in weiterer Folge dem vereinfachten Vergleich mit den Stillstand-, Leerlauf- und Schleifergebnissen in Kapitel 8.

Bei Betrachtung der Eigenfrequenzen der Schleifspindel erkennt man, dass die dominanten Eigenfrequenzen zumeist im Bereich von 100-300 Hz liegen. Die Schleifspindel weist in Bearbeitungsrichtung (x-Achse) eine sehr dominante Eigenfrequenz bei 260 Hz auf. Diese hebt sich bezüglich der Amplitude deutlich von den anderen Eigenfrequenzen ab. In der y-Achse (Vertikalrichtung) weisen alle Eigenfrequenzen ein ähnlich tiefes Amplitudenniveau auf. Interessanterweise zeigen die Eigenfrequenzen der Schleifspindel in z-Achse die größten Nachgiebigkeitsamplituden. Eine mögliche Ursache dafür könnte die auskragende und nur 30 mm breite Schleifscheibe sein, an welcher angeregt und gemessen wird (siehe Abb. 23).

Tab. 2: Gemittelte Eigenfrequenzen der Schleif- und Werkstückspindel sortiert nach der Nachgiebigkeitsamplitude, Quelle: Eigene Darstellung.

Maschineneigenfrequenzen											
Schleifspindel						Werkstückspindel					
x		y		z		x		y		z	
F Hz	A $\mu\text{m/N}$	F Hz	A $\mu\text{m/N}$	F Hz	A $\mu\text{m/N}$	F Hz	A $\mu\text{m/N}$	F Hz	A $\mu\text{m/N}$	F Hz	A $\mu\text{m/N}$
260.3	0.0347	185.6	0.0126	222.2	0.0716	146	0.0302	304.8	0.0227	120.6	0.0198
120.6	0.0088	157.1	0.0116	120.6	0.0407	158.7	0.0175	378.87	0.0126	487.3	0.0060
1079	0.0034	333.2	0.0110	260	0.0407	396.85	0.0164	490.48	0.0123	152.4	0.0055
1537	0.0021	280	0.0110	1073	0.0158	320.65	0.0144	947.28	0.0029	294.2	0.0027
1676	0.0008	1080	0.0033	888.9	0.0076	292.1	0.0118	1536.53	0.0028	717.5	0.0007
		1252	0.0013	1537	0.0052	621.18	0.0090	1341.25	0.0024		
		1528	0.0005	1670	0.0036	1337.14	0.0032	1790.48	0.0016		
		699.7	0.0005								

In der Spalte der Werkstückspindel ist erkennbar, dass die dominanten Eigenfrequenzen zumeist im Bereich von 100-500 Hz liegen. Die Amplituden der Eigenfrequenzen in Bearbeitungsrichtung (x-Achse) haben das höchste Niveau, was bei Betrachtung der Geometrie der Werkstückspindel nachvollziehbar ist. In Bearbeitungsrichtung hebt sich eine Eigenfrequenz bei 146 Hz wiederum deutlich von den anderen ab. In der y-Achse gibt es

ebenfalls eine dominantere Eigenfrequenz bei 305 Hz. In der z-Achse zeigt die Eigenfrequenz bei 120 Hz die deutlichste Ausprägung. Erstaunlicherweise zeigen die Eigenfrequenzen der Werkstückspindel in die y- und z-Achse ein deutlich tieferes Amplitudenniveau als die Schleifspindel. In Bearbeitungsrichtung (x-Achse) hingegen ist das Amplitudenniveau sehr ähnlich.

Tab. 2 stellt das Endresultat der durchgeführten Nachgiebigkeitsfrequenzgangs-Messungen dar. Die ermittelten Eigenfrequenzen sollen in weiterer Folge mit den Ergebnissen der in Kapitel 8 beschriebenen Stillstand-, Leerlauf- und Schleifversuche in Verbindung gesetzt werden. Dadurch können Rückschlüsse gezogen werden, ob und welche Eigenfrequenzen der Schleifmaschine angeregt werden.

8. Schwingungsmessungen

In diesem Kapitel wird detailliert auf die durchgeführten Stillstand-, Leerlauf-, Rund- und Unrundscheifversuche eingegangen.

Aus Gründen der Leserlichkeit werden im gesamten Kapitel 8 die Begriffe Reitstock mit RS, Werkstückspindel mit WSSP, Schleifspindel mit SSP, Drehfrequenz mit DF und Eigenfrequenz mit EF abgekürzt.

8.1. Sensorposition

Vor Durchführung der Messungen, muss überlegt werden, wo und wie die Anbringung der Sensoren umgesetzt wird. Die Sensorpunkte müssen einerseits stillstehend sein, andererseits aber auch so nah wie möglich am Kontaktpunkt zwischen Werkstück und Schleifscheibe. Da an der Schleifspindel (SSP) keine geeignete Sensorposition gefunden werden konnte, werden beide Sensoren werkstückseitig angebracht. Der Einachssensor wird am Reitstock (RS) befestigt und detektiert in Bearbeitungsrichtung (x-Achse) und der Triachssensor wird an der Werkstückspindel (WSSP) angebracht und detektiert in allen drei Achsen. In Abb. 33 sind links die Sensorpositionen graphisch im Maschinenlayout abgebildet, rechts ist ein Foto vom Einbau dargestellt. Bedingt durch den notwendigen Kühlschmierstoff bei der Bearbeitung müssen die Beschleunigungssensoren abgedeckt werden.

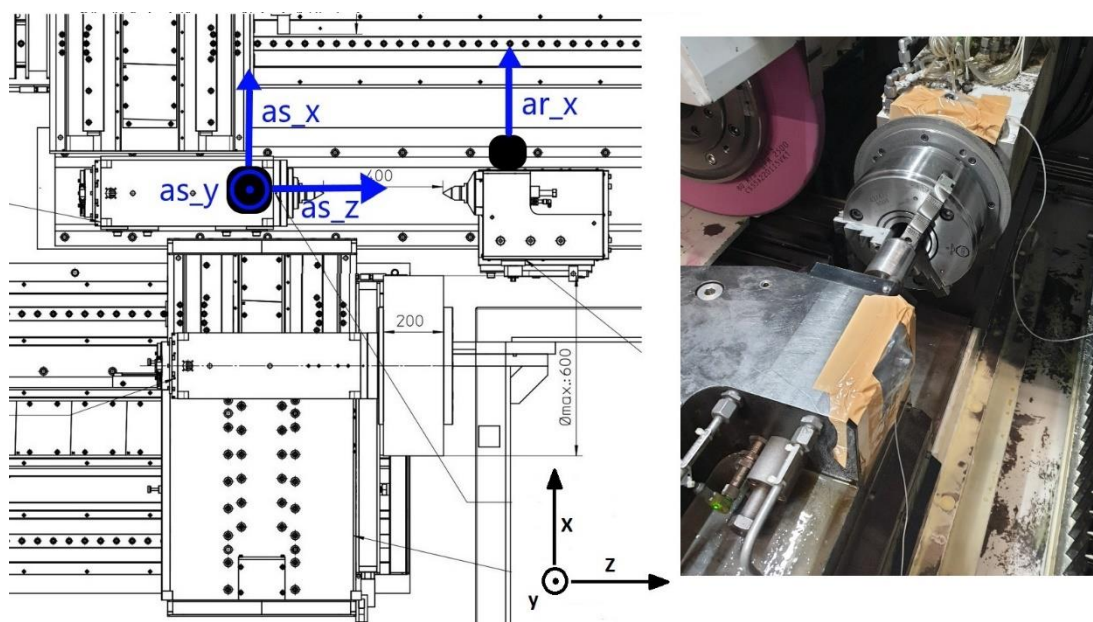


Abb. 33: Sensorpositionen bei den durchgeführten Stillstand-, Leerlauf- und Schleifversuchen, Quelle: In Anlehnung an IFT (2021), Onlinequelle [30.08.2021].

8.2. Stillstandversuche

Für die Stillstandversuche werden die Sensoren bei eingeschalteten Antrieben an den zuvor beschriebenen Punkten angebracht und die auftretenden Schwingungen gemessen. Mit eingeschalteten Antrieben befindet sich die IFT-Forschungsschleifmaschine im betriebsbereiten Zustand, Hydraulikkreislauf und Klemmungen sind beispielsweise aktiv. Durch die Stillstandversuche sollen von außen eingebrachte und durch Maschinenkomponenten erzeugte Schwingungen detektiert werden.

Es werden drei Stillstandversuche durchgeführt, bezeichnet mit STILL_1-3. Es ist zu erwähnen, dass bei manchen Messungen einzelne Antriebe und Pumpen (beispielsweise die Kühlschmierstoff-Rückförderpumpe) aktiv waren und bei anderen Messungen nicht. Dies erzeugt nennenswerte Unterschiede in den Messergebnissen, weshalb nur STILL_1 für die weitere Auswertung verwendet wird.

Die gemessenen Schwingungen werden im ersten Schritt als Zeit-Graph dargestellt und beurteilt, wie Abb. 34 zeigt. Um den zeitlichen Schwingungsverlauf geeignet erkennen zu können, werden die aufgenommenen Schwingungen in einem größeren Zeitabschnitt (links in Abb. 34) und einem kleineren Zeitabschnitt (rechts in Abb. 34) dargestellt. In Abb. 34 links ist zusätzlich das Amplitudenmaximum und -minimum durch rot-strichlierte Linien graphisch abgebildet. Die halbe Differenz dieser beiden Werte stellt die maximale Gesamtschwingungsamplitude dar und ist in der Legende angeführt. Der Graph mit der schwarzen Kurve spiegelt die Beschleunigung am RS (Einachssensor) in der x-Achse wider und die Graphen mit den blauen Kurven die Beschleunigung an der WSSP (Triachssensor) in allen drei Achsen. Die Reihenfolge der Achsen ist x-y-z von oben beginnend, welche auch durch die Legenden in Abb. 34 ersichtlich wird.

Man erkennt, dass die Schwingungen in allen Achsen der WSSP deutlich ausgeprägter sind als die Schwingungen am RS in x-Achse. Die Amplitude der Schwingungen in der x-Achse der WSSP hat das höchste Niveau mit Werten bis zu 0.006 g. Betrachtet man diese Schwingung im kleineren Zeitausschnitt (Abb. 34 rechts) ist erkennbar, dass diese von einer einzelnen harmonischen Schwingung dominiert wird. Dies ist bei den Schwingungen in den anderen Achsen weniger ausgeprägt der Fall.

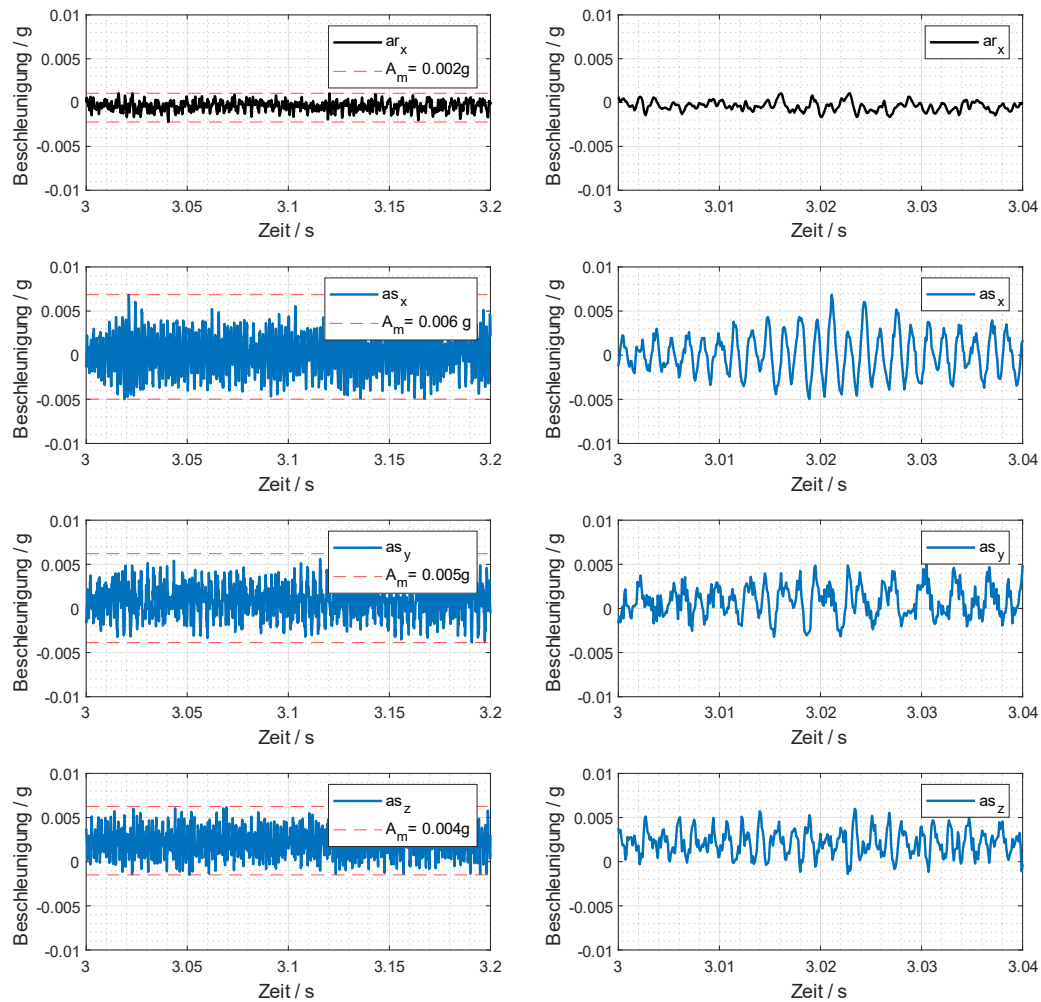


Abb. 34: Zeit-Graph der Schwingungen am RS (schwarze Kurve, x-Achse) und an der WSSP (blaue Kurven, von oben beginnend: x-y-z-Achse) von STILL_1, Quelle: Eigene Darstellung.

Die dargestellten Zeitsignale werden nun einer FFT (siehe Kapitel 4.4.2) unterzogen, um die Frequenzspektren der Schwingungen zu erhalten (Abb. 35). Die ersten fünf dominierenden Schwingungen sind in absteigender Reihenfolge markiert und die dazugehörigen Frequenzen und Amplituden für die weitere Auswertung in der Legende angeführt.

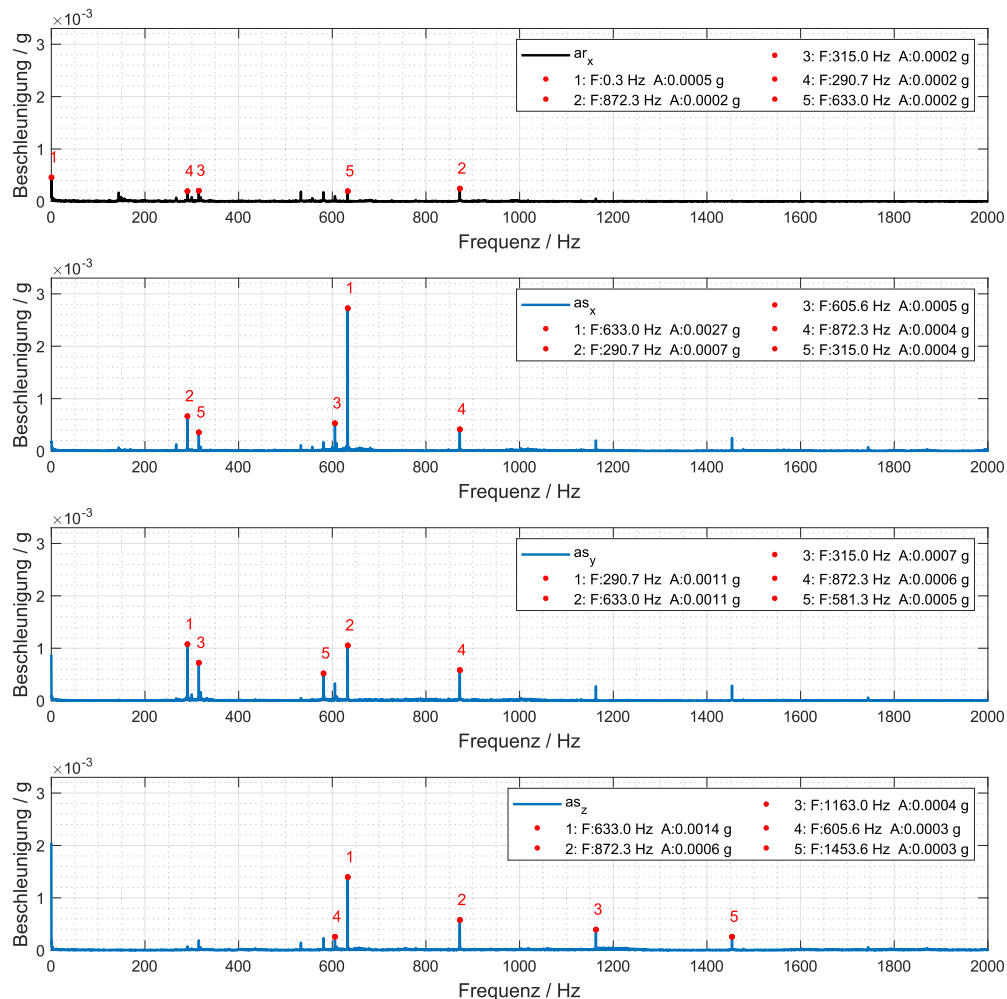


Abb. 35: Frequenzspektrum der Schwingungen am RS (schwarze Kurve) und der WSSP (blaue Kurven) von STILL_M1, Quelle: Eigene Darstellung.

Um die enthaltenen Frequenzen und Amplituden der Stillstandmessungen mit den ermittelten Maschineneigenfrequenzen abzugleichen, werden diese tabellarisch zusammengefasst (Tab. 3). In Bearbeitungsrichtung (x-Achse) sind die Frequenzen und Amplituden der ersten vier dominierenden Schwingungen aufgelistet und in der y- und z-Achse jene der ersten drei dominierenden Schwingungen. Schwingungen, die eine Frequenz aufweisen, welche um ± 10 Hz mit einer Maschineneigenfrequenz der jeweiligen Achse (siehe Tab. 2) zusammenfallen, sind zur besseren Übersicht farblich markiert. Die ± 10 Hz sind gewählt worden, da durch den Einspannungs-Einfluss (siehe Kapitel 7.3) vor allem die EF der WSSP leicht variieren. Es werden Blau-Stufen für die EF der WSSP und Gelb-Stufen für die EF der SSP verwendet. Des Weiteren weist die Farbstärke darauf hin, wie dominant die EF ist.

Tab. 3: Dominante Schwingungen beim Stillstandversuch STILL_M1, Quelle: Eigene Darstellung.

STILL_M1: Dominante Schwingungen															
x-Achse (RS)								x-Achse (WSSP)							
1. Dom		2. Dom		3. Dom		4. Dom		1. Dom		2. Dom		3. Dom		4. Dom	
F / Hz	A / g	F / Hz	A / g	F / Hz	A / g	F / Hz	A / g	F / Hz	A / g	F / Hz	A / g	F / Hz	A / g	F / Hz	A / g
872.2	0.0003	290.8	0.0002	144.1	0.0002	581.5	0.0002	633	0.0024	290.8	0.0006	605.7	0.0004	872.2	0.0004
y-Achse (WSSP)								z-Achse (WSSP)							
1. Dom		2. Dom		3. Dom		1. Dom		2. Dom		3. Dom		1. Dom		2. Dom	
F / Hz	A / g	F / Hz	A / g	F / Hz	A / g	F / Hz	A / g	F / Hz	A / g	F / Hz	A / g	F / Hz	A / g	F / Hz	A / g
290.8	0.001	633	0.0009	872.2	0.0006	633	0.0012	872.2	0.0006	1163	0.0004				

Es ist ersichtlich, dass einzelne auftretende Schwingungen in der x-Achse mit den ermittelten EF der x-Achse der WSSP zusammenfallen. Die meisten auftretenden Schwingungen, insbesondere in der y-Achse und z-Achse, können keiner EF-Anregung zugeordnet werden.

An der WSSP tritt eine sehr ausgeprägte Schwingung mit 633 Hz auf. Vor allem in der x-Achse hebt sie sich mit einer Amplitude von 0.0024 g deutlich von den anderen Schwingungen ab und dominiert die Gesamtschwingung. Diese Dominanz wurde bereits in Abb. 34 festgestellt. Eine mögliche Ursache für diese Schwingung könnte die WSSP-Regelung sein, welche immerwährend versucht das Werkstück an derselben konstanten Position zu halten. Diese Vermutung wird dadurch bekräftigt, dass keine starke Schwingung mit 633 Hz am RS gemessen wird. Eine weitere mögliche Ursache könnte sein, dass diese 633 Hz-Schwingung über das Fundament eingeleitet wird und beispielsweise einer benachbarten Werkzeugmaschine zuzuordnen ist. Diese 633 Hz gilt es, bei der späteren Auswertung der Leerlauf- und Schleifversuche jedenfalls zu berücksichtigen.

8.3. Leerlaufversuche

Bei den Leerlaufversuchen werden die Schwingungen bei drehender WSSP und/oder SSP gemessen. Es werden mehrere Messungen durchgeführt und die Drehzahlen variiert. Ziel der Leerlaufversuche ist es Rückschlüsse ziehen zu können, wie stark die Schwingungen durch die Unwuchterregung der WSSP und SSP sind und welche Frequenzen dadurch angeregt werden. Des Weiteren wird überprüft, ob die Unwuchterregung am RS oder an der WSSP stärker ausgeprägt ist.

8.3.1. Versuchsplanung und -durchführung

Um aussagekräftige Messergebnisse zu erhalten, muss der Maschinenzustand vergleichbar zu jenem beim tatsächlichen Schleifprozess sein. Deshalb wird bei allen Leerlaufmessungen ein Rundwerkstück und eine unrunde Schleifscheibe eingespannt. Die Schleifscheibe wird zusätzlich so nah wie möglich an die tatsächliche Schleifposition positioniert.

In einem ersten Versuchsteil wird die WSSP mit drei unterschiedlichen Drehzahlen (910/1600/2000 min^{-1}) betrieben und die Schwingungen gemessen (bei stillstehender SSP). Anschließend wird die SSP mit denselben Drehzahlen betrieben und die WSSP steht still. Abschließend werden beide gleichzeitig mit wiederum denselben Drehzahlen betrieben und die Schwingungen gemessen. In Tab. 4 sind die Leerlaufversuche tabellarisch aufgelistet.

Tab. 4: Versuchsplan der Leerlaufversuche, Quelle: Eigene Darstellung.

Versuch	Schleifscheiben form	Werkstück form	n_{SSP}		i_g -	n_{WSSP}	
			min^{-1}	s^{-1}		min^{-1}	s^{-1}
LEER_1.1	unrund	rund	0	0	-	910	15.2
LEER_1.2	unrund	rund	0	0	-	1600	26.7
LEER_1.3	unrund	rund	0	0	-	2000	33.3
LEER_2.1	unrund	rund	910	15.2	-	0	0
LEER_2.2	unrund	rund	1600	26.7	-	0	0
LEER_2.3	unrund	rund	2000	33.3	-	0	0
LEER_3.1	unrund	rund	910	15.2	-1	-910	15.2
LEER_3.2	unrund	rund	1600	26.7	-1	-1600	26.7
LEER_3.3	unrund	rund	2000	33.3	-1	-2000	33.3

Infolge der durchgeführten Rundschleifversuche (Kapitel 8.4) stehen noch weitere Leerlaufmessungen zur Verfügung. Grund dafür ist, dass bei den Rundschleifversuchen der gesamte Schleifprozess, also auch das Anfahren der Schleifscheibe ohne Werkstück-Kontakt, mitgemessen wird. Dieser Teil des Anfahrens kann als Leerlaufmessung verwendet werden, wodurch sich der erweiterte Versuchsplan (Tab. 5) ergibt. Ein Unterschied ist jedoch, dass bei den Leerlaufversuchen eine unrunde Schleifscheibe verwendet wird und beim Anfahren der Rundschleifversuche eine runde Schleifscheibe gespannt ist, was auch im Versuchsplan so vermerkt ist. Des Weiteren wird bei den Rundschleifversuchen die geringfügig unterschiedliche Drehzahl 1595 anstatt 1600 min^{-1} verwendet. Im Folgenden wird dieser geringe Drehzahlunterschied teilweise vernachlässigt.

Tab. 5: Erweiterter Versuchsplan der Leerlaufversuche, Quelle: Eigene Darstellung.

Versuch	Schleifscheiben form	Werkstück form	n _{SSP}		i _g -	n _{WSSP}	
			min ⁻¹	s ⁻¹		min ⁻¹	s ⁻¹
LEER_1.1	unrund	rund	0	0	-	910	15.2
LEER_1.2	unrund	rund	0	0	-	1600	26.7
LEER_1.3	unrund	rund	0	0	-	2000	33.3
LEER_2.1	unrund	rund	910	15.2	-	0	0
LEER_2.2	unrund	rund	1600	26.7	-	0	0
LEER_2.3	unrund	rund	2000	33.3	-	0	0
LEER_3.1	unrund	rund	910	15.2	-1	-910	15.2
LEER_3.2	unrund	rund	1600	26.7	-1	-1600	26.7
LEER_3.3	unrund	rund	2000	33.3	-1	-2000	33.3
V5.1.1_LEER	rund	rund	1595	26.6	1	1595	26.6
V1.1.1_LEER	rund	rund	1595	26.6	-9.35	-171	2.8
V4.2.1_LEER	rund	rund	1595	26.6	-2	-798	13.3
V4.1.1_LEER	rund	rund	1595	26.6	-1	-1595	26.6
V4.1.4_LEER	rund	rund	1595	26.6	-0.5	-3190	53.2

Für jede Parameterkombination wird eine mehrsekündige Schwingungsmessung durchgeführt. Das aufgenommene Zeitsignal wird anschließend einer FFT unterzogen, um das Frequenzspektrum der auftretenden Schwingungen zu erhalten. Gleich wie bei den Stillstandversuchen werden die dominanten Schwingungen graphisch markiert und in der Legende aufgelistet. Wiederum werden die ermittelten Frequenzen und dazugehörigen Amplituden aller durchgeführten Leerlaufversuche für die weitere Auswertung tabellarisch zusammengefasst (siehe Anhang 7). Die Darstellung und farbliche Markierung der Frequenzen erfolgt analog zu den Stillstandversuchen. Zusätzlich werden Frequenzen noch grün schraffiert, wenn diese um weniger als 5% von einem Vielfachen der Drehfrequenz (DF) der WSSP und/oder SSP abweichen. Dies ist darin begründet, dass die Unwuchterregung mit der DF selbst, aber auch mit Vielfachen davon auftritt. Neben der farblichen Markierung der Frequenzen werden auch die dazugehörigen Amplituden in Rot-Stufen markiert. Je höher die Amplitude desto intensiver das rot. Durch diese farbliche Markierung, sowohl der Frequenzen als auch der Amplituden, sollen Zusammenhänge schnell erkannt und kritische Versuche optisch hervorgehoben werden.

8.3.2. Auswertung

Bei Betrachtung von Anhang 7 kann abgeleitet werden, dass der Einfluss der WSSP-Drehzahl auf die auftretenden Schwingungen deutlich größer ausfällt als jener der SSP-Drehzahl. Diese Erkenntnis ist nachvollziehbar, da die Schwingungen nur werkstückseitig gemessen werden.

Abb. 36 stellt das Zeitsignal zweier Leerlaufmessungen gegenüber und soll den beschriebenen Sachverhalt veranschaulichen. Links in der Abbildung sind die Gesamtschwingungen in allen Achsen bei stillstehender SSP und mit 2000 min^{-1} drehender WSSP dargestellt. Rechts in der Abbildung analog dazu die Gesamtschwingungen bei stillstehender WSSP und mit 2000 min^{-1} drehender SSP. Dabei wird gezielt die gleiche Achsaufteilung verwendet, um den ausgeprägten Amplitudenunterschied zu verdeutlichen.

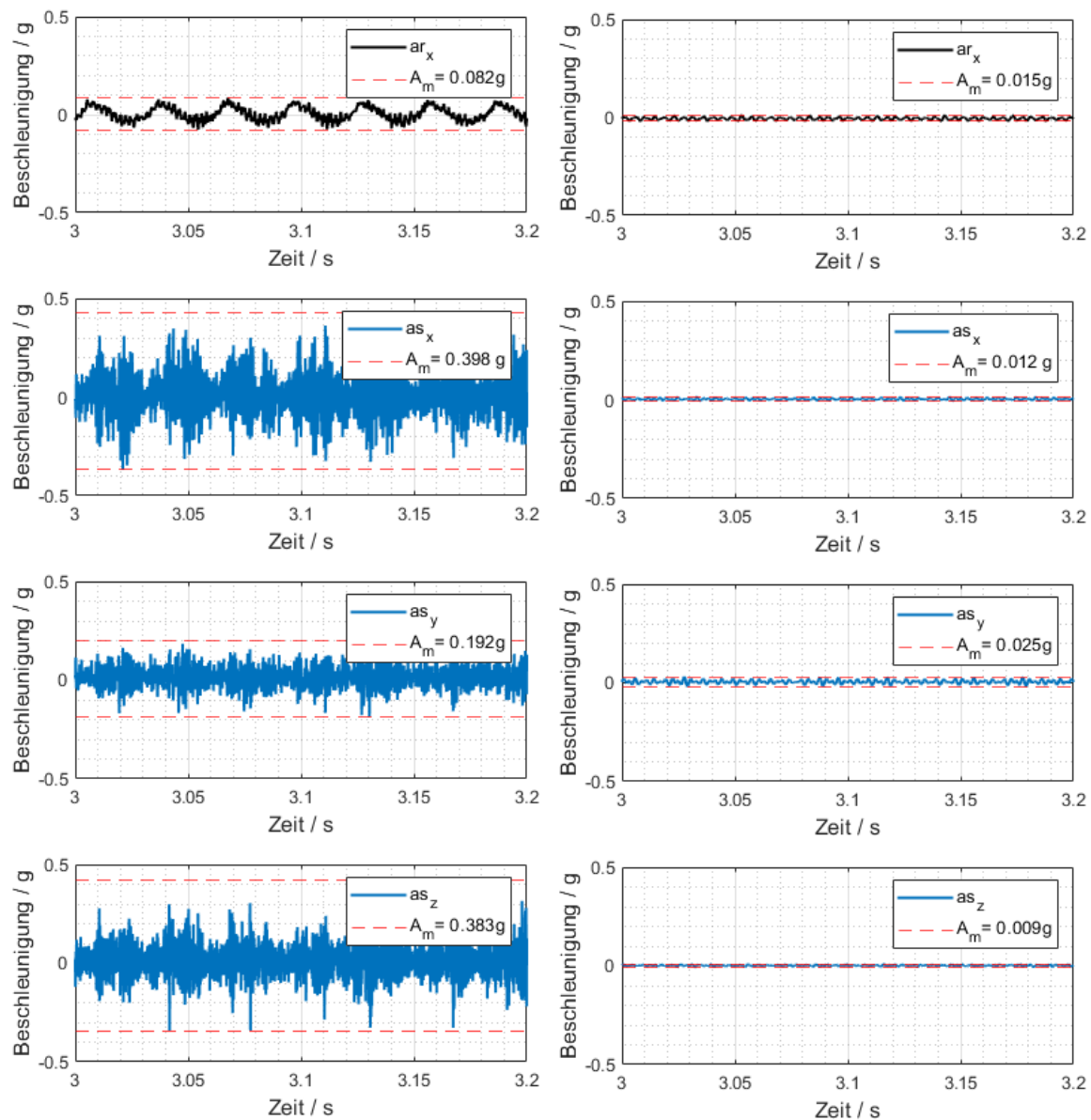


Abb. 36: Gegenüberstellung der auftretenden Schwingungen bei drehender WSSP (2000 min^{-1} ; links) und drehender SSP (2000 min^{-1} ; rechts), Quelle: Eigene Darstellung.

Ein Vergleich der Messwerte zeigt einen deutlichen Amplitudenunterschied, insbesondere an den drei Achsen der WSSP. Des Weiteren werden in allen Achsen unterschiedliche Frequenzen angeregt, je nachdem ob sich die WSSP oder die SSP dreht. Dies zeigt die

Gegenüberstellung der beiden Frequenzspektren der bereits in Abb. 36 dargestellten Signale in Abb. 37.

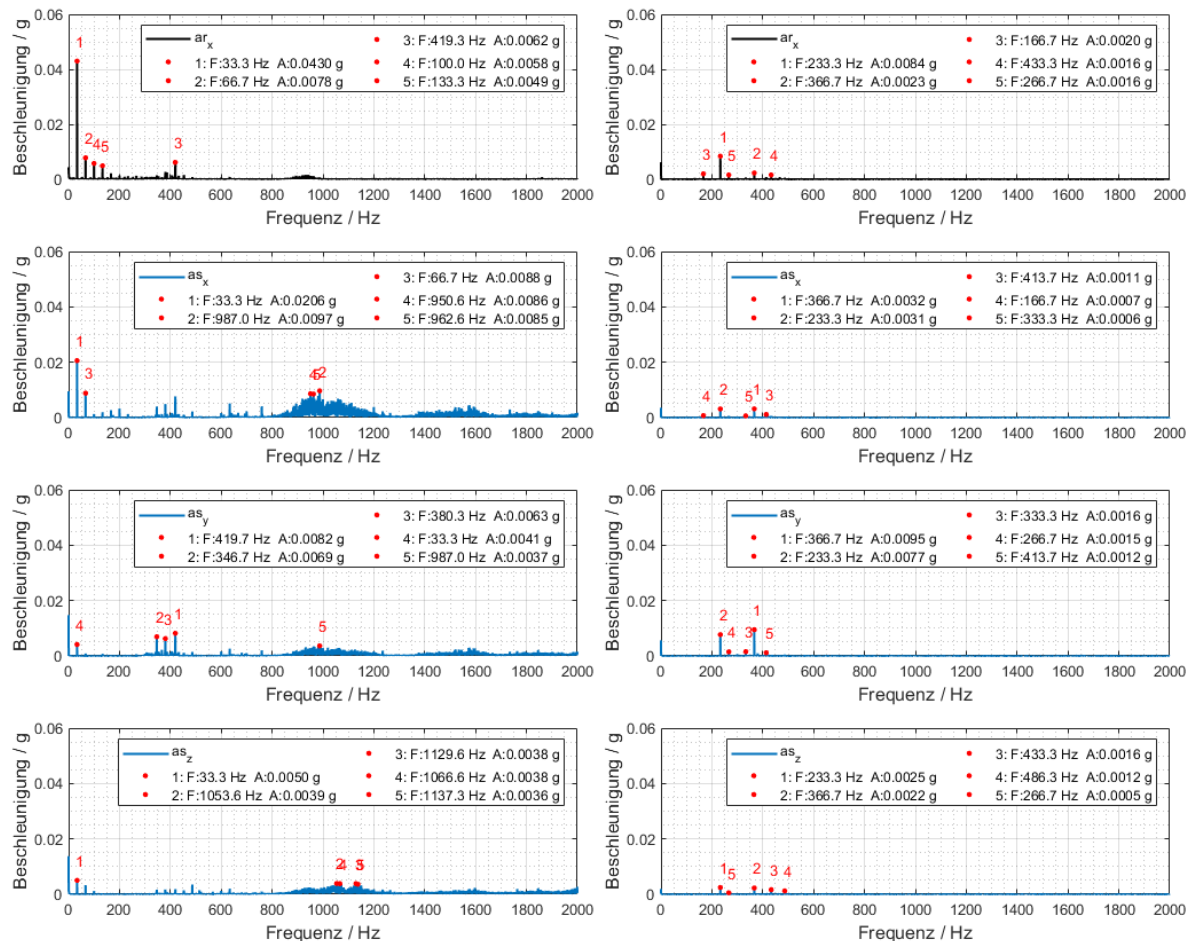


Abb. 37: Gegenüberstellung der Frequenzspektren bei drehender WSSP (2000 min^{-1} ; links) und drehender SSP (2000 min^{-1} ; rechts), Quelle: Eigene Darstellung.

Bei sich drehender WSSP (Abb. 37 links) wird die dazugehörige DF (33.3 Hz), aber auch die Vielfachen davon, am stärksten angeregt. Insbesondere am RS dominieren die DF die entstehenden Schwingungen. Betrachtet man erneut den Zeitverlauf der Schwingungen am RS (Abb. 36 links), ist diese Dominanz dort auch gut erkennbar. Eine plausible Ursache dafür könnte eine geringfügig außermittige beziehungsweise nicht fluchtende Einspannung zwischen DBF und RS sein. Im Vergleich zum RS tritt die DF an der WSSP weniger ausgeprägt auf. Verglichen zur x-Achse, tritt an der y-Achse der WSSP die DF mit deutlich geringerem Amplitudenniveau auf, obwohl die Unwuchtanregung in beiden Achsen dieselbe ist. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die WSSP in der y-Achse deutlich steifer ist als in der x-Achse. Bei drehender WSSP fällt auf, dass es zur Anregung größerer Frequenzbänder kommt. Dies tritt in der x-Achse der WSSP am stärksten auf und ist die Ursache dafür, dass dort stärkere Gesamtschwingungen vorherrschen als am RS (siehe erneut Abb. 36). Eine eindeutige Ursache für diese angeregten Frequenzbänder kann im Zuge dieser

Untersuchungen nicht gefunden werden. Vermutlich könnte auch hier eine geringfügig außermittige beziehungsweise nicht fluchtende Einspannung des Werkstücks mitverantwortlich sein.

Bei drehender SSP (Abb. 37 rechts) tritt die DF von 33.3 Hz selbst nicht direkt auf, sondern nur Vielfache davon mit zumeist geringen Amplituden. Es werden vor allem die 7-fache (233.1 Hz) und 11-fache (366.3 Hz) DF der SSP als dominierende Schwingungen in den verschiedenen Achsen gemessen. Besonders an der WSSP treten in y-Achse diese Schwingungen ausgeprägt auf. Dieses Verhalten wird auch bei weiteren Leerlaufversuchen mit abweichenden Drehzahlen beobachtet. Des Weiteren wird, bei sich drehender SSP, keine Anregung der vorher beschriebenen Frequenzbänder detektiert.

In Abb. 38 ist das Frequenzspektrum der Schwingungen bei drehender WSSP und SSP mit 2000 min^{-1} dargestellt. Vergleicht man dieses mit Abb. 37 ist es ähnlich dem Frequenzspektrum bei drehender WSSP, jedoch überlagert mit den charakteristischen Schwingungen bei drehender SSP (7-fache DF (233.3 Hz) und 11-fache DF (366.6 Hz)). Vor allem in der y-Achse der Spindel ist die Überlagerung deutlich erkennbar.

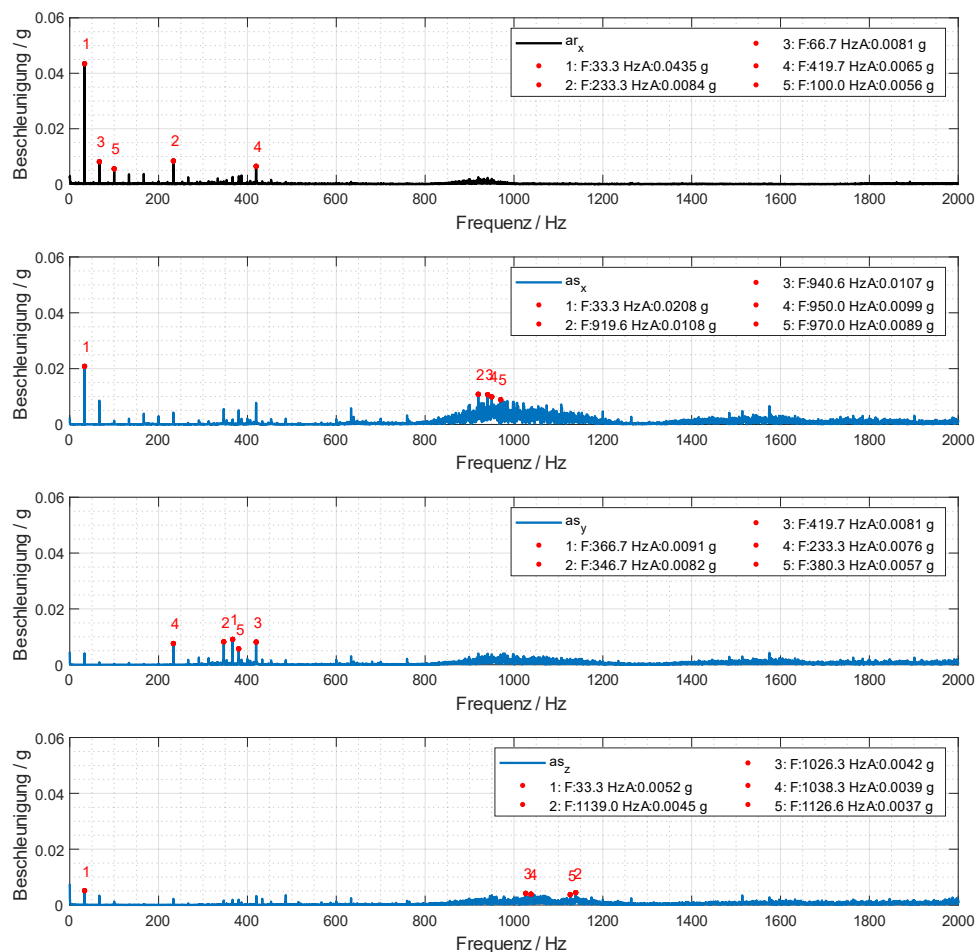


Abb. 38: Frequenzspektrum bei drehender WSSP und SSP mit 2000 min^{-1} , Quelle: Eigene Darstellung.

Ein verfahrensbedingter Unterschied des Drehzahlsynchron-Schleifprozesses, verglichen zum konventionellen Schleifprozess, ist die Verwendung einer unrunnen Schleifscheibe bei der Fertigung von unrunnen Werkstücken. Dabei werden zumeist rotationssymmetrische Schleifscheibenformen verwendet, um eine übermäßige Unwuchterregung zu vermeiden. Dies ist auch beim Schleifen der P3G-Unrundwerkstücke der Fall. Abb. 39 zeigt eine Gegenüberstellung der auftretenden Schwingungen im Leerlauf in der x-Achse der WSSP und des RS ($n_{SSP} = n_{WSSP} = 1600 \text{ min}^{-1}$) bei Verwendung einer runden und unrunnen Schleifscheiben. Es ist ersichtlich, dass die Amplituden der DF sowohl am RS als auch an der WSSP ähnlich sind. Dies ist ein nachvollziehbares Ergebnis, da unabhängig der Schleifscheibenform die SSP vor der Bearbeitung ausgewuchtet wird. Dennoch ist es wichtig, diesen Sachverhalt aufzuzeigen.

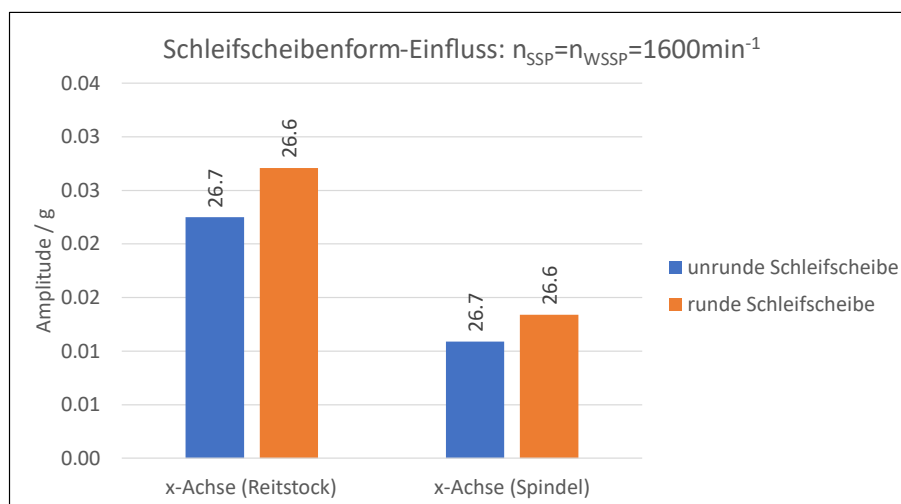


Abb. 39: Vergleich der Unwuchtanregung bei Verwendung einer unrunnen Schleifscheibe (blau) und einer runden Schleifscheibe (orange), Quelle: Eigene Darstellung.

8.4. Rundschleifversuche

Um den Zeitaufwand nicht unnötig groß zu gestalten, werden in erster Linie drehzahlsynchrone Rundschleifversuche durchgeführt und ausgewertet. Zu Vergleichszwecken werden einzelne konventionelle Rundschleifversuche durchgeführt. Ziel ist es, die auftretenden Schwingungen beim drehzahlsynchronen Rundschleifprozess zu charakterisieren und zuzuordnen (Eigenfrequenzanregung, Unwuchtanregung, etc.). Des Weiteren werden unterschiedliche Prozesseinstellungen und Schleifparameter angewendet, um deren Einfluss auf die entstehenden Schwingungen bestimmen zu können. Die daraus gewonnen Erkenntnisse sollen als Grundlage beziehungsweise Vergleichsbasis für die nachfolgende Auswertung der drehzahlsynchronen Unrundsleifversuche (Kapitel 8.5) dienen.

8.4.1. Versuchsplanung und -durchführung

Als Schleifparameter werden Erfahrungswerte aus vorangegangenen Versuchen im Zuge der Erforschung des Drehzahlsynchron-Schleifprozesses herangezogen.

Bei den konventionellen Rundschleifversuchen wird die SSP mit 1595 min^{-1} betrieben und ein typisches Drehzahlverhältnis von -9.35 verwendet. Dies ergibt eine WSSP-Drehzahl von 171 min^{-1} . Bei beiden konventionell durchgeführten Schleifversuchen werden die Schleifparameter konstant gehalten.

Bei den drehzahlsynchronen Rundschleifversuchen werden die Schleifparameter Drehzahl und Drehzahlverhältnis variiert. Die SSP-Drehzahl ist, bis auf einen Versuch mit 2000 min^{-1} , stets 1595 min^{-1} . Die WSSP-Drehzahl variiert zwischen $n_{WSSP} = -798/\pm 1595/-2000/\pm 3190 \text{ min}^{-1}$ und die dazugehörigen Drehzahlverhältnisse nehmen die Werte $i_g = -2/\pm 1/-1/\pm 0.5$ an. Wie bereits in Kapitel 6.2 erwähnt, sind bei den Rundwerkstücken zwei Einstichpositionen pro Werkstück möglich, welche mit E1 (DBF-seitig) und E2 (RS-seitig) abgekürzt werden (siehe auch Abb. 19). Bei einigen Werkstücken werden je nach Erforderlichkeit pro Einstichposition mehrere Einstiche durchgeführt. Dadurch wird einerseits der Zeit- und Materialaufwand für die Schleifversuche reduziert, andererseits können Aussagen über den Verschleifeinfluss getroffen werden.

Tab. 6 zeigt den gesamten Versuchsplan der Rundschleifversuche. Die erste Spalte beinhaltet die Versuchsbezeichnung mit der Syntax Vx.y.z. Die erste Ziffer steht für die Probennummer, die zweite für die Einstichposition (E1 = 1 und E2 = 2) und die dritte Ziffer bezieht sich auf die Nummer des Einstichs. Des Weiteren sind in der Tabelle die zuvor angesprochenen Schleifparameter in Form der Drehzahl und Drehfrequenz (n_{SSP} und n_{WSSP}) sowie dem Drehzahlverhältnis (i_g) eingetragen. Auch die Prozesseinstellungen (Einstichposition und Einstichnummer) sind separat in einer Spalte aufgelistet.

Tab. 6: Versuchsplan der durchgeführten Rundschleifversuche, Quelle: Eigene Darstellung.

Versuch	Art des Einstechschleifprozesses	n _{SSP}		i _g -	n _{WSSP}		Einstichpos. 1=DBF 2=Reit	Einstichnummer
		min ⁻¹	s ⁻¹		min ⁻¹	s ⁻¹		
V1.1.1	konventionell	1595	26.6	-9.35	-171	2.8	1	1
V1.2.1	drehzahlsynchron	1595	26.6	-1	-1595	26.6	2	1
V2.1.1	drehzahlsynchron	1595	26.6	-1	-1595	26.6	1	1
V2.2.1	drehzahlsynchron	1595	26.6	-1	-1595	26.6	2	1
V3.1.1	drehzahlsynchron	1595	26.6	-1	-1595	26.6	1	1
V3.2.1	konventionell	1595	26.6	-9.35	-171	2.8	2	1
V4.1.1	drehzahlsynchron	1595	26.6	-1	-1595	26.6	1	1
V4.1.2	drehzahlsynchron	1595	26.6	-1	-1595	26.6	1	2
V4.1.3	drehzahlsynchron	2000	33.3	-1	-2000	33.3	1	3
V4.1.4	drehzahlsynchron	1595	26.6	-0.5	-3190	53.2	1	4
V4.1.5	drehzahlsynchron	1595	26.6	-2	-798	13.3	1	5
V4.2.1	drehzahlsynchron	1595	26.6	-2	-798	13.3	2	1
V4.2.2	drehzahlsynchron	1595	26.6	1	1595	26.6	2	2
V4.2.3	drehzahlsynchron	1595	26.6	0.5	3190	53.2	2	3
V5.1.1	drehzahlsynchron	1595	26.6	1	1595	26.6	1	1
V5.1.2	drehzahlsynchron	1595	26.6	0.5	3190	53.2	1	2

Bei allen in Tab. 6 dargestellten Rundschleifversuchen wird der gesamte Schleifprozess, vom Anfahren der SSP bis zum Ausfunken, gemessen. Dies resultiert in großen Datenmengen mit Messungen im Bereich von 60-70 s. Abb. 40 stellt beispielsweise die Rohdaten eines drehzahlsynchronen Rundschleifversuches (V2.2.1) dar. Man erkennt das Anfahren der SSP und den Zeitpunkt, in dem der erste Kontakt der Schleifscheibe mit dem Werkstück erfolgt. Hier kommt es zu einem Anstieg der Schwingungsamplituden in allen Achsen. Des Weiteren sind das Ausfunken und das abschließende Wegfahren der SSP im Eilgang erkennbar. Letzteres wird durch zwei kurze Amplitudenspitzen abgebildet. Wie bereits erwähnt, liegt der Interessensschwerpunkt dieser Arbeit bei den Schwingungen im konstanten Schleifprozess, weshalb nur der rot umrahmte Teilausschnitt der Rohdaten für die weitere Auswertung verwendet wird.

Die Schwingungen im konstanten Schleifprozess werden einer FFT unterzogen, um die dazugehörigen Frequenzspektren zu erhalten. Es werden wiederum die Frequenzen und Amplituden der dominierenden Schwingungen aller Achsen markiert, in der Legende aufgelistet und tabellarisch zusammengefasst (siehe Anhang 8). Die Darstellung und farbliche Markierung der Frequenzen und Amplituden der dominierenden Schwingungen erfolgt analog zu jener der Leerlaufversuche.

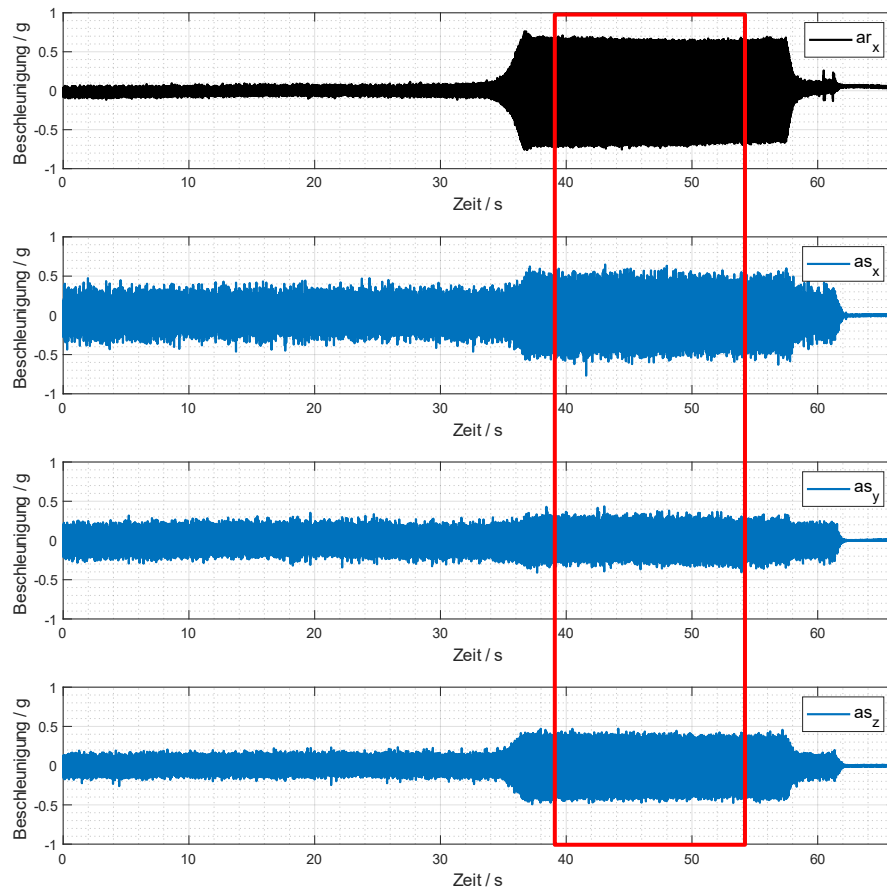


Abb. 40: Beispielhafte Rohdaten eines drehzahlsynchronen Rundschleifversuches (V2.2.1), Quelle: Eigene Darstellung.

8.4.2. Auswertung

Für die Auswertung der Rundschleifversuche werden die konventionellen Rundschleifversuche (Kapitel 8.4.2.1) und drehzahlsynchronen Rundschleifversuche (Kapitel 8.4.2.2) gesondert betrachtet.

8.4.2.1. Konventionelle Rundschleifversuche

Die gemessenen Rohdaten des konventionellen Rundschleifversuchs V3.2.1, vom Anfahren bis zum Ausfunken, sind in Abb. 41 dargestellt. Es treten schwach ausgeprägte Schwingungen auf und es sind lediglich geringfügige Unterschiede zwischen den Prozessschritten erkennbar. Der Anschnitt der Schleifscheibe im Bereich von ca. 30 s erzeugt nur einen geringfügigen Amplitudenanstieg.

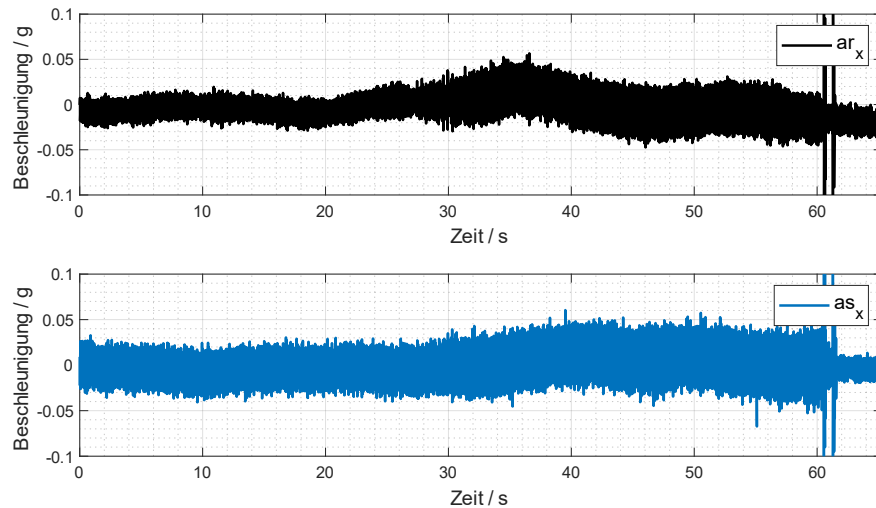


Abb. 41: Rohdaten der x-Achse des RS und der WSSP des konventionellen Rundschleifversuchs V3.2.1, Quelle: Eigene Darstellung.

Betrachtet man den zeitlichen Verlauf der Schwingungen im konstanten Schleifprozess der beiden x-Achsen in einem kleineren Zeitbereich (Abb. 42), wird ersichtlich, dass die Schwingungen aus einer Überlagerung vieler Frequenzen bestehen. Dies bestätigt auch das dazugehörige Frequenzspektrum in Abb. 43.

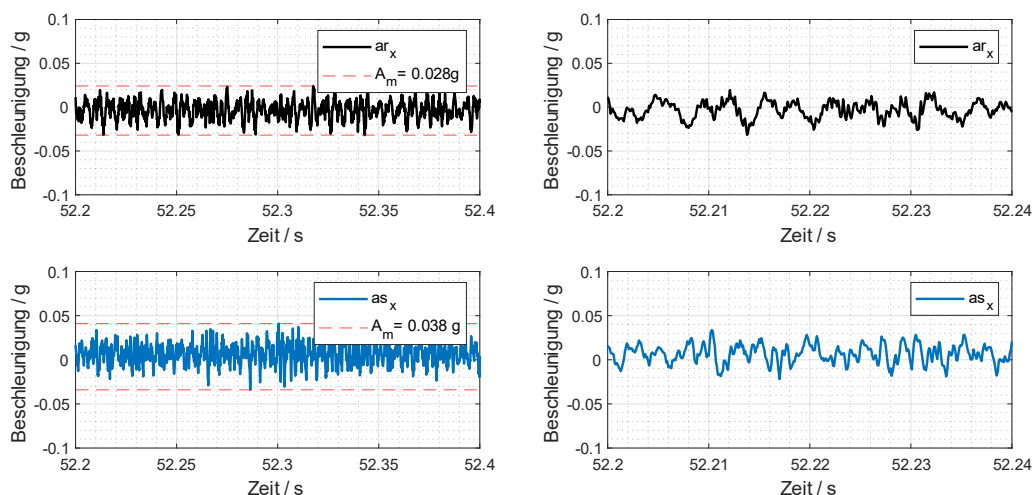


Abb. 42: Zeitverlauf der Schwingungen im konstanten Schleifprozesses des konventionellen Rundschleifversuchs V3.2.1, Quelle: Eigene Darstellung.

Bemerkenswerterweise sind die Ergebnisse sehr ähnlich zu den Ergebnissen der Leerlaufversuche mit sich drehender SSP und stillstehender WSSP. Viele der dominierenden Schwingungen weisen Frequenzen auf, die mit einem Vielfachen der SSP-DF (26.6 Hz) zusammenfallen. Diese sind beispielsweise 398.7 Hz (15-fache SSP-DF), 186 Hz (7-fache SSP-DF) oder 292.5 Hz (11-fache SSP-DF). Vor allem die 7-fache und 11-fache SSP-DF sind bereits bei Leerlaufversuchen mit drehender SSP aufgetreten. Die WSSP-DF ist im

Frequenzspektrum nicht erkennbar, da sich die WSSP nur mit 171 min^{-1} dreht und die Unwuchtanregung dadurch sehr gering ist.

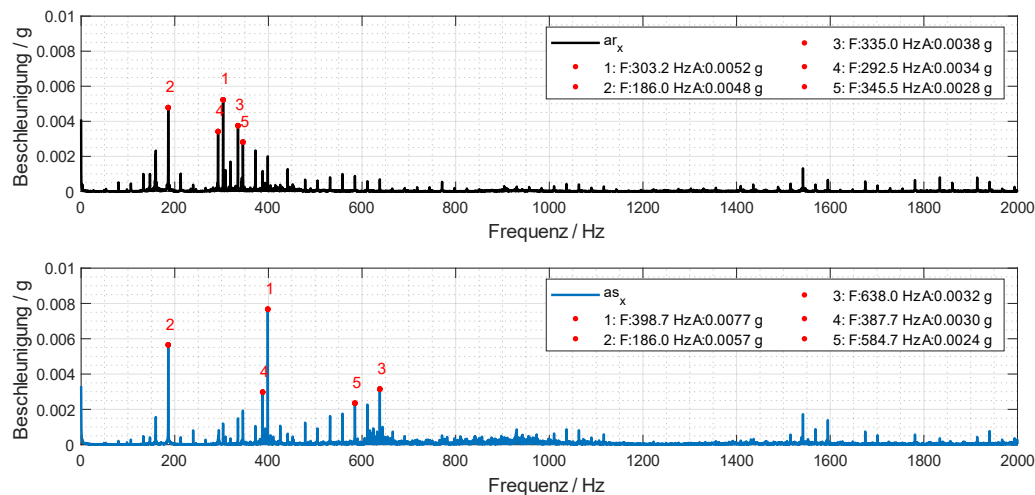


Abb. 43: Frequenzspektrum der Schwingungen im konstanten Schleifprozesses des konventionellen Rundschleifversuches V3.2, Quelle: Eigene Darstellung.

Ein vergleichbares Ergebnis zeigt auch die Auswertung der zweiten konventionell geschliffenen Rundprobe V1.2.1. Aufgrund der ähnlichen Ergebnisse der beiden konventionellen Rundschleifversuche V1.2.1 (E2) und V3.1.1 (E1), kann rückgeschlossen werden, dass die Einstichposition beim konventionellen Rundschleifen lediglich einen unwesentlichen Einfluss hat.

Bei beiden konventionell rundgeschliffenen Werkstücken wird in weiterer Folge die Werkstückkontur vermessen, um die auftretenden Welligkeiten zu bestimmen. Abb. 44 zeigt das ermittelte Frequenzspektrum der Konturvermessung des konventionellen Werkstücks V3.2.1. Alle Harmonischen ausgenommen die Ovalität ($H2 \rightarrow 5.7 \text{ Hz}$) weisen tiefe Amplituden ($< 0.1 \mu\text{m}$) auf und es kann keine Harmonische einer auftretenden Schwingung beim Schleifprozess zugeordnet werden (vergleiche Abb. 43). Daher findet keine Übertragung einer auftretenden Schwingung beim konventionellen Rundschleifen auf die gefertigte Werkstückkontur statt. In diesem Zusammenhang muss erwähnt werden, dass die Ovalität im Zuge dieser Auswertung nicht von Interesse ist.

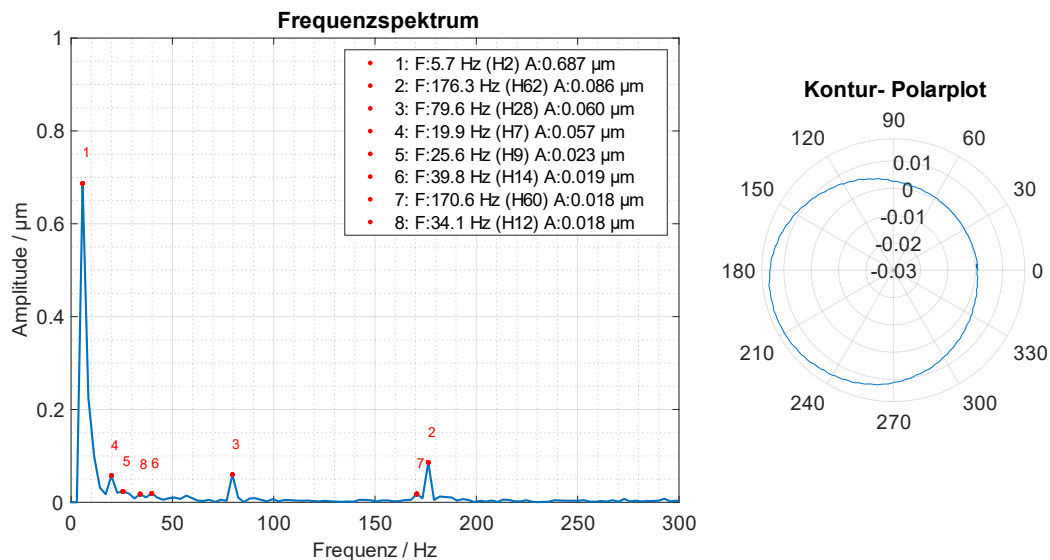


Abb. 44: Ergebnis der Konturvermessung des konventionellen Rundschleifversuchs V3.2.1, Quelle: Eigene Darstellung.

8.4.2.2. Drehzahlsynchrone Rundschleifversuche

Im Vergleich zu den konventionellen Rundschleifversuchen treten bei den drehzahlsynchronen Rundschleifversuchen deutlich stärkere Schwingungen auf. Die stärksten Schwingungen sind der x-Achse der WSSP und des RS zuzuordnen. Bei Betrachtung von Anhang 8 (links) zeigt sich, dass viele der auftretenden Frequenzen mit Maschineneigenfrequenzen und/oder mit einer DF, beziehungsweise einem Vielfachen davon, in Verbindung gebracht werden können. Die Ergebnisse variieren in Abhängigkeit der Prozesseinstellungen und verwendeten Schleifparameter, weshalb im Folgenden detaillierter auf deren Auswirkung eingegangen wird. Es wird der Einfluss der Prozesseinstellungen (Einstichposition und Vorschleifeinfluss) analysiert, bevor der Einfluss einzelner Schleifparameter (Drehzahl und Drehzahlverhältnis) überprüft wird.

Einstichposition

Bereits während den Messdurchführungen war akustisch detektierbar, dass die Einstichposition einen Einfluss auf die Schwingungsanregung beim drehzahlsynchronen Rundschleifen aufweist. Die Einstichposition beeinflusst die auftretenden Gesamtschwingungen sowie das Frequenzspektrum. Ersteres soll Abb. 45 verdeutlichen. In der Abbildung sind die Schwingungen jeder Achse bei Ersteinsteich mit einer SSP-Drehzahl von 1595 min^{-1} und einem Drehzahlverhältnis von $i_g = -1$, für beide Einstichpositionen E1 und E2, dargestellt. Die linken Graphen beziehen sich auf E1 und die rechten Graphen auf E2. Es ist ersichtlich, dass die Einstichposition einen starken Einfluss auf die Schwingungen bei der Bearbeitung hat. Wird bei E1 eingestochen, entstehen insbesondere an der WSSP deutlich ausgeprägtere Schwingungen im Vergleich zu E2. Zusätzlich ist auch die entstehende

Schwingungsform beim Einstechen an E1 deutlich unterschiedlich. Es scheint, als würde es zu einem instabilen „Aufschwingen“ des Systems beim Einstechen kommen, was bereits während den Messungen durch eine Geräuschentwicklung bemerkbar gewesen ist. Dieses „Aufschwingen“ tritt nur bei Einstechversuchen an E1 auf und wird in Abhängigkeit des Drehzahlverhältnisses verstärkt, abgeschwächt oder ganz unterdrückt. Auf dieses „Aufschwingen“ wird deshalb im Punkt Drehzahlverhältnis näher eingegangen.

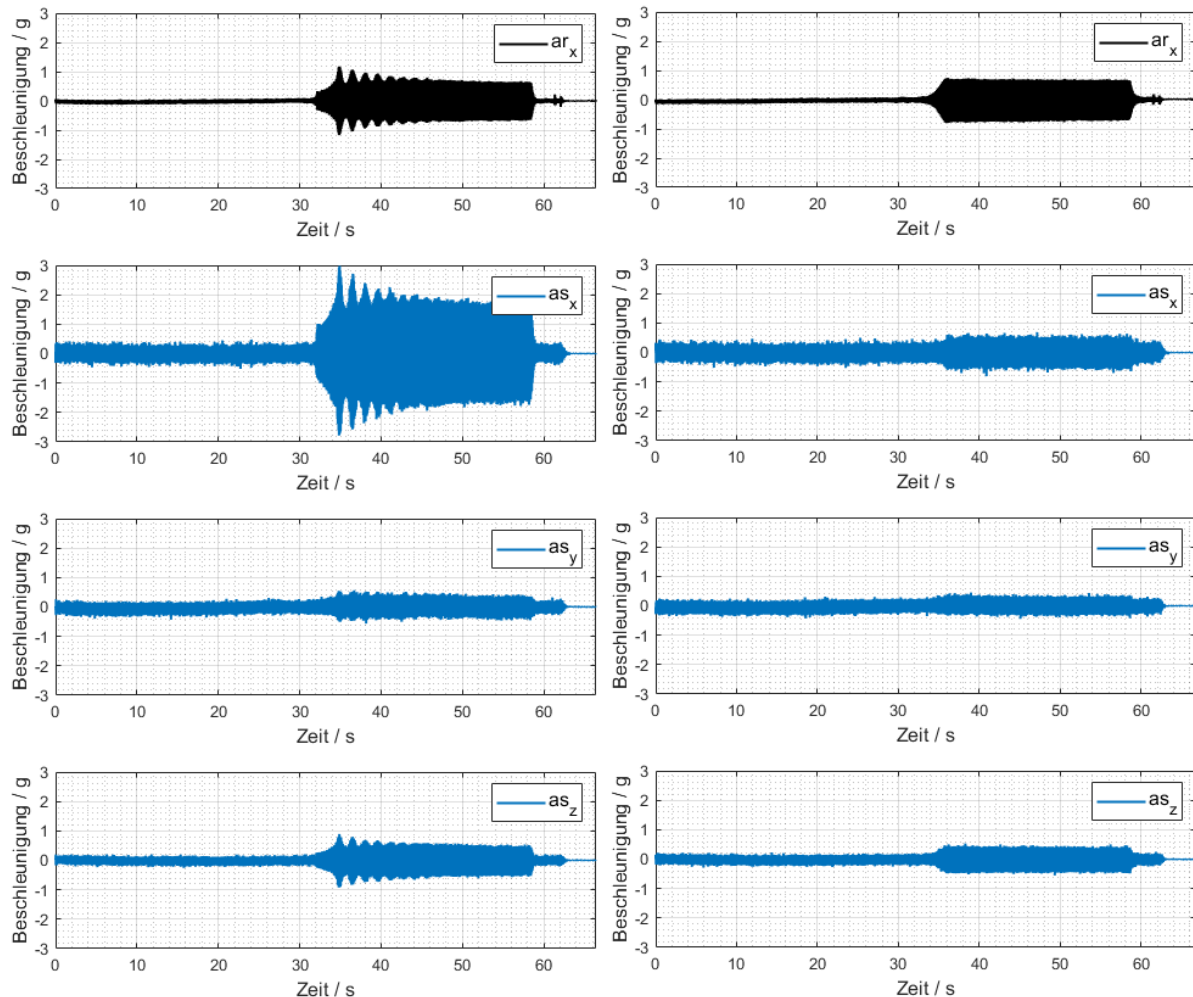


Abb. 45: Gegenüberstellung der Rohdaten der Versuche V2.1.1 (E1, links) und V1.2.1 (E2, rechts),
Quelle: Eigene Darstellung.

Neben diesem Unterschied der Gesamtschwingungsform und -ausprägung werden in Abhängigkeit der Einstichposition unterschiedliche Frequenzen angeregt. Dies soll die Gegenüberstellung der Frequenzspektren der Versuche V1.2.1 und V2.1.1 in Abb. 46 visualisieren. Welche Frequenzen angeregt werden, hängt wiederum von den Schleifparametern, insbesondere dem Drehzahlverhältnis, ab. Diesbezügliche Details sind im Punkt Drehzahlverhältnis beschrieben.

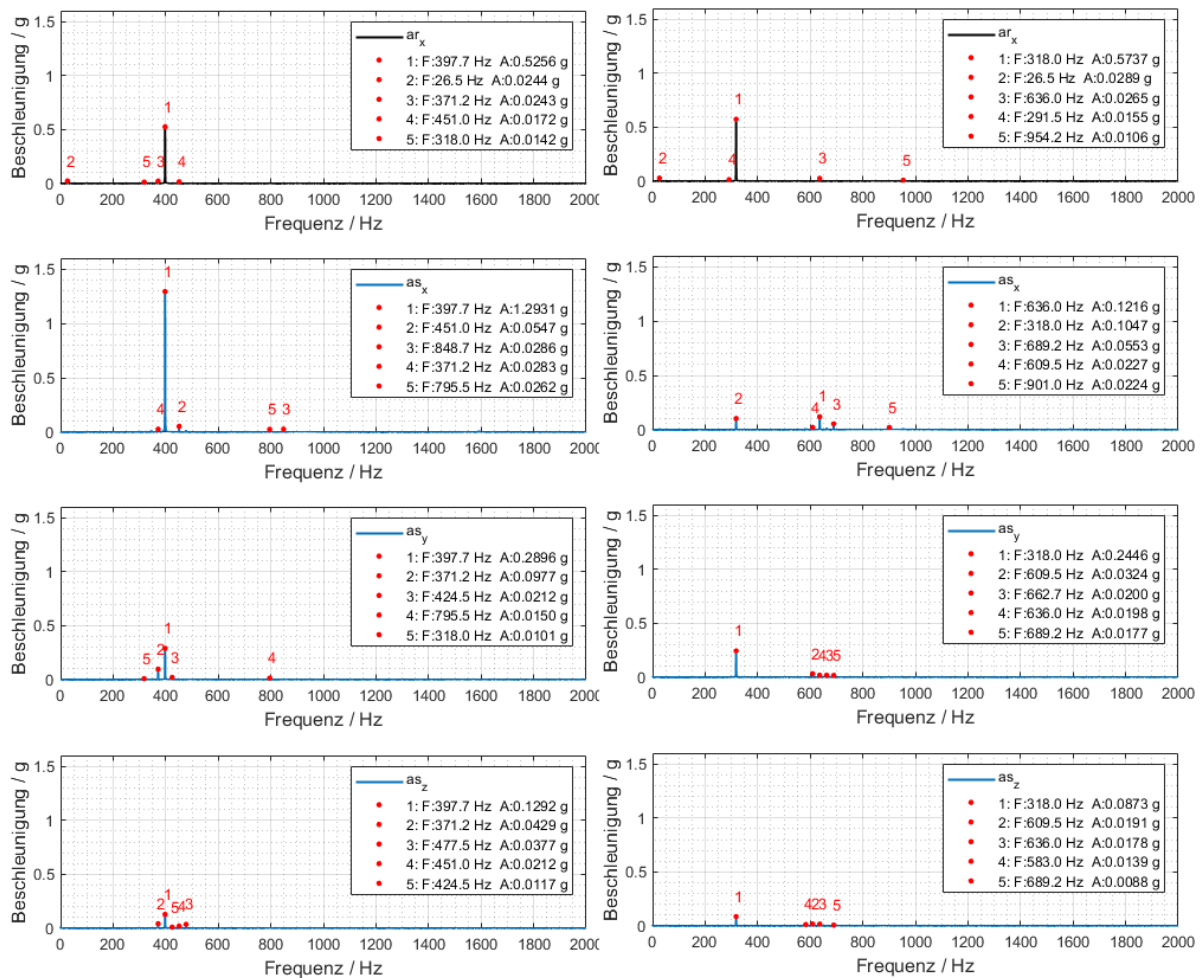


Abb. 46: Gegenüberstellung der Frequenzspektren der Versuche V2.1 (E1, links) und V1.2 (E2, rechts), Quelle: Eigene Darstellung.

Es kann zusammengefasst werden, dass die Einstichposition einen nennenswerten Einfluss auf die auftretenden Gesamtschwingungen sowie auf die Frequenzen und Amplituden zeigt.

Vorschleifeinfluss

Wie zuvor erwähnt, werden bei einzelnen Werkstücken mehrere Einstiche pro Einstichposition durchgeführt. Ein Grund dafür ist, dass dadurch der Vorschleifeinfluss ermittelt werden kann. Die Vermutung liegt nahe, dass ein bereits rundgeschliffenes Werkstück eine „rundere“ Ausgangskontur aufweist als das Rohteil und es dadurch beim erneuten Schleifen zu einer veränderten/geringeren Schwingungsanregung kommt.

Bei Vergleich der Ergebnisse ist ersichtlich, dass das Vorschleifen keinen wesentlichen Einfluss auf die angeregten Frequenzen, jedoch auf die dazugehörigen Amplituden hat. In Abb. 47 sind die ersten dominierenden Schwingungen aller Achsen eines Ersteinstichs (blau) und eines Zweiteinstichs (orange) gegenübergestellt. Die Zahlen oberhalb der Balken beziehen sich auf die Frequenzen der Schwingungen. Beide Versuche sind am gleichen Werkstück, an derselben Einstichposition und mit den gleichen Schleifparametern

($n_{SSP} = 1595 \text{ min}^{-1}$ und $i_g = -1$) durchgeführt worden. Es ist kein Frequenzunterschied, jedoch einen Amplitudenunterschied erkennbar. Wird ein vorgeschliffenes Ausgangswerkstück geschliffen, treten in allen Achsen tendenziell tiefere Amplituden auf.

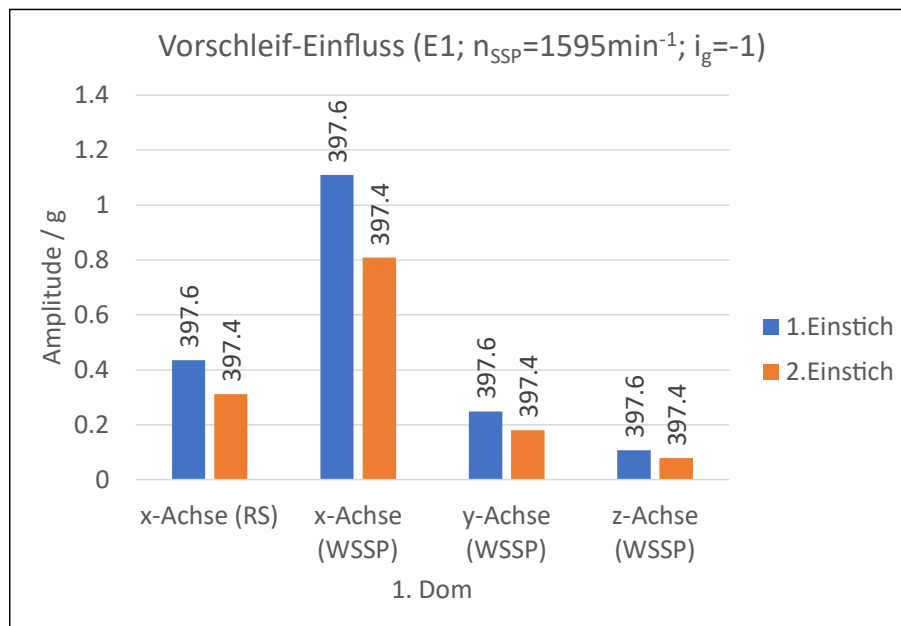


Abb. 47: Vorschleifeinfluss auf die Schwingungen in allen Achsen, Quelle: Eigene Darstellung.

Der Vorschleifeinfluss wird lediglich an E1 überprüft. Neben dem Amplitudeneinfluss bewirkt das Vorschleifen auch eine Verminderung des zuvor erwähnten instabilen „Aufschwingens“. Einerseits treten geringere Gesamtamplituden auf und andererseits ist der Zeitabschnitt, bis das „Aufschwingen“ abgeklungen ist, deutlich kürzer.

Drehzahlverhältnis

Ein wichtiger Schleifparameter beim Drehzahlsynchron-Schleifen ist das Drehzahlverhältnis i_g . Wie bereits unter Punkt Einstichposition erwähnt, hat das Drehzahlverhältnis maßgeblichen Einfluss auf die Frequenzen und Amplituden sowie auf das „Aufschwingen“. Der Einfluss des Drehzahlverhältnisses variiert an E1 und E2, wodurch beide gesondert betrachtet werden müssen.

Einfluss Drehzahlverhältnis an E1

Abb. 48 zeigt die erste dominierende Schwingung jeder Achse bei verschiedenen Versuchen an E1 mit einer SSP-Drehzahl von 1595 min^{-1} . Es sind die Ergebnisse bei Verwendung unterschiedlicher Drehzahlverhältnisse ($-1/+1/-0.5/+0.5/-2$) dargestellt. Wie in der Legende erkennbar, werden Versuche mit unterschiedlichen Einstichnummern verglichen. Trotz des zuvor beschriebenen Vorschleifeinflusses auf das Amplitudenniveau der auftretenden Schwingungen, muss diese Vereinfachung, bedingt durch die begrenzten Versuchsanzahl, in Kauf genommen werden.

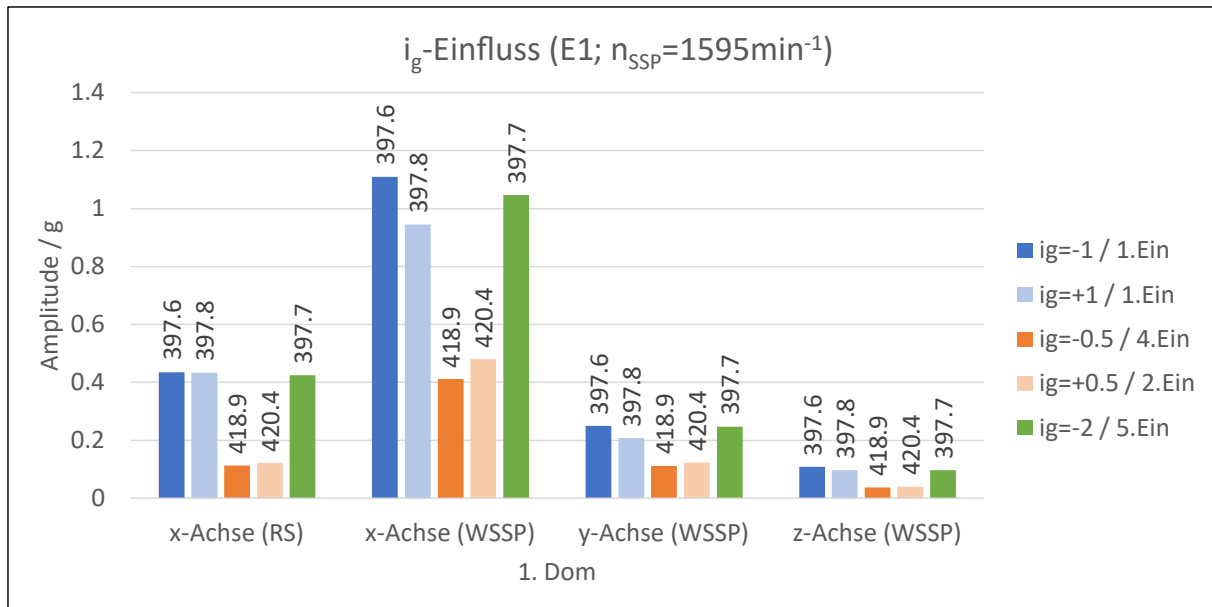


Abb. 48: Einfluss des Drehzahlverhältnisses an E1, Quelle: Eigene Darstellung.

Vergleicht man die ersten Dominierenden bei betragsmäßig gleichem Drehzahlverhältnis aber unterschiedlichem Vorzeichen, ist kein durchgängiger Trend erkennbar. Denn sowohl die Frequenzen als auch die Amplituden sind bei $i_g = +1$ und -1 (blaue Balken) und bei $i_g = +0.5$ und -0.5 (orange Balken) ähnlich. Versuche mit betragsmäßig gleichem Drehzahlverhältnis können dadurch mit ausreichender Genauigkeit für die weitere Auswertung gemeinsam betrachtet werden.

Auch bei der Gegenüberstellung der Ergebnisse von $i_g = \pm 1$ (blaue Balken) mit $i_g = -2$ (grüner Balken) kann kein eindeutiger Unterschied festgestellt werden.

Vergleicht man die Ergebnisse der Versuche $i_g = \pm 1/-2$ mit jenen bei $i_g = \pm 0.5$, ist ein deutlicher Frequenz- und Amplitudenunterschied erkennbar.

Bei $i_g = \pm 1/-2$ erfolgt bei allen Versuchen an E1 ein „Aufschwingen“ und in allen Achsen dominiert eine Schwingung mit 397.6 Hz. Diese erreicht deutlich höhere Amplituden als die weiteren auftretenden Schwingungen. Dies ist in Abb. 49 graphisch dargestellt. Darin sind die ersten vier Dominierenden am RS (links) und der x-Achse der WSSP (rechts) der beschriebenen Parameterkombination dargestellt. An der x-Achse der WSSP erreicht die Schwingung mit 397.6 Hz Amplitudenwerte über 1 g.

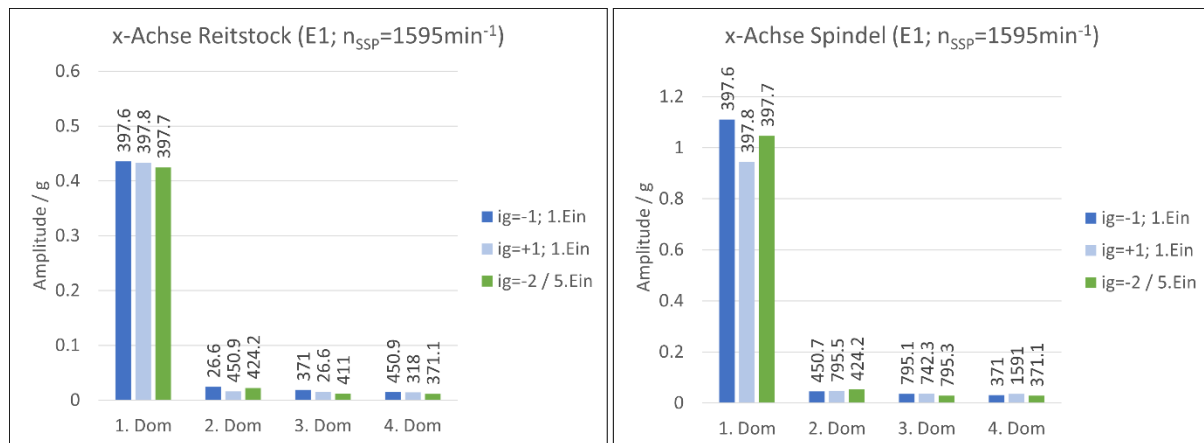


Abb. 49: Vergleich der ersten dominierenden Schwingungen in der x-Achse des RS (links) und der WSSP (rechts) bei $i_g = \pm 1/-2$, Quelle: Eigene Darstellung.

Die 397.6 Hz können, entsprechend den in Kapitel 7 ermittelten Eigenfrequenzen (siehe Tab. 2), eindeutig der dritten dominierenden EF der WSSP in der x-Achse (laut NFG-Messung 396.85 Hz) zugeordnet werden. Des Weiteren fallen die 397.6 Hz in allen oben dargestellten Versuchen mit dem Vielfachen der SSP- und WSSP-DF zusammen. Interessanterweise tritt auch teilweise das Doppelte dieser Frequenz (795.5 Hz) in mehreren Achsen auf. Die Schwingung mit 397.6 Hz tritt ausschließlich in Kombination mit dem „Aufschwingen“ ausgeprägt auf. Daraus kann rückgeschlossen werden, dass das „Aufschwingen“ in direkten Zusammenhang mit einer übermäßigen Anregung dieser WSSP-EF steht.

Betrachtet man den zeitlichen Verlauf der Schwingung beim instabilen „Aufschwingen“ in einem kleineren Zeitbereich (Abb. 50 links oben) ist erkennbar, dass die Ursache dafür eine Schwebung ist.

Eine Schwebung ergibt sich aus einer Überlagerung von Teilschwingungen mit annähernd gleicher Frequenz und ist charakterisiert durch eine periodisch zu- und abnehmende Amplitude (Abb. 50 unten). Das entstehende Amplitudenmaximum entspricht der Summe der Teilschwingungs-Amplituden x_{01} und x_{02} . Schwebungen sind häufig die Ursache für zeitlich schwellende, unerwünschte Vibrationen und Geräusche.³⁶

Beim gemessenen „Aufschwingen“ beim Einstechen der Schleifscheibe an E1 überlagern sich die Schwingungen mit 398 Hz und 397.4 Hz (Abb. 50 rechts oben). Nachdem die Schwebung abgeklungen ist und die Schwingungen stabil sind (konstanter Schleifprozess), tritt nur mehr die zuvor beschriebene Schwingung mit 397.6 Hz auf. Um fundiertere Aussagen über die Ursache und Vermeidung der auftretenden Schwebung treffen zu können, sind allerdings weiterführende zukünftige Versuche notwendig.

³⁶ Vgl. Freymann (2011), S. 8–9.

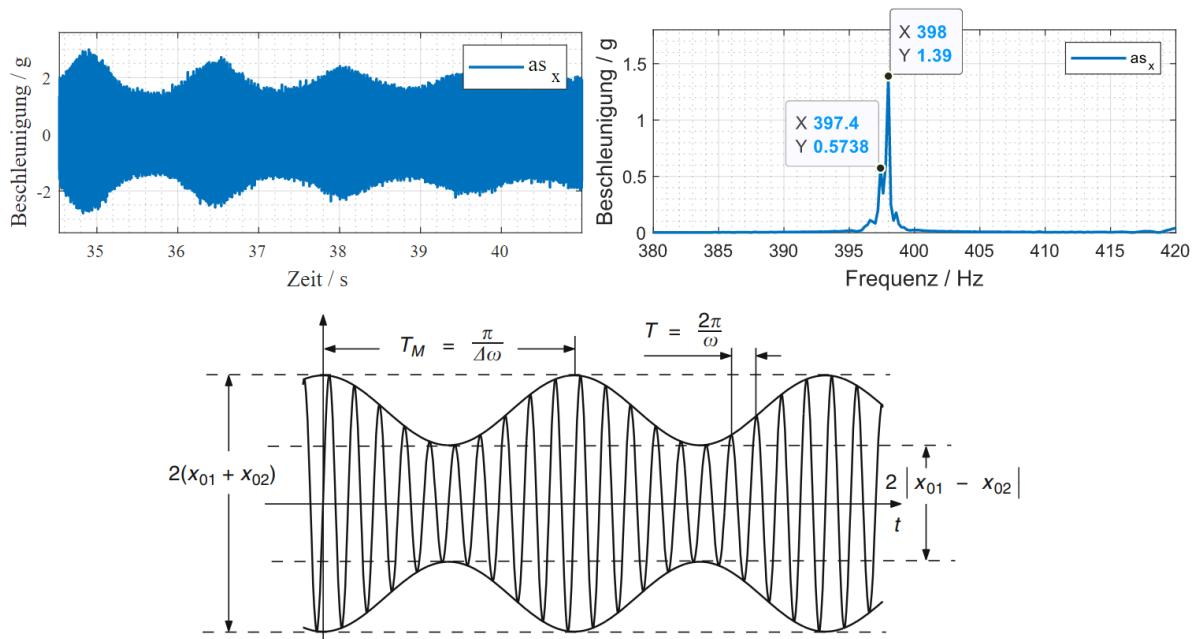


Abb. 50: Zeitverlauf (oben links) und Frequenzspektrum (oben rechts) der Schwingungen beim instabilen „Aufschwingen“ und Zeitverlauf einer typischen Schwebung (unten), Quelle: Freymann (2011), S. 9 (leicht modifiziert).

Neben den 397.6 Hz tritt des Weiteren in allen Achsen eine ausgeprägte Schwingung mit 371 Hz auf (siehe auch Abb. 49). Diese kann ebenfalls mit ausreichender Genauigkeit der zweiten dominierenden EF der WSSP in y-Achse (laut NFG-Messung 378.87 Hz) zugeordnet werden. Diese zeigt sich am stärksten in der y-Achse der WSSP, aber auch mit geringeren Amplituden in den anderen Achsen. Diese Frequenz fällt bei allen Versuchen mit dem Vielfachen der WSSP-DF zusammen.

Des Weiteren treten die Frequenzen 424.2/ 464.9/411 Hz auf, welche mit einem Vielfachen der DF zusammenfallen aber keiner EF zuordenbar sind. Es muss erwähnt werden, dass genau in diesem Frequenzbereich die WSSP in allen Achsen große Nachgiebigkeit aufweist, was möglicherweise die Ursache dafür sein könnte.

Lediglich am Reitstock tritt die DF ausgeprägt auf, an der WSSP hingegen nur sehr gering. Dies bestätigt die Erkenntnisse aus den Leerlaufversuchen.

Bedingt durch den Umstand, dass teilweise mehrere Versuche pro Einstichposition durchgeführt worden sind, konnten im Anschluss bei lediglich drei der betrachteten Versuche (Abb. 49) Konturvermessungen durchgeführt werden. Abb. 51 stellt das ermittelte Frequenzspektrum aus der Konturvermessung von V3.1.1 ($i_g = -1$) dar. Es ist ersichtlich, dass sich die dominierende Schwingung mit 397.6 Hz direkt auf das Werkstück überträgt und mit einer Amplitude von 0.6 μm die dominierende Welligkeit darstellt. Ergebnisse der weiteren Konturvermessungen sind ähnlich.

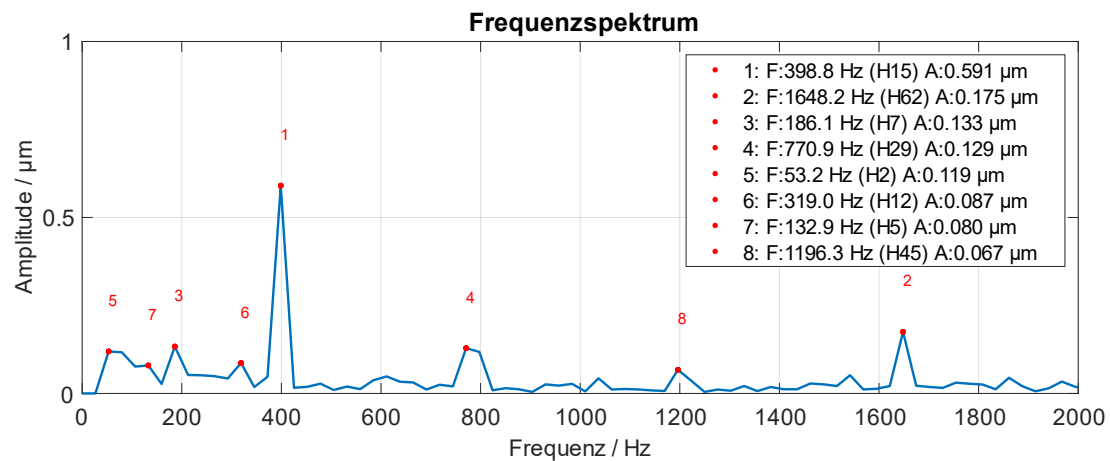


Abb. 51: Ermitteltes Frequenzspektrum aus der Konturvermessung von Versuch V3.1, Quelle: Eigene Darstellung.

Betrachtet man nun die ersten vier dominierenden Schwingungen an der x-Achse des RS und der WSSP bei $i_g = \pm 0.5$ (immer noch E1), werden unterschiedliche Frequenzen im Vergleich zu $i_g = \pm 1/-2$ angeregt. Dies zeigt Abb. 52, welche die ersten vier dominierenden Schwingungen der x-Achse am RS (links) und der WSSP (rechts) der beschriebenen Parameterkombination darstellt.

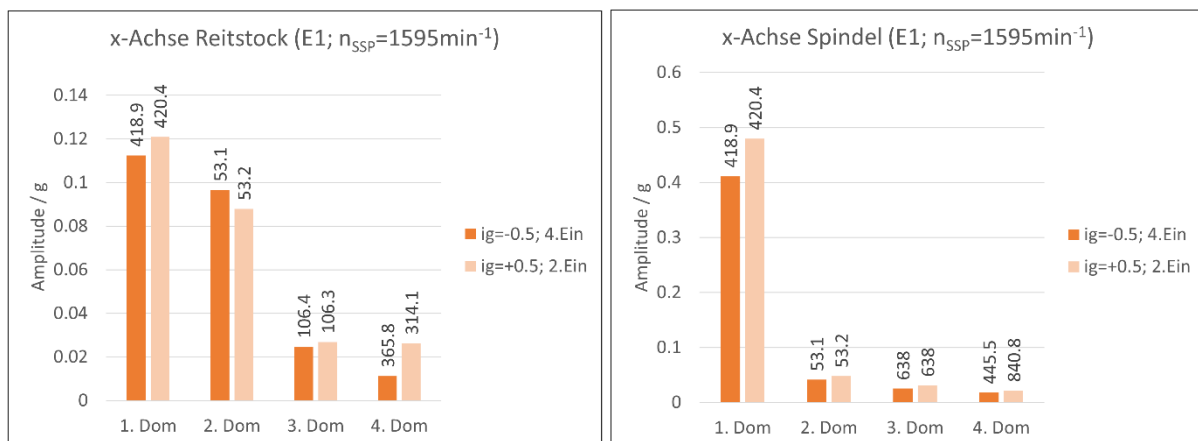


Abb. 52: Vergleich der ersten vier dominierenden Schwingungen in der x-Achse des Reitstocks (links) und der Spindel (rechts) bei $i_g = \pm 0.5$, Quelle: Eigene Darstellung.

Betrachtet man die entstehenden Frequenzen, erkennt man, dass die zuvor dominierende Frequenz 397.6 Hz nicht ausgeprägt vorherrscht. Ebenso kommt es bei keinem der dargestellten Versuche zum „Aufschwingen“.

Bei $i_g = \pm 0.5$ dominiert eine Schwingung mit 420 Hz. Diese tritt am stärksten in der x-Achse der WSSP auf, mit Amplituden von knapp 0.5 g. Diese 420 Hz können weder einer EF der WSSP noch einer EF der SSP zugeordnet werden. Zusätzlich fällt die Frequenz dieser Schwingung mit keinem Vielfachen der DF zusammen, weshalb weitere Untersuchungen notwendig sind, um die Ursache dieser Schwingung zu ermitteln.

Des Weiteren tritt bei $i_g = \pm 0,5$ sowohl am RS als auch an der WSSP, insbesondere in der x-Achse, die DF in starkem Ausmaß auf. Dies liegt in der hohen WSSP-Drehzahl von 3190 min^{-1} begründet. Wie bereits bei den Leerlaufversuchen tritt auch hier die Unwuchtanregung am RS deutlich ausgeprägter auf. Am RS tritt neben der WSSP-DF, auch die doppelte WSSP-DF (106 Hz) mit erhöhter Amplitude auf.

Bei den in Abb. 52 betrachteten Versuchen kann lediglich vom Versuch V5.1.2 ($i_g = +0,5$) eine Konturvermessung durchgeführt werden. Das ermittelte Frequenzspektrum dieser Konturvermessung weist, bis auf eine stark ausgeprägte Ovalität, nur Harmonische mit tiefen Amplituden auf. Die stark dominierende Schwingung mit 420 Hz überträgt sich nicht auf die Werkstückform.

Einfluss Drehzahlverhältnis an E2

Abb. 53 zeigt die erste dominierende Schwingung jeder Achse von mehreren Versuchen an E2 bei Verwendung einer SSP-Drehzahl von 1595 min^{-1} und verschiedenen Drehzahlverhältnissen ($-1/+1/+0.5/-2$). An E2 kann ein „Aufschwingen“ nicht beobachtet werden.

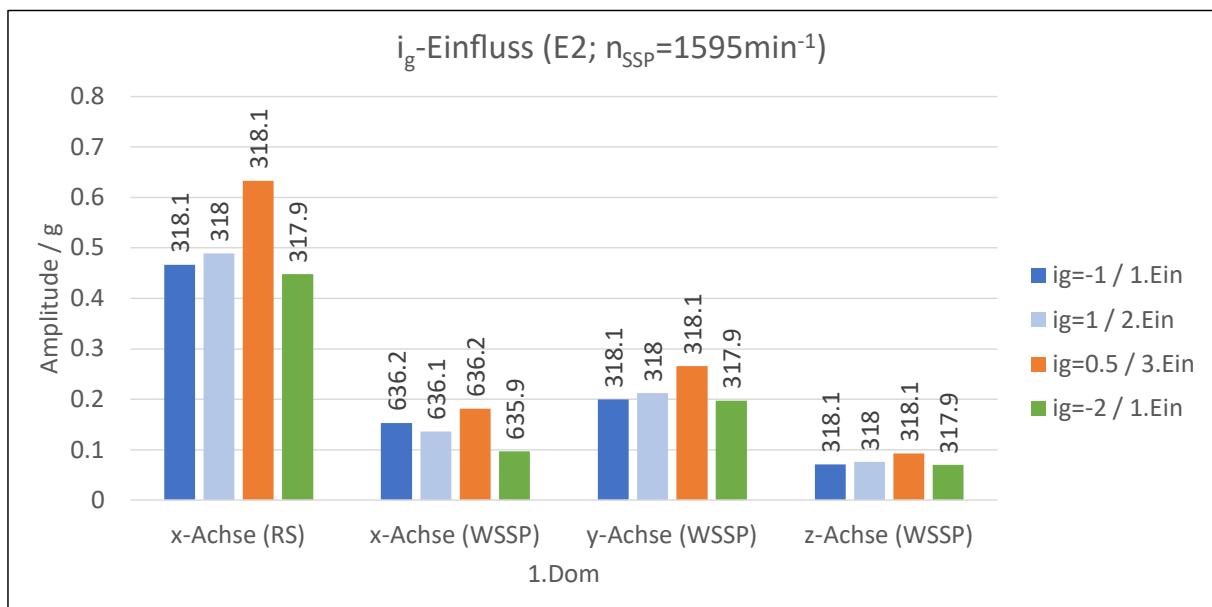


Abb. 53: Einfluss des Drehzahlverhältnisses an E2, Quelle: Eigene Darstellung.

Man erkennt, dass die Schwingungen am RS deutlich stärker sind als an der WSSP. Dies ist nachvollziehbar, da bei E2 näher am RS eingestochen wird. Interessanterweise treten unabhängig vom Drehzahlverhältnis Schwingungen mit gleicher Frequenz und ähnlicher Amplitude auf. Lediglich bei $i_g = +0.5$ sind die Amplituden tendenziell etwas höher, was auf die erhöhte WSSP-Drehzahl von 3160 min^{-1} zurückzuführen ist.

In allen Achsen dominiert eine Schwingung mit 318 Hz, welche sich vor allem am RS mit einer Amplitude von $\sim 0.6 \mu\text{m}$ deutlich von den anderen Schwingungen abhebt (Abb. 54). Interessanterweise tritt auch das Doppelte (636 Hz) und teilweise das Dreifache (954 Hz) dieser Schwingung in ausgeprägter Form auf. Die Schwingung mit 318 Hz kann einer Anregung der vierten dominierenden EF der WSSP in der x-Achse zugeordnet werden (laut NFG-Messung 320.65 Hz).

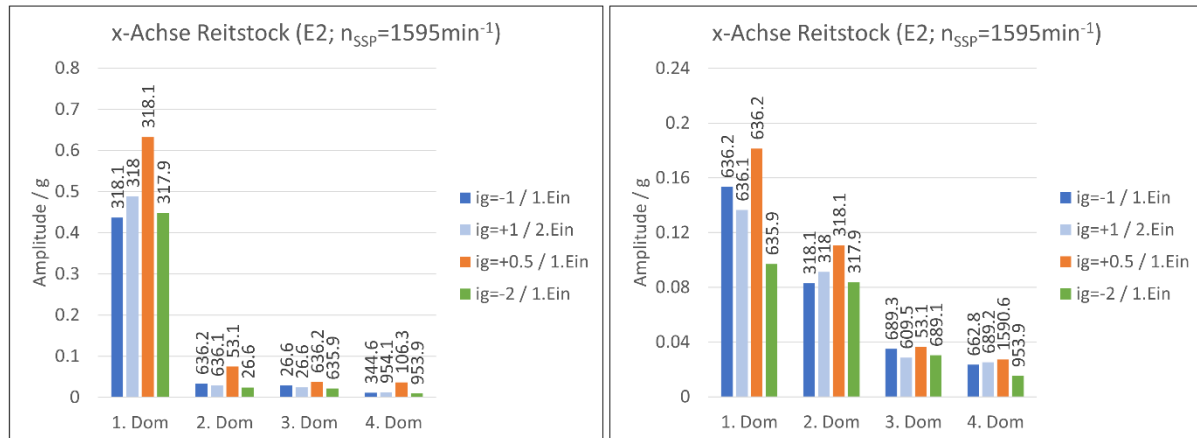


Abb. 54: Vergleich der ersten vier dominierenden Schwingungen in der x-Achse des RS (links) und der WSSP (rechts) an E2 bei unterschiedlichen i_g , Quelle: Eigene Darstellung.

Am RS treten wiederum die DF und Vielfache davon ausgeprägter auf als an der WSSP. Bei $i_g = +0.5$ ist die Unwuchtanregung am stärksten, da sich die WSSP mit 3190 min^{-1} dreht.

Bei den betrachteten Versuchen (Abb. 54) kann von mehreren Versuchen eine Werkstückkonturvermessung durchgeführt werden. In Abb. 55 ist das Ergebnis von V2.2.1 ($i_g = -1$) dargestellt.

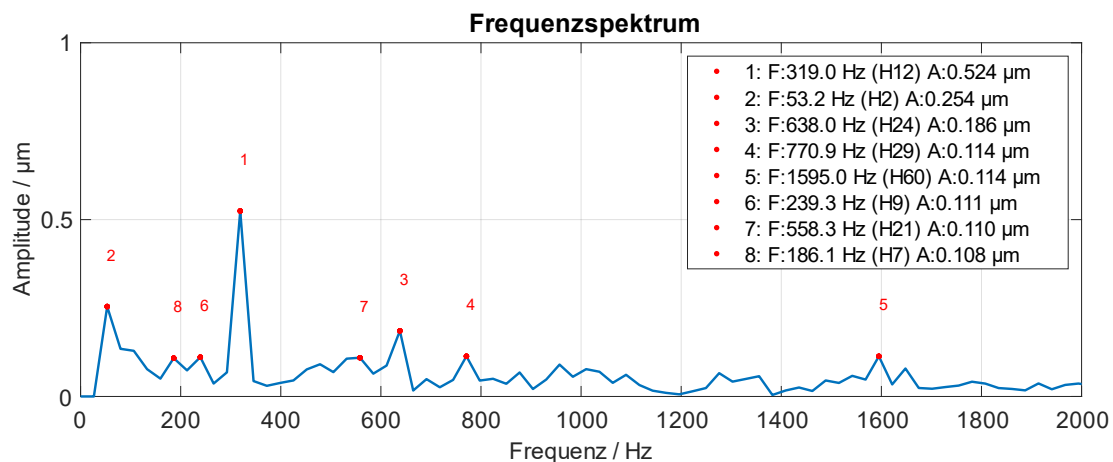


Abb. 55: Ermittelter Frequenzspektrum aus der Konturvermessung von Versuch V1.2.1, Quelle: Eigene Darstellung.

Es ist ersichtlich, dass sich die Schwingung mit 318 Hz auf die Werkstückkontur überträgt und mit einer Welligkeitsamplitude von knapp 0.6 μm die dominierende Welligkeit darstellt. Auch das Doppelte dieser Schwingung (636 Hz) überträgt sich ausgeprägt auf die Werkstückkontur. Alle weiteren Konturvermessungen zeigen vergleichbare Ergebnisse.

Vergleich konventionell zu drehzahlsynchron

Wie beschrieben ist der Unterschied zwischen den auftretenden Schwingungen beim konventionellen und drehzahlsynchronen Schleifprozess ausgeprägt. Dies soll Abb. 56 für beide Einstichpositionen (E1 und E2) unterstreichen. In der Abbildung ist die Gesamtschwingungsamplitude eines drehzahlsynchronen Rundschleifversuches an E1 und E2 jener eines konventionellen Rundschleifversuch gegenübergestellt. Vor allem an E1 ist der Amplitudenunterschied deutlich und die Gesamtschwingungsamplitude des drehzahlsynchronen Rundschleifversuchs ist um den Faktor 40 größer als jene des konventionellen.

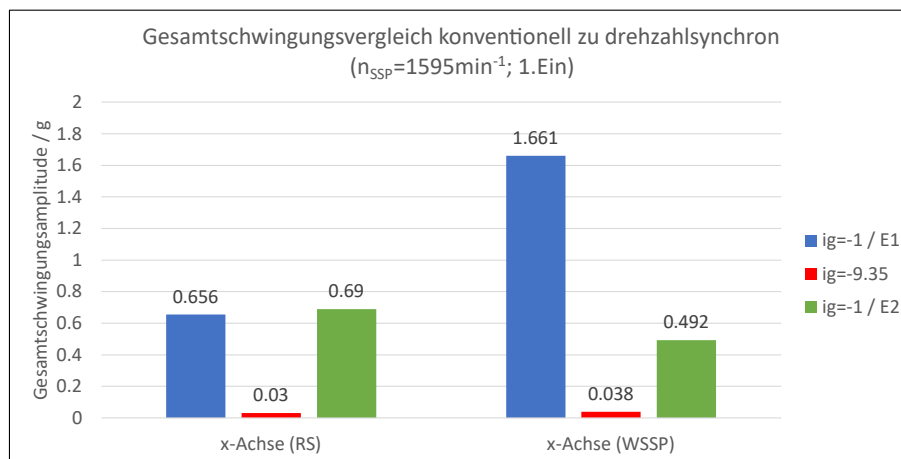


Abb. 56: Gegenüberstellung der Gesamtschwingungsamplitude der drehzahlsynchronen und konventionellen Rundschleifversuche, Quelle: Eigene Darstellung.

8.4.3. Zusammenfassung Rundschleifversuche

Beim drehzahlsynchronen Rundschleifprozess kommt es, verglichen zum konventionellen Rundschleifprozess, zu einer abweichenden und stark erhöhten Schwingungsanregung.

Beim konventionellen Rundschleifprozess sind die auftretenden Schwingungen vor allem von der SSP-DF beziehungsweise den Vielfachen davon bestimmt.

Beim drehzahlsynchronen Rundschleifprozess sind die auftretenden Schwingungen in erster Linie durch die Anregung von EF der WSSP in x-Achse dominiert. Insbesondere EF, welche mit einem Vielfachen der WSSP-DF zusammenfallen, werden stark angeregt. Dies ist dadurch begründet, dass sich die WSSP bedingt durch das definierte Drehzahlverhältnis deutlich schneller dreht als beim konventionellen Rundschleifprozess. Dadurch ist auch die

Unwuchtanregung deutlich ausgeprägter. Welche EF am stärksten angeregt werden, hängt beim drehzahlsynchronen Rundschleifprozess von den Prozesseinstellungen und verwendeten Schleifparameter ab. Dabei stechen insbesondere die Einstichposition und das Drehzahlverhältnis heraus, welche sich zusätzlich gegenseitig beeinflussen.

Bei Verwendung eines Drehzahlverhältnisses von $i_g = \pm 1$ an der E1 kommt es zu einer ausgeprägten Anregung der zweiten dominierenden EF der WSSP (397.6 Hz) in der x-Achse, welche sich auf die Werkstückkontur überträgt. Diese starke Schwingung tritt ausschließlich in Kombination mit einer ausgeprägten Schwebung beim Einstechen der Schleifscheibe ins Werkstück auf. Verwendet man hingegen $i_g = \pm 0,5$ an der E1, tritt keine ausgeprägte Schwebung auf, ebenso überträgt sich keine Schwingung auf die Werkstückkontur. Es dominiert eine Schwingung mit 420 Hz, welche nicht zugeordnet werden kann.

An der E2 wird unabhängig vom Drehzahlverhältnis die vierte dominierende EF der WSSP in x-Achse (318 Hz) stark angeregt, welche sich zumeist auf die Werkstückkontur überträgt. Es tritt unabhängig von der Parameterwahl keine Schwebung auf und die Gesamtschwingungen sind deutlich geringer als an E1.

In Summe ergeben sich sehr interessante und teilweise unerwartete Erkenntnisse aus den Rundschleifversuchen. Vor allem der starke Einfluss der Einstichposition war im Vorhinein nicht vermutet. Es muss jedoch erwähnt werden, dass die betrachteten Rundschleif-Versuchsreihen von der Anzahl und den verwendeten Parametern sehr begrenzt sind. Aus diesem Grund können teilweise nur Vermutungen und keine klaren Aussagen getroffen werden. Basierend auf diesen Erkenntnissen wird jedoch ersichtlich, dass beim Drehzahlsynchron-Schleifprozess die Parameterwahl und die Prozesseinstellung einen maßgeblichen Einfluss auf die Schwingungsneigung haben. Des Weiteren wird ersichtlich, dass ebenso die Werkstückeinspannung das Schwingverhalten und damit das Schleifergebnis mitbeeinflusst.

8.5. Unrundscheifversuche

Zumal das Hauptanwendungsgebiet des Drehzahlsynchrondrehens die Bearbeitung unrunder Werkstückkonturen ist, werden ebenso Unrundscheifversuche durchgeführt. Bedingt durch den erhöhten Zeitaufwand für das Unrundabrichten der Schleifscheibe werden zwei Unrundscheifversuche durchgeführt.

8.5.1. Versuchsplanung und -durchführung

Es werden zwei P3G-Profile (siehe Kapitel 6.2) mit derselben Parameterkombination drehzahlsynchron geschliffen. Als Schleifparameter werden Erfahrungswerte aus vorangegangenen Versuchen herangezogen. Es wird eine SSP-Drehzahl von 1600 min^{-1} und ein Drehzahlverhältnis von -1 angewendet. Dies ergibt eine gegenläufige WSSP-Drehzahl von ebenfalls 1600 min^{-1} . Die P3G-Kontur wird in zwei Fertigungsschritten, bezeichnet als Vor- und Fertigschleifen, erzeugt. Beide Fertigungsschritte werden getrennt gemessen und ausgewertet. Bei den Unrundscheifversuchen wird nur ein mittlerer Einstich pro Werkstück durchgeführt.

Daraus ergeben sich in Summe vier separate Schwingungsmessungen im Zuge der Unrundscheifversuche, welche mit V6/7_vor und V6/7_fertig bezeichnet werden. Tab. 7 zeigt die verwendeten Prozesseinstellungen und Schleifparameter.

Tab. 7: Versuchsplan der durchgeführten Unrundscheifversuche, Quelle: Eigene Darstellung.

Versuch	Art des Einstechschleifprozesses	Endgeometrie	n_{SSP}		i_g -	n_{WSSP}		Einstichpos.	Einstichnummer
			min^{-1}	s^{-1}		min^{-1}	s^{-1}		
V6_vor	drehzahlsynchron unrund	P3G-vor	1600	26.7	-1.00	-1600	26.7	mittig	1
V6_fertig	drehzahlsynchron unrund	P3G-45	1600	26.7	-1.00	-1600	26.7	mittig	2
V7_vor	drehzahlsynchron unrund	P3G-vor	1600	26.7	-1.00	-1600	26.7	mittig	1
V7_fertig	drehzahlsynchron unrund	P3G-45	1600	26.7	-1.00	-1600	26.7	mittig	2

Die Versuchsdurchführung, Auswertung und Darstellung ist identisch zu den Rundscheifversuchen. Es wird der gesamte Prozess vom Anfahren bis zum Ausfunken gemessen und die Schwingungen im konstante Schleifprozess für die weitere Auswertung herangezogen. Diese werden einer FFT-Analyse unterzogen und die dominierenden Schwingungen tabellarisch aufgenommen (siehe Anhang 8).

8.5.2. Auswertung

Für die folgende Auswertung wird insbesondere der Versuch V6 herangezogen. Grund dafür ist, dass vor dem Versuch V6 die Schleifscheibe frisch abgerichtet worden ist, was beim darauffolgenden Versuch V7 nicht der Fall gewesen ist.

Abb. 57 zeigt die Gesamtschwingungen des Vor- und Fertigschleifens während des Unrundschleifversuchs V6. Bei beiden Fertigungsschritten berührt die Schleifscheibe nach ungefähr 110 s das erste Mal das Werkstück. Man kann erkennen, dass die Gesamtschwingungen beim Vorschleifen eine sehr spezielle Ausprägung haben. Beim Einstechen der Schleifscheibe kommt es zu keinem erkennbaren Schwingungsanstieg. Erst nach mehreren Sekunden der Bearbeitung steigt die Gesamtschwingungsamplitude etwas an, senkt sich aber nach kurzer Zeit wieder auf den Ausgangswert ab. Dies ist beim Vorschleifen von V7 nicht der Fall, weshalb die frisch abgerichtete Schleifscheibe die Ursache dafür sein könnte. Des Weiteren fällt auf, dass in der y-Achse der Spindel, sowohl beim Vor- als auch beim Fertigschleifen, die Gesamtschwingungen bei der Bearbeitung nahezu konstant bleiben.

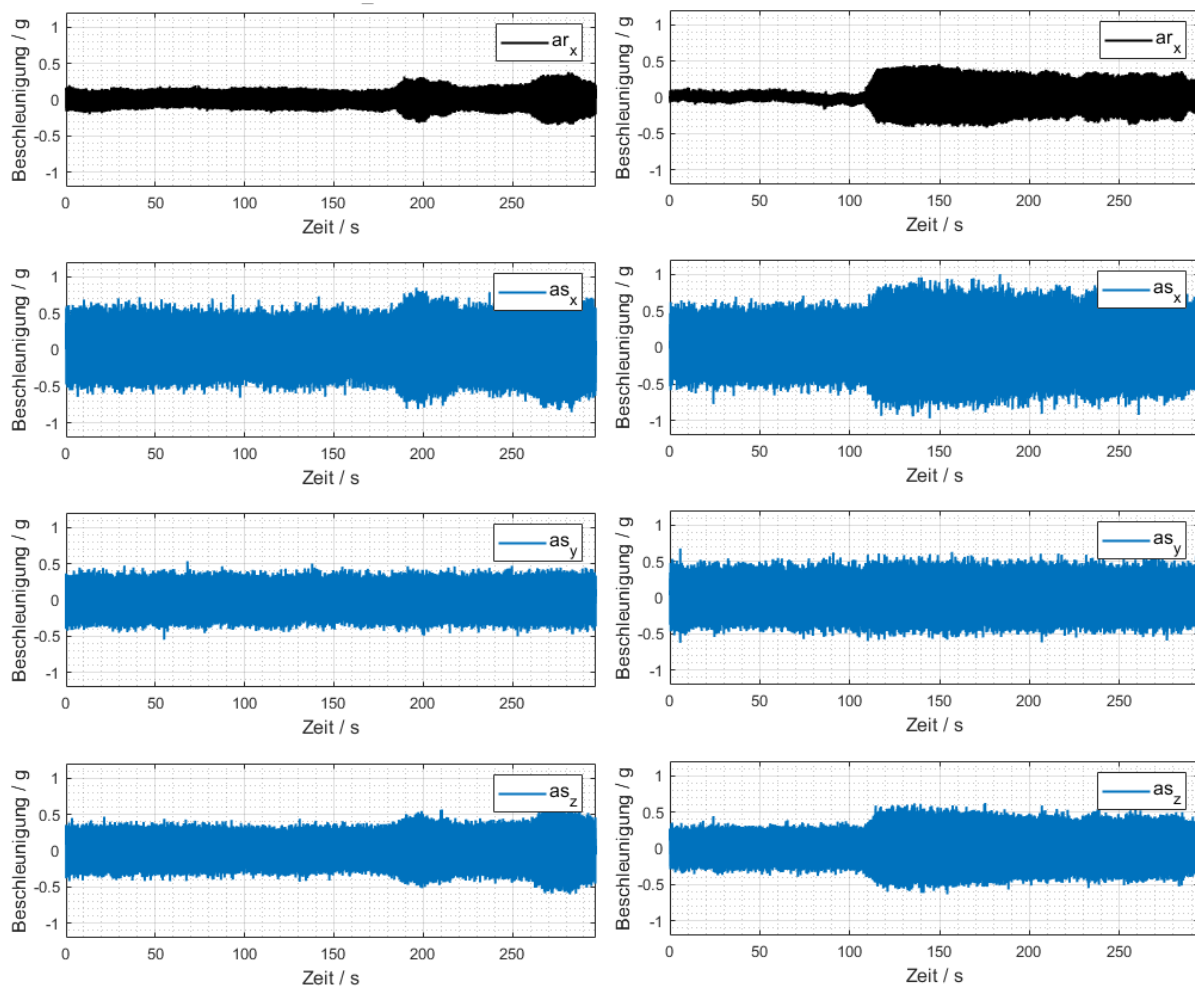


Abb. 57: Vergleich der Gesamtschwingungen beim Vorschleifen (links) und Fertigschleifen (rechts) von V6, Quelle: Eigene Darstellung.

Im Weiteren wird in erster Linie das Fertigschleifen von V6 detaillierter betrachtet und analysiert. In Abb. 58 ist das Frequenzspektrum der Schwingungen im konstanten Schleifprozess beim Fertigschleifen von V6 dargestellt.

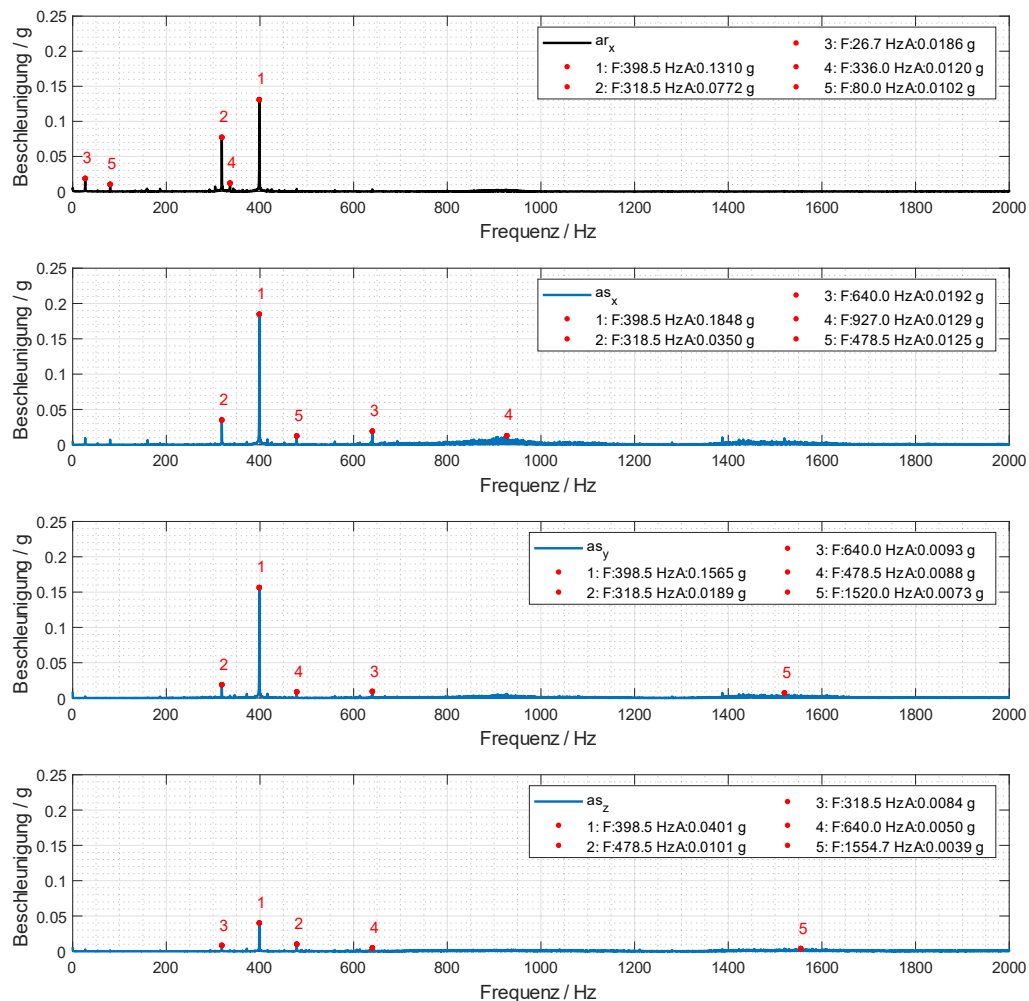


Abb. 58: Frequenzspektrum der Schwingungen im konstanten Schleifprozess beim Fertigschleifen von V6, Quelle: Eigene Darstellung.

In allen Achsen tritt am stärksten eine 398.5 Hz-Schwingung mit Amplituden bis 0.2 g auf. Eine ausgeprägte Schwingung mit derselben Frequenz ist bereits bei den Rundschleifversuchen an E1 ($i_g = \pm 1/\pm 2$) aufgetreten. Diese Schwingung kann der Anregung der zweiten dominierenden EF der WSSP in der x-Achse zugeordnet werden und fällt genau mit einem Vielfachen der WSSP-DF zusammen. Des Weiteren tritt eine Schwingung mit 318.5 Hz auf, welche Amplituden von knapp 0.1 g erreicht. Diese Schwingung ist ebenfalls bereits bei Rundschleifversuchen an E2 aufgetreten und kann der Anregung der vierten dominierenden EF der WSSP in der x-Achse zugeordnet werden. An allen Achsen der WSSP wird eine Schwingung mit 478.5 Hz gemessen, welche vereinzelt bereits bei den Rundschleifversuchen aufgetreten ist. Diese kann der 2. EF der WSSP in z-Achse zugeordnet werden. Gleich wie bei allen Leerlauf- und Rundschleifversuchen, tritt die DF deutlich stärker am RS als an der

WSSP auf. Neben der DF selbst tritt auch das Dreifache dieser in ausgeprägtem Umfang auf. Dies ist auf die zu schleifende P3G-Kontur zurückzuführen. Zusätzlich wird in allen Achsen der WSSP eine Schwingung mit 640 Hz gemessen, welche mit dem Vielfachen der WSSP-DF zusammenfällt, aber keiner Eigenfrequenz zugeordnet werden kann. Nahezu gleich zeigt sich das Frequenzspektrum beim Fertigschleifen von V7, welches aus Platzgründen nicht dargestellt ist.

Abb. 59 zeigt den zeitlichen Verlauf der Schwingungen im konstanten Schleifprozess beim Fertigschleifen von V6 in einem verkleinerten Zeitausschnitt. Insbesondere am RS ist die Überlagerung der Schwingungen mit 398.5 Hz und 318.5 Hz gut erkennbar. Auch an der WSSP ist die Überlagerung ersichtlich, wobei hier noch weitere höherfrequente Schwingungen (640/478.5 Hz) auftreten, welche die abgehackte Signalforn erzeugen.

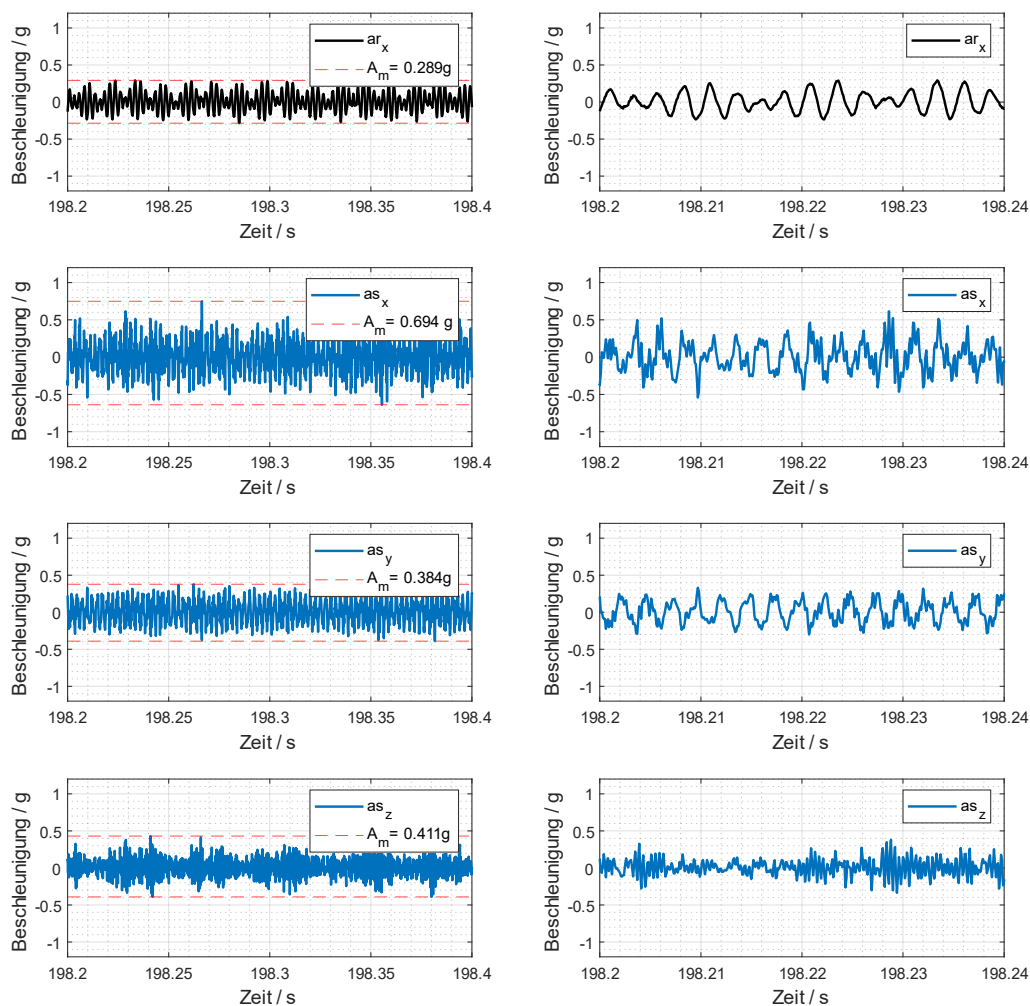


Abb. 59: Zeit-Graph der Schwingungen im konstanten Schleifprozess beim Fertigschleifen von V6, Quelle: Eigene Darstellung.

Man kann erkennen, dass es viele Übereinstimmungen zwischen den drehzahlsynchronen Unrundschleifversuchen und Rundschleifversuchen bei Verwendung gleicher Schleifparameter gibt. Beim mittigen Unrundschleifen kommt es zu einer Überlagerung der Schwingungen, welche beim Rundschleifen mit derselben Parameterkombination an der E1

und E2 auftreten. In Abb. 60 ist das Frequenzspektrum des Fertigschleifens von V6 den Frequenzspektren zweier Rundschleifversuche gegenübergestellt. Bei allen dargestellten Versuchen wird dieselbe Schleifparameterkombination ($n_{SSP} = 1600 \text{ min}^{-1}$, $i_g = -1$) verwendet. Die blau-strichlierte Linie zeigt den drehzahlsynchronen Rundschleifversuch an E1 und die rosa-strichlierte Linie jenen an E2. Es ist ersichtlich, dass das Frequenzspektrum des Unrundschleifversuchs (schwarze Linie) einer Überlagerung der Frequenzspektren der Rundschleifversuche entspricht. Das bedeutet, dass die Schwingungsanregung beim drehzahlsynchronen Rund- und Unrundschleifprozess ähnlich ist und vornehmlich Eigenfrequenzen der WSSP angeregt werden, welche zumeist mit dem Vielfachen der WSSP-DF zusammenfallen. Bemerkenswerterweise sind die Schwingungsamplituden beim Unrundschleifen deutlich tiefer als beim Rundschleifen (siehe Abb. 60). Des Weiteren tritt im Zuge der Unrundschleifversuche nie eine ausgeprägte Schwebung beim Einstechen der Schleifscheibe auf. Dies ist vermutlich die Hauptursache für ein deutlich tieferes Amplitudenniveau beim drehzahlsynchronen Unrundschleifen, vor allem an der WSSP.

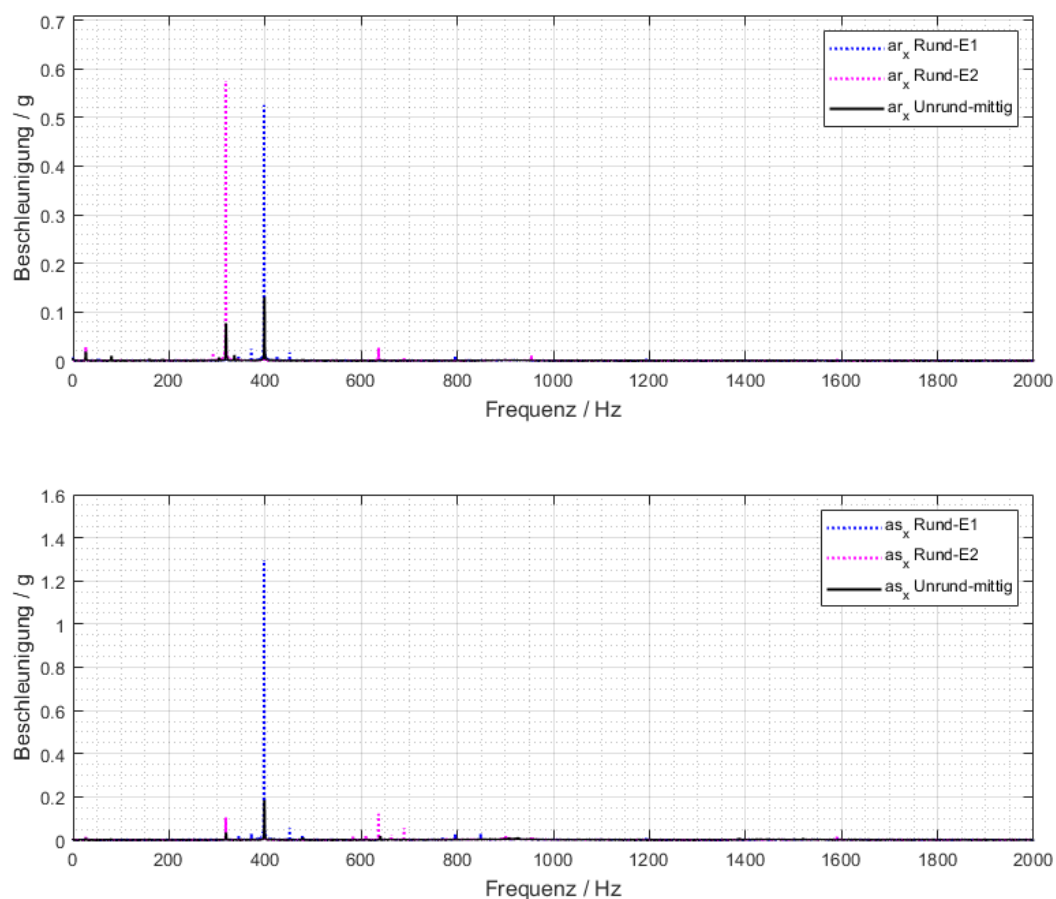


Abb. 60: Vergleich des Frequenzspektrums des Unrundschleifversuchs V6 mit jenem zweier Rundschleifversuche an E1 und E2, Quelle: Eigene Darstellung.

Bei beiden geschliffenen P3G-Profilen können Konturvermessungen durchgeführt werden. In Abb. 61 ist das Ergebnis der Konturvermessung von V6 dargestellt.

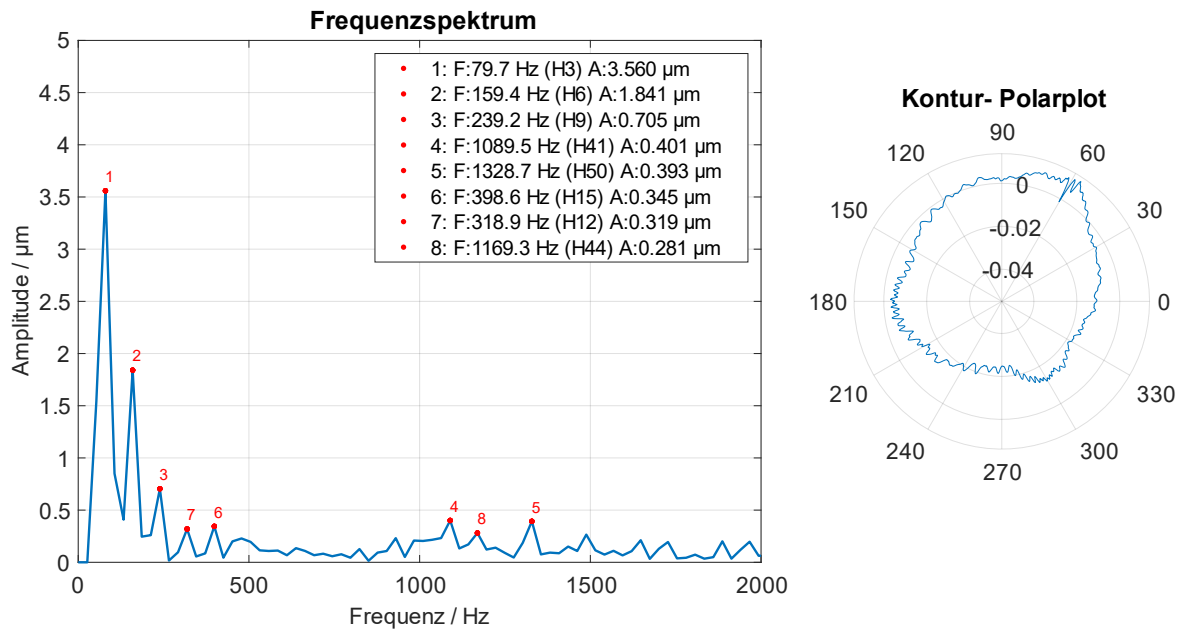


Abb. 61: Ergebnis der Konturvermessung von V6, Quelle: Eigene Darstellung.

Es ist ersichtlich, dass die ersten drei dominierenden Welligkeiten ($H3$; $H6$; $H9$) in direktem Zusammenhang zur P3G-Kontur stehen. Dies ist auch im Polarplot erkennbar, welcher eine dreieckige Form aufweist.

Es übertragen sich einzelne dominierende Schwingungen im Schleifprozess auf die Werkstückkontur. Dies sind insbesondere die Schwingungen mit 398.5 Hz ($H15$) und 318.5 Hz ($H12$) mit einer Welligkeitsamplitude von 0.34 μm beziehungsweise 0.32 μm . Diese zwei Schwingungen haben sich bereits bei den Rundschleifversuchen bei Verwendung der gleichen Schleifparametern auf das Werkstück übertragen. Interessanterweise haben beide Welligkeitsamplituden ein ähnliches Niveau, obwohl die Schwingung mit 398.5 Hz beim Unrundschleifprozess deutlich ausgeprägter auftritt als jene mit 318.5 Hz (siehe erneut Abb. 58). Im Vergleich zu den Rundschleifversuchen (397.6 Hz \rightarrow 0.59 μm und 318 Hz \rightarrow 0.52 μm) sind die Welligkeitsamplituden deutlich geringer.

9. Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurden die auftretenden Schwingungen beim Drehzahlsynchron-Schleifprozess detailliert untersucht und charakterisiert.

Im ersten Teil wurden die dynamischen Eigenschaften, insbesondere die Eigenfrequenzen der verwendeten IFT-Forschungsschleifmaschine, durch Nachgiebigkeitsfrequenzgangsmessungen mittels Impulshammer bestimmt. Dabei war erkennbar, dass die dominanten Eigenfrequenzen der Schleifspindel im Bereich von 100-300 Hz liegen und jene der Werkstückspindel (mitsamt Reitstock) im Bereich von 100-500 Hz. Die Eigenfrequenzen an der Werkstückspindel variieren in Abhängigkeit der Werkstückeinspannung geringfügig.

Im Anschluss daran wurden werkstückseitige Schwingungsmessungen an der IFT-Forschungsschleifmaschine durchgeführt.

Es wurden die auftretenden Schwingungen im Stillstand und im Leerlauf bei variierender Schleif- und Werkstückspindeldrehzahl aufgenommen. Die Ergebnisse der Leerlaufversuche zeigten eine ausgeprägte Unwuchtanregung aufgrund der prozessbedingten hohen Drehzahl beim Drehzahlsynchron-Schleifprozess. Dabei erzeugte eine hohe Werkstückspindeldrehzahl deutlich stärkere Schwingungen als eine hohe Schleifspindeldrehzahl. Am Reitstock konnte die Unwuchtanregung in Bearbeitungsrichtung ausgeprägter nachgewiesen werden als an der Spindel.

Im Anschluss daran wurden die auftretenden Schwingungen beim drehzahlsynchronen Rundschleifprozess aufgenommen, wobei definierte Prozesseinstellungen und Schleifparameter variiert wurden, um deren Einfluss auf das Schwingungsverhalten bestimmen zu können. Zu Vergleichszwecken wurden auch einzelne konventionelle Rundschleifversuche mit einem Drehzahlverhältnis $i_g = -9.35$ durchgeführt.

Aus den Ergebnissen der Rundschleifversuche konnte abgeleitet werden, dass beim drehzahlsynchronen Rundschleifprozess ausgeprägtere Schwingungen vorherrschen als beim konventionellen Rundschleifprozess. Es wurden in erster Linie Eigenfrequenzen der Werkstückspindel angeregt, die mit einem Vielfachen der Werkstückspindel-Drehfrequenz zusammenfallen. Welche (Eigen-)Frequenzen wie stark angeregt wurden, war insbesondere von der Kombination der Einstichposition und dem verwendeten Drehzahlverhältnis abhängig.

Beim Schleifen mit einem Drehzahlverhältnis $i_g = \pm 1/-2$ an der Einstichposition 1 trat eine Schwebung auf und es kam zu einer ausgeprägten Anregung der dritten dominierenden Eigenfrequenz (397.6 Hz) der Werkstückspindel in radialer Zustellrichtung. Diese Schwingung übertrug sich in weiterer Folge ebenso auf das Werkstück.

Beim Schleifen mit einem Drehzahlverhältnis $i_g = \pm 0.5$ an der Einstichposition 1 trat keine Schwebung auf und es entstanden deutlich geringere Gesamtschwingungen, wobei eine 420 Hz-Schwingung dominierte. Diese Schwingung konnte keiner Maschineneigenfrequenz zugeordnet werden und übertrug sich nur unwesentlich auf die Werkstückkontur.

Beim Schleifen an Einstichposition 2 dominierte unabhängig vom Drehzahlverhältnis eine Schwingung mit 318 Hz, welche der vierten dominierenden Eigenfrequenz der Werkstückspindel in Richtung der x-Achse zugeordnet werden konnte und sich zumeist ausgeprägt auf die Werkstückkontur übertrug.

Abschließend wurden die auftretenden Schwingungen beim drehzahlsynchronen Unrundscheifen zweier P3G-Konturen aufgenommen. Die daraus resultierenden Ergebnisse zeigten, dass das Schwingungsverhalten des drehzahlsynchronen Unrundscheifprozesses vergleichbar zum drehzahlsynchronen Rundscheifprozess ist. Es wurden wiederum in erster Linie Eigenfrequenzen der Werkstückspindel angeregt, die mit einem Vielfachen der Werkstückspindel-Drehfrequenz zusammenfallen. Interessanterweise traten, verglichen zu drehzahlsynchronen Rundscheifversuchen bei Verwendung gleicher Parameter, deutlich geringere Amplituden auf. Des Weiteren repräsentierte bei den drehzahlsynchronen Unrundscheifversuchen die zu schleifende Soll-Unrundkontur einen wesentlichen Einflussfaktor bei der Schwingungsanregung.

Aus den gewonnenen Erkenntnissen dieser Arbeit kann abgeleitet werden, dass, verglichen zum konventionellen Schleifprozess, die spezifischen Prozesscharakteristika beim Drehzahlsynchron-Schleifprozess zu einer speziellen Schwingungsanregung führen. Es wurde ebenso ersichtlich, dass eine angepasste Prozessparameterwahl das Schwingverhalten positiv beeinflusst und ein stabiler Bearbeitungsprozess erzeugt werden kann. Aufbauend auf den Ergebnissen dieser Arbeit erscheinen weiterführende Parameterstudien sinnvoll, insbesondere hinsichtlich des Drehzahlverhältnisses und der Drehzahl. Des Weiteren ist eine geeignete Anpassung der Werkstückeinspannung der IFT-Forschungsschleifmaschine an die erhöhte Unwuchtanregung beim Drehzahlsynchron-Schleifprozess empfehlenswert. Durch die genannten beiden Punkte einer adaptierten Werkstückeinspannung und optimierter Prozessparameter können zukünftig die auftretenden Schwingungen deutlich vermindert und die Schleifergebnisse weiterhin verbessert werden.

10. Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: Fertigung eines unrundern Werkstücks durch drehzahlsynchrones Schleifen, Quelle: Steffan/Spenger/Haas (2017), S. 4 (leicht modifiziert).	3
Abb. 2: Einteilung der Schwingungen nach deren Zeitverlauf, Quelle: Kuttner/Rohnen (2019), S. 4 (leicht modifiziert).	6
Abb. 3: Periodische Schwingung (links) und harmonische Schwingung (rechts), Quelle: Freymann (2011), S. 4 (leicht modifiziert).	7
Abb. 4: Transiente Schwingung, Quelle: Freymann (2011), S. 4 (leicht modifiziert).	7
Abb. 5: Einteilung von Schwingungen nach deren Entstehungsmechanismus, Quelle: Kuttner/Rohnen (2019), S. 7 (leicht modifiziert).	8
Abb. 6: Regenerativeneffekt am Beispiel des Drehprozesses, Quelle: Weck/Brecher (2017), S. 631.	9
Abb. 7: Schnittkraft- Amplitudenverlauf eines instabilen Bearbeitungsprozesses, Quelle: Uhlmann (2008) S. 4, zitiert nach: Milberg (1971), (leicht modifiziert).	11
Abb. 8: Oberflächenwelligkeit bei einem stabilen (A) und instabilen (B) Bearbeitungsprozess, Quelle: Uhlmann (2008) S. 5, zitiert nach: Milberg (1971), (leicht modifiziert).	12
Abb. 9: Freischnitt eines angeregten Einmassenschwingers, Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 196.	15
Abb. 10: Qualitativer Amplitudengang eines Einmassenschwingers, Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 197 (leicht modifiziert).	17
Abb. 11: Qualitativer Amplitudengang eines Einmassenschwingers bei unterschiedlichen Dämpfungsmaßen, Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 198 (leicht modifiziert).	18
Abb. 12: Qualitativer Phasengang eines Einmassenschwingers, Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 198 (leicht modifiziert).	18
Abb. 13: Amplitudengang eines Mehrmassenschwingers, Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 199 (leicht modifiziert).	19
Abb. 14: Messung eines Nachgiebigkeitsfrequenzganges an einer Werkzeugmaschine, Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 216 (leicht modifiziert).	21
Abb. 15: Typischer Signalfuss und Gerätefunktionen bei einer Schwingungsmessung, Quelle: Kuttner/Rohnen (2019), S. 202 (leicht modifiziert).	27
Abb. 16: Quantisierung eines sinusförmigen Signals mit einem 3 Bit-Wandler, Quelle: Kuttner/Rohnen (2019), S. 250.	29

Abb. 17: A/D-Wandler mit Tiefpassfilter und Sample&Hold- Schaltung, Quelle: Kuttner/Rohnen (2019), S. 257.....	31
Abb. 18: Layout der IFT-Forschungsschleifmaschine mitsamt wichtiger Eckdaten, Quelle: IFT (2021), Onlinequelle [30.08.2021] (leicht modifiziert).	32
Abb. 19: Skizze der Rundwerkstücke, Quelle: Eigene Darstellung.	33
Abb. 20: P3G-45 mit den charakteristischen Abmessungen, Quelle: Großmann (2007), S. 9 (leicht modifiziert).	34
Abb. 21: Leitz Konturmessgerät, Quelle: Eigene Darstellung.	36
Abb. 22: Beispielhaftes Ergebnis einer Werkstückkonturvermessung, Quelle: Eigene Darstellung.	38
Abb. 23: Sensoranbringung an der Werkstückspindel (oben) und der Schleifspindel (unten) mitsamt der Impulshammer-Anregestellen und -richtungen, Quelle: Eigene Darstellung.....	40
Abb. 24: Anregung der Werkstückspindel in Bearbeitungsrichtung (x-Achse), Quelle: Eigene Darstellung.	41
Abb. 25: Rohdaten der Messung an der Werkstückspindel in Bearbeitungsrichtung (x-Achse), Quelle: Eigene Darstellung.	42
Abb. 26: Analyse der durchgeführten Impulshammerschläge hinsichtlich Impulshöhe und -breite, Quelle: Eigene Darstellung.	43
Abb. 27: Qualitativer Vergleich des Frequenzspektrums eines konformen Hammerschlages (oben) mit einem Doppeleinschlag (unten), Quelle: Binder (2018), S. 23 (leicht modifiziert).	44
Abb. 28: Frequenzspektrum der ausgewählten Hammerschläge, Quelle: Eigene Darstellung.	45
Abb. 29: Verwendetes Exponentialfenster für das Beschleunigungs- (links) und das Kraftsignal (rechts), Quelle: Eigene Darstellung.	46
Abb. 30: Wieder zusammengesetztes Beschleunigungs- (oben) und Kraftsignal (unten), Quelle: Eigene Darstellung.	46
Abb. 31: Ermittelter Nachgiebigkeitsfrequenzgang der betrachteten Messung, Quelle: Eigene Darstellung.	48
Abb. 32: Vergleich des Nachgiebigkeitsfrequenzganges in Bearbeitungsrichtung der Werkstückspindel bei unterschiedlichen Einspannungen, Quelle: Eigene Darstellung.....	49

Abb. 33: Sensorpositionen bei den durchgeführten Stillstand-, Leerlauf- und Schleifversuchen, Quelle: In Anlehnung an IFT (2021), Onlinequelle [30.08.2021].....	52
Abb. 34: Zeit-Graph der Schwingungen am RS (schwarze Kurve, x-Achse) und an der WSSP (blaue Kurven, von oben beginnend: x-y-z-Achse) von STILL_1, Quelle: Eigene Darstellung.	54
Abb. 35: Frequenzspektrum der Schwingungen am RS (schwarze Kurve) und der WSSP (blaue Kurven) von STILL_M1, Quelle: Eigene Darstellung.	55
Abb. 36: Gegenüberstellung der auftretenden Schwingungen bei drehender WSSP (2000 min ⁻¹ ; links) und drehender SSP (2000 min ⁻¹ ; rechts), Quelle: Eigene Darstellung. ...	59
Abb. 37: Gegenüberstellung der Frequenzspektren bei drehender WSSP (2000 min ⁻¹ ; links) und drehender SSP (2000 min ⁻¹ ; rechts), Quelle: Eigene Darstellung.	60
Abb. 38: Frequenzspektrum bei drehender WSSP und SSP mit 2000 min ⁻¹ , Quelle: Eigene Darstellung.	61
Abb. 39: Vergleich der Unwuchtanregung bei Verwendung einer unrunden Schleifscheibe (blau) und einer runden Schleifscheibe (orange), Quelle: Eigene Darstellung.....	62
Abb. 40: Beispielhafte Rohdaten eines drehzahlsynchronen Rundschleifversuches (V2.2.1), Quelle: Eigene Darstellung.	65
Abb. 41: Rohdaten der x-Achse des RS und der WSSP des konventionellen Rundschleifversuchs V3.2.1, Quelle: Eigene Darstellung.	66
Abb. 42: Zeitverlauf der Schwingungen im konstanten Schleifprozesses des konventionellen Rundschleifversuchs V3.2.1, Quelle: Eigene Darstellung.	66
Abb. 43: Frequenzspektrum der Schwingungen im konstanten Schleifprozesses des konventionellen Rundschleifversuchs V3.2, Quelle: Eigene Darstellung.	67
Abb. 44: Ergebnis der Konturvermessung des konventionellen Rundschleifversuchs V3.2.1, Quelle: Eigene Darstellung.	68
Abb. 45: Gegenüberstellung der Rohdaten der Versuche V2.1.1 (E1, links) und V1.2.1 (E2, rechts), Quelle: Eigene Darstellung.	69
Abb. 46: Gegenüberstellung der Frequenzspektren der Versuche V2.1 (E1, links) und V1.2 (E2, rechts), Quelle: Eigene Darstellung.	70
Abb. 47: Vorschleifeinfluss auf die Schwingungen in allen Achsen, Quelle: Eigene Darstellung.	71
Abb. 48: Einfluss des Drehzahlverhältnisses an E1, Quelle: Eigene Darstellung.	72

Abb. 49: Vergleich der ersten dominierenden Schwingungen in der x-Achse des RS (links) und der WSSP (rechts) bei $i_g = \pm 1/-2$, Quelle: Eigene Darstellung.....	73
Abb. 50: Zeitverlauf (oben links) und Frequenzspektrum (oben rechts) der Schwingungen beim instabilen „Aufschwingen“ und Zeitverlauf einer typischen Schwebung (unten), Quelle: Freymann (2011), S. 9 (leicht modifiziert).	74
Abb. 51: Ermitteltes Frequenzspektrum aus der Konturvermessung von Versuch V3.1, Quelle: Eigene Darstellung.....	75
Abb. 52: Vergleich der ersten vier dominierenden Schwingungen in der x-Achse des Reitstocks (links) und der Spindel (rechts) bei $i_g = \pm 0.5$, Quelle: Eigene Darstellung.....	75
Abb. 53: Einfluss des Drehzahlverhältnisses an E2, Quelle: Eigene Darstellung.	76
Abb. 54: Vergleich der ersten vier dominierenden Schwingungen in der x-Achse des RS (links) und der WSSP (rechts) an E2 bei unterschiedlichen i_g , Quelle: Eigene Darstellung.....	77
Abb. 55: Ermitteltes Frequenzspektrum aus der Konturvermessung von Versuch V1.2.1, Quelle: Eigene Darstellung.	77
Abb. 56: Gegenüberstellung der Gesamtschwingungsamplitude der drehzahlsynchronen und konventionellen Rundschleifversuche, Quelle: Eigene Darstellung.....	78
Abb. 57: Vergleich der Gesamtschwingungen beim Vorschleifen (links) und Fertigschleifen (rechts) von V6, Quelle: Eigene Darstellung.	81
Abb. 58: Frequenzspektrum der Schwingungen im konstanten Schleifprozess beim Fertigschleifen von V6, Quelle: Eigene Darstellung.....	82
Abb. 59: Zeit-Graph der Schwingungen im konstanten Schleifprozess beim Fertigschleifen von V6, Quelle: Eigene Darstellung.....	83
Abb. 60: Vergleich des Frequenzspektrums des Unrundschleifversuchs V6 mit jenem zweier Rundschleifversuche an E1 und E2, Quelle: Eigene Darstellung.	84
Abb. 61: Ergebnis der Konturvermessung von V6, Quelle: Eigene Darstellung.....	85

11. Tabellenverzeichnis

Tab. 1: Wichtige Schwingungsursachen an Schleifmaschinen, Quelle: Eigene Darstellung, in Anlehnung an Weck/Brecher (2006), S. 201.	9
Tab. 2: Gemittelte Eigenfrequenzen der Schleif- und Werkstückspindel sortiert nach der Nachgiebigkeitsamplitude, Quelle: Eigene Darstellung.	50
Tab. 3: Dominante Schwingungen beim Stillstandversuch STILL_M1, Quelle: Eigene Darstellung.	56
Tab. 4: Versuchsplan der Leerlaufversuche, Quelle: Eigene Darstellung.	57
Tab. 5: Erweiterter Versuchsplan der Leerlaufversuche, Quelle: Eigene Darstellung.	58
Tab. 6: Versuchsplan der durchgeführten Rundschleifversuche, Quelle: Eigene Darstellung.	64
Tab. 7: Versuchsplan der durchgeführten Unrundschleifversuche, Quelle: Eigene Darstellung.	80

12. Literaturverzeichnis

Binder, Roman (2018): *Stabilitätsverhalten einer Werkzeugmaschine*, Masterarbeit, Technische Universität Graz.

Brandt, Anders (2011): *Noise and Vibration Analysis - Signal Analysis and Experimental Procedures*, John Wiley and Sons, Chicester.

Cooley, James W.; Turkey, John W. (1965): *An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series*, American Mathematical Society, o.O.

Danek, O.; Polacek, W.; Spacek, W.; Tlustý, J. (1952): *Selbsterregte Schwingungen im Werkzeugmaschinenbau*, Veb Verlag, Berlin.

Deutsches Institut für Normung (Hrsg.) 1331-1 (2000): *Schwingungen und schwingungsfähige Systeme - Teil 1: Grundbegriffe, Einteilung*.

Deutsches Institut für Normung (Hrsg.) 45661 (2016): *Schwingungsmesseinrichtungen - Begriffe*.

Freymann, Raymond (2011): *Strukturdynamik - Ein anwendungsorientiertes Lehrbuch*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, München.

Großmann, Christoph (2007): *Fretting Fatigue of Shape-Optimised Polygon-Shaft-Hub Connections*, Dissertation, Technische Universität Berlin.

Haas, Rainer (2014): *Tutorial Hammermessung*

[https://www.th-](https://www.th-koeln.de/mam/downloads/deutsch/hochschule/fakultaeten/fahrzeugtechnik_und_production/tutorial_hammermessung.pdf)

[koeln.de/mam/downloads/deutsch/hochschule/fakultaeten/fahrzeugtechnik_und_production/tutorial_hammermessung.pdf](https://www.th-koeln.de/mam/downloads/deutsch/hochschule/fakultaeten/fahrzeugtechnik_und_production/tutorial_hammermessung.pdf) [Stand 30.08.2021].

Hoffmann, Jörg (2004): *Handbuch der Messtechnik*, 2. Auflage, Hanser, München, Wien.

Institut für Fertigungstechnik (Hrsg.) (o. J.): *Zerspanungsforschung*

<https://www.tugraz.at/institute/ift/home/zerspanungsforschung/> [Stand 01.09.2021].

Kistler Instrumente GmbH (Hrsg.) (o.J.): *8630C & 8636C SERIES*

https://intertechnology.com/Kistler/pdfs/Accelerometer_Model_8630C_8636C.pdf [Stand 01.08.2021].

Kistler Instrumente GmbH (Hrsg.) (o.J.): *8690C & 8692C SERIES*

https://intertechnology.com/Kistler/pdfs/Accelerometer_Model_8692C.pdf [Stand 01.08.2021].

Kistler Instrumente GmbH (Hrsg.) (2005): *Kraftsensor mit Spannungsausgang*

<https://www.kistler.com/files/document/000-274d.pdf> [Stand 01.09.2021].

Kistler Instrumente GmbH (Hrsg.) (2014): *Piezotron Coupler*

<https://www.kistler.com/files/document/000-605e.pdf> [Stand 01.09.2021].

Kuttner, Thomas; Rohnen, Armin (2019): *Praxis der Schwingungsmessung - Messtechnik und Schwingungsanalyse mit MATLAB*, 2. Auflage, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, München.

Lerch, Reinhart (2016): *Elektrische Messtechnik - Analoge, digitale und computergestützte Verfahren*, 7. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Erlangen.

Lierse, Tjark (2020): *Schleif- und Abrichttechnik: - Mit zahlreichen Tabellen und Formeln*, Hanser, München.

Magnus, Kurt; Popp, Karl; Sextro, Walter (2021): *Schwingungen - Grundlagen - Modelle - Beispiele*, 11. Auflage, Springer Fachmedien Wiesbaden, Paderborn.

Mayr, Robert (1993): *Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen mit innenschleifbarer Kontur*, Dissertation, Technische Universität Graz.

Milberg, Joachim (1973): *Analytische und experimentelle Untersuchungen zur Stabilitätsgrenze bei der Drehbearbeitung*, Dissertation, Technische Universität Berlin.

Möser, Michael (2020): *Modalanalyse*, 1. Auflage, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg.

Möser, Michael; Kokavec, Judith (2010): *Messtechnik der Akustik*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin.

National Instruments (2013): *NI cDAQ™-9178*

<https://www.ni.com/pdf/manuals/374046a.pdf> [Stand 01.09.2021].

National Instruments (2016): *NI 9215 Datasheet*

https://www.ni.com/pdf/manuals/373779a_02.pdf [Stand 01.09.2021].

Schmid, Alois (1986): *Unrundschleifen auf prozeßrechnergesteuerten Rundschleifmaschinen*, Dissertation, Technische Universität Graz.

Steffan, Matthias; Spenger, Thomas; Haas, Franz (2017): *RPM-synchronous Grinding - control concepts to improve surface qualities for a high efficient non-circular grinding approach*, ASME 2017 - International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Technische Universität Graz.

Uhlmann, Eckart (2008): *Dynamisches Verhalten*
http://www.iwf.tu-berlin.de/uploads/media/WZM_II_VL_03_-_Dynamisches_Verhalten_von_Werkzeugmaschinen.pdf [Stand 30.08.2021].

Weck, Manfred; Brecher, Christian (2006): *Werkzeugmaschinen 5 - Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilität*, 7. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Aachen.

Wittel, Herbert; Jannasch, Dieter; Voßiek, Joachim; Spura, Christian (2019): *Roloff/Matek Maschinenelemente - Normung, Berechnung, Gestaltung*, 24. Auflage, Springer Vieweg, Berlin.

13. Anhang

Anhang 1: Technische Daten des Kistler Impulshammers 9726A20000, Quelle: Kistler Instrument GmbH (Hrsg.) (2005), S. 2.

Technische Daten		
Messgrösse	Einheit	9726A20000
Bereich	N	0 ... 20000
Überlast	N	25000
Empfindlichkeit, nom.	mV/N	0,2
Resonanzfrequenz	kHz	27
Frequenzbereich (-10 dB), mit Schlagspitze aus Stahl	Hz	5400
Zeitkonstante, nom.	s	500
Steifheit	kN/ μ m	0,8
Betriebstemperaturbereich	°C	-20 ... 70
Ausgang:		
Spannung, FSO	V	\pm 5
Ruhspeisung, nom.	VDC	11
Widerstand	Ω	<100
Speisung:		
Spannung	V	20 ... 30
Konstantstrom	mA	2 ... 20
Abmessungen des Hammerkopfs:		
Durchmesser	mm	32
Länge	mm	94
Gewicht	Gramm	500
Stiellänge	mm	236
Stecker	Typ	BNC neg.

Anhang 2: Technische Daten des Kistler Piezotron-Couplers 5134A, Quelle: Kistler Instrument GmbH (Hrsg.) (2003), S. 1-2.

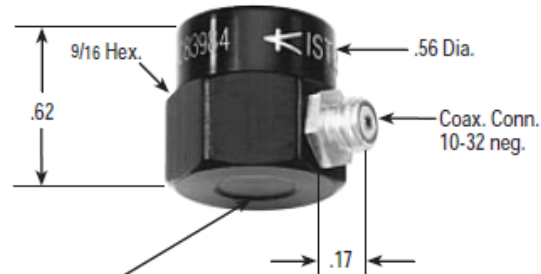
Technical Data			Technical Data		
Type	Units	5134	Type	Units	5134
Sensor Supply Factory Set	mA	4	Output Noise:		
Optional	mA	2 ... 18	Gain = 1 L.P filter @ 30 kHz	μ V _{rms}	70
Gain Setpoints (\pm 0.5 %)		1, 2, 5, 10, 20, 50	Gain = 100 L.P filter @ 10 kHz	μ V _{rms}	<1500
(\pm 1 %)		100	Gain = 100 L.P filter @ 1 kHz	μ V _{rms}	30
Frequency Range (bandwidth -3 dB)			Display		LCD 16 char.
Gain = 1 (30 kHz filter)	Hz	0.036 ... 30k	Interface	type	RS-232C
Gain = 100 (10 kHz filter)	Hz	0.036 ... 8k	Baud Rates		150 ... 9600
Lowpass Filters			# of Data/Stop Bit		8/1
2-pole Butterworth 2nd order	dB/octave	-12	Parity		none
Cut-off frequencies (-3 dB)	Hz	100, 1k, 10k, 30k	Temperature Range Operating	°F	32 ... 120
Frequency accuracy	%	\pm 7	Temperature Range Storage	°F	-5 ... 185
Highpass Filters (2 pole passive)	dB/octave	-12	Humidity	%	10 ... 90
Cut off frequency (-3 dB)	Hz	0.036	Voltage between power & ground	V _{rms}	<50
Time constant	s	3.5	Dimensions:		
Frequency accuracy	%	\pm 10	with case	in	3.7 x 5.6 x 7.7
System Test Signal:	type	white noise	without case	in	2.8 x 5 x 7.2
Amplitude	mV _{rms}	10	Power 5134...		
Bandwidth	Hz	1 ... 30k	Line voltage	VAC	115 [A0 & A1] 230 [A0(E) & A1 (E)]
Flatness	dB	\pm 10	Line Frequency	Hz	48 ... 62
Output:			Consumption	VA	14
Voltage	V	\pm 10	Power 5134M2		
Current	mA	\pm 5	Voltage	VDC	9 ... 18
Impedance	Ω	100	Consumption (14 max.) typ.	VA	3.6
Zero offset ⁽¹⁾	mV	<25	Weight (with housing)	kilograms	1.75

Anhang 3: Technische Daten des Kistler Einachssensors 8630C10, Quelle: Kistler Instrument GmbH (Hrsg.) (o.J.), S. 1.

8630C & 8636C SERIES

ACCELERATION

Low Impedance PiezoBEAM. High sensitivity, lightweight accelerometer. Intended for modal testing where mass loading is critical. Mounted with adhesive or wax. Anodized for ground isolation. PiezoBEAM "C" features include extended frequency response and optimized thermal performance. 8630C is adhesively mounted, while 8636C has a 5-40 mounting hole.



8630C: Adhesive Mounting Base
8636C: Mounting Hole, 5-40 UNC Thd. x .18 Deep

Request Data Bulletins K8.8630C & K8.8636C for more details.

SPECIFICATIONS		8630C5 8636C5	8630C10 8636C10	8630C50 8636C50
Acceleration range	<i>g</i>	±5	±10	±50
Acceleration limit	<i>g</i>	±8	±16	±80
Threshold	<i>g_{rms}</i>	0.00012	0.00028	0.001
Sensitivity, ±5%	<i>mV/g</i>	1,000	500	100
Resonant frequency (nom.)	<i>kHz</i>	9	22	22
Frequency response, ±5%	<i>Hz</i>	0.5 to 3k	0.5 to 5k	0.5 to 7k
Phase shift, 5°	<i>Hz</i>	4 to 2k	4 to 2k	4 to 4k
Time constant (nom.)	<i>s</i>	1	1	1
Shock (0.2 ms pulse), max.	<i>g</i>	7,000	10,000	10,000
Transverse sensitivity	<i>%</i>		≤1	
Linearity	<i>%</i>		±1	
Operating temperature range	<i>°F</i>		30 to 150 (@ 4mA excitation)	
Temperature coefficient of sensitivity	<i>%/°F</i>	-0.02	+0.04	+0.04
Ground isolation	<i>MΩ</i>	10	10	10
Output impedance	<i>Ω</i>	<500	<500	<100
Power supply	<i>mA & VDC</i>		2 to 20 (constant current) & 18 to 30	
Weight: 8630C/8636C	<i>g</i>		5.0/5.5	
Recommended Cable			1761B(X)	

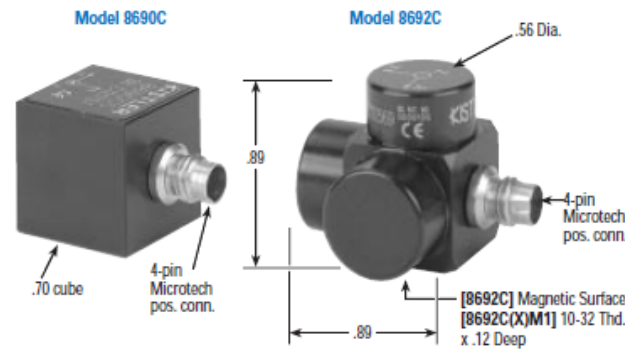
Anhang 4: Technische Daten des Kistler Triachssensors 8692C, Quelle: Kistler Instrument GmbH (Hrsg.) (o.J.), S. 1.

8690C & 8692C SERIES

ACCELERATION

Low Impedance PiezoBEAM.

High sensitivity, lightweight, triaxial accelerometers. The 8690C's are cube shaped for simplified installation. The 8692C's incorporate an integral mounting magnet; in M1 versions the magnet is replaced by a 10-32 threaded hole for stud mounting. Both the 8690C and 8692C series are anodized for ground isolation and have an integral 4-pin connector.



Request Data Bulletins K8.8690C & K8.8692C for more details.

SPECIFICATIONS		8690C5 8692C5	8690C10 8692C10	8690C50 8692C50
Acceleration range	<i>g</i>	±5	±10	±50
Acceleration limit	<i>g</i>	±8	±16	±80
Threshold	<i>g_{rms}</i>	0.00012	0.00028	0.001
Sensitivity, ±5%	<i>mV/g</i>	1,000	500	100
Resonant frequency (nom.)	<i>kHz</i>	9	22	22
Frequency response, ±5%	<i>Hz</i>	0.5 to 3k	0.5 to 5k	0.5 to 7k
Phase shift, 5°	<i>Hz</i>	4 to 2k	4 to 2k	4 to 4k
Time constant (nom.)	<i>s</i>	1	1	1
Shock (0.2 ms pulse), max.	<i>g</i>	5,000	10,000	10,000
Transverse sensitivity	<i>%</i>		≤1	
Linearity	<i>%</i>		±1	
Operating temperature range	<i>°F</i>		30 to 150 (@ 4mA excitation)	
Temperature coefficient of sensitivity	<i>%/°F</i>	-0.02	+0.04	+0.04
Ground isolation	<i>MΩ</i>	10	10	10
Output impedance	<i>Ω</i>	<500	<500	<100
Power supply	<i>mA & VDC</i>		2 to 20 (constant current) & 18 to 30	
Weight: 8690C/8692C	<i>g</i>		11.2/16	
Required Interface Cable			1756B(X)*	
Optional Extension Cable			1578A(X)*	

Anhang 5: Technische Daten des National Instrument A/D-Wandlers 9215, Quelle: National Instruments (Hrsg.) (2016), S. 5-6.

NI 9215 Specifications

The following specifications are typical for the range -40 °C to 70 °C unless otherwise noted.



Caution Do not operate the NI 9215 in a manner not specified in this document. Product misuse can result in a hazard. You can compromise the safety protection built into the product if the product is damaged in any way. If the product is damaged, return it to NI for repair.

Input Characteristics

Number of channels	4 analog input channels	Conversion time			
ADC resolution	16 bits	Channel 0 only	4.4 μs		
Type of ADC	Successive approximation register (SAR)	Channels 0 and 1	6 μs		
Input range	±10.0 V	Channels 0, 1, and 2	8 μs		
Input Voltage Ranges		Channels 0, 1, 2, and 3	10 μs		
Measurement Voltage, AI+ to AI-		Table 1. Accuracy			
Minimum ¹ (V)	±10.2	Calibrated	Maximum (-40 °C to 70 °C)	Percent of Reading (Gain Error)	Percent of Range ² (Offset Error)
Typical (V)	±10.4				
Maximum (V)	±10.6	Uncalibrated ³	Maximum (-40 °C to 70 °C)	1.05%	0.82%
Maximum Voltage (Signal + Common Mode)					
NI 9215 with screw terminal	Each channel must remain within ±10.2 V of common.		Typical (23 °C ±5 °C)	0.02%	0.014%
NI 9215 with spring terminal	Each channel must remain within ±10.2 V of common.		Maximum (-40 °C to 70 °C)	0.6%	0.38%
NI 9215 with BNC	All inputs must remain within 10.2 V of the average AI- inputs.		Typical (23 °C ±5 °C)		
Overvoltage protection	±30 V	Stability			
		Gain drift		10 ppm/°C	
		Offset drift		60 μV/°C	

Anhang 6: Technische Daten des National Instrument USB-Chassis cDAQ-9178, Quelle: National Instruments (Hrsg.) (2013), S. 1-2.

SPECIFICATIONS

NI cDAQ™ -9178

NI CompactDAQ Eight-Slot USB Chassis

These specifications are for the National Instruments CompactDAQ 9178 chassis only. These specifications are typical at 25 °C unless otherwise noted. For the C Series I/O module specifications, refer to the documentation for the C Series I/O module you are using.

Analog Input

Input FIFO size.....	127 samples per slot	Non-hardware-timed task.....	Determined by the C Series I/O module or modules
Maximum sample rate ¹	Determined by the C Series I/O module or modules	Maximum update rate	
Timing accuracy ²	50 ppm of sample rate	Onboard regeneration.....	1.6 MS/s (multi-channel, aggregate)
Timing resolution ³	12.5 ns	Non-regeneration.....	Determined by the C Series I/O module or modules
Number of channels supported.....	Determined by the C Series I/O module or modules	Timing accuracy.....	50 ppm of sample rate
		Timing resolution.....	12.5 ns

Analog Output

Number of channels supported		Output FIFO size	
Hardware-timed task		Onboard regeneration.....	8,191 samples shared among channels used
Onboard regeneration.....	16	Non-regeneration.....	127 samples per slot
Non-regeneration.....	Determined by the C Series I/O module or modules	AO waveform modes.....	Non-periodic waveform, periodic waveform regeneration mode from onboard memory, periodic waveform regeneration from host buffer including dynamic update

Anhang 7: Dominante Schwingungen bei den durchgeführten Leerlaufversuchen, Quelle: Eigene Darstellung.

Leerlauf: Dominante Schwingungen																																	
x-Achse (RS)										x-Achse (WSSP)										y-Achse (WSSP)													
1. Dom		2. Dom		3. Dom		4. Dom		1. Dom		2. Dom		3. Dom		4. Dom		1. Dom		2. Dom		3. Dom		1. Dom		2. Dom		3. Dom		1. Dom		2. Dom		3. Dom	
F Hz	A g	F Hz	A g	F Hz	A g	F Hz	A g	F Hz	A g	F Hz	A g	F Hz	A g	F Hz	A g	F Hz	A g	F Hz	A g	F Hz	A g	F Hz	A g	F Hz	A g	F Hz	A g	F Hz	A g	F Hz	A g		
Versuch																																	
LEER_1.1	15	0.0084	306.6	0.0014	30	0.0014	189.1	0.0011	15	0.004	1456.4	0.0035	1568.7	0.0032	1540	0.0029	1456.4	0.0023	1568.4	0.002	1598.4	0.002	1615.8	0.004									
LEER_1.2	26.7	0.0275	53.3	0.0047	335.6	0.0047	160	0.0037	26.7	0.0132	927.5	0.0082	911.7	0.0074	918.8	0.0073	336	0.0101	1583.3	0.0048	1615.8	0.0045											
LEER_1.3	33.3	0.0429	419.5	0.0083	66.7	0.0077	100	0.0056	33.3	0.0205	419.5	0.0102	66.7	0.0089	962.1	0.0066	419.5	0.0108	346.7	0.006	380.5	0.0045	33.3	0.005									
LEER_2.1	314.9	0.0006	120.2	0.0005	290.7	0.0005	171.2	0.0004	290.7	0.0015	1453.7	0.0008	633	0.0005	872.3	0.0005	290.7	0.0015	1453.7	0.0008	633	0.0005	633.3	0.0008	1163	0.0006	1453.7	0.0005					
LEER_2.2	186.7	0.0029	304.2	0.0025	346.7	0.0017	293.3	0.0016	186.7	0.0058	346.7	0.0038	304.2	0.0016	290.9	0.0016	346.7	0.0084	290.9	0.0029	304	0.002	186.7	0.0012	633.3	0.0009	304.2	0.0008					
LEER_2.3	233.3	0.0084	366.7	0.0023	166.7	0.002	266.7	0.0016	366.7	0.0031	233.3	0.0031	413.7	0.0011	1657	0.0007	366.7	0.0094	233.3	0.0077	333.3	0.0015	233.3	0.0025	366.7	0.0022	433.3	0.0016					
LEER_3.1	15.1	0.0065	30	0.0014	189.1	0.0013	171.4	0.0013	1541.7	0.0032	1560.3	0.0032	15.1	0.0031	926.7	0.0029	1560.3	0.0021	1541.7	0.0021	1573.5	0.0019	1513.3	0.0015									
LEER_3.2	26.7	0.0225	335.6	0.0047	53.3	0.0041	304.2	0.0041	26.7	0.0109	186.7	0.0077	922.9	0.0071	336	0.0069	336	0.0112	346.7	0.0068	1621.9	0.0039											
LEER_3.3	33.3	0.036	419.4	0.0074	233.3	0.0072	66.7	0.0067	33.3	0.0172	940.6	0.0094	419.4	0.0091	997.7	0.0077	419.4	0.0094	346.7	0.008	366.7	0.0071											
V5.1.1_LEER	26.6	0.0215	186.1	0.0068	303.4	0.0037	159.4	0.0025	26.6	0.0125	953.3	0.0052	953	0.0048	924.4	0.0048	53	0.01	606.9	0.0064	722.6	0.0063	53	0.0106	637.8	0.0063	1219.9	0.006					
V1.1.1_LEER	186.1	0.0037	147.4	0.0027	303	0.0022	392.7	0.0013	186.1	0.0044	345.6	0.0041	392.7	0.0021	387.8	0.0021	334.9	0.0038	26.6	0.0028	345.5	0.0026											
V4.2.1_LEER	26.6	0.0249	53.2	0.0034	334.5	0.0032	303.2	0.0028	26.6	0.0128	924	0.0076	912.6	0.0074	934.9	0.0073	334.9	0.004	26.6	0.003	345.6	0.0027	26.6	0.0029									
V4.1.1_LEER	26.6	0.0271	53.2	0.0038	159.5	0.0038	334.5	0.0031	26.6	0.0134	186.1	0.0072	946.8	0.0066	910.2	0.006	335	0.0046	345.6	0.0037	26.6	0.0026											
V4.1.4_LEER	53	0.0995	106.5	0.0226	372.2	0.005	159.6	0.0047	53	0.0422	956.9	0.0213	637.8	0.02	159.6	0.0157	345.6	0.0029	186.1	0.0017	303	0.0013	303	0.0009	186.1	0.0009	345.6	0.0007					

Anhang 8: Dominante Schwingungen bei den durchgeführten Rundschleifversuchen (links) und Unrundschleifversuchen (rechts), Quelle: Eigene Darstellung.

Rundschleifversuche: Dominante Schwingungen																																							
x-Achse (RS)										x-Achse (WSSP)										y-Achse (WSSP)										z-Achse (WSSP)									
1. Dom	A	F	g	Hz	2. Dom	A	F	g	Hz	3. Dom	A	F	g	Hz	4. Dom	A	F	g	Hz	1. Dom	A	F	g	Hz	2. Dom	A	F	g	Hz	3. Dom	A	F	g	Hz	4. Dom	A	F	g	Hz
/ersuch																																							
V1.1.1	186.1	0.0044	303.3	0.0032	334.9	0.0027	292.4	0.0025	186.1	0.0091	531.7	0.0027	478.5	0.0027	388.7	0.0026	345.6	0.002	292.4	0.0018	186.1	0.0016	186.1	0.0012	294.9	0.0011	186.1	0.0012	294.9	0.0011	186.1	0.0012	294.9	0.0011	186.1	0.0012	294.9	0.0011	
V1.2.1	318.1	0.4665	636.2	0.0335	26.6	0.0308	291.5	0.0137	636.2	0.1532	318.1	0.0857	689.3	0.0419	609.6	0.0229	318.1	0.1994	609.6	0.0286	636.2	0.0243	636.2	0.0243	636.2	0.0243	636.2	0.0243	636.2	0.0243	636.2	0.0243	636.2	0.0243	636.2	0.0243	636.2	0.0243	
V2.1.1	397.7	0.3998	26.6	0.0244	371.2	0.0238	451	0.0163	397.7	0.98015	451	0.0525	795.6	0.0375	848.7	0.0283	397.7	0.2211	371.2	0.0935	424.4	0.0305	397.7	0.0981	371.2	0.041	477.5	0.0291	477.5	0.0291	477.5	0.0291	477.5	0.0291	477.5	0.0291	477.5	0.0291	
V2.2.1	318.1	0.4364	636.2	0.0336	26.6	0.0291	344.6	0.0108	636.2	0.1534	318.1	0.0829	689.3	0.0349	662.8	0.0234	318.1	0.1929	609.6	0.0229	636.2	0.0212	636.2	0.0212	636.2	0.0212	636.2	0.0212	636.2	0.0212	636.2	0.0212	636.2	0.0212	636.2	0.0212	636.2	0.0212	
V3.1.1	397.5	0.4512	26.5	0.0228	424.1	0.0196	370.9	0.0148	397.5	1.1777	450.7	0.0391	370.9	0.0313	795.1	0.0163	397.5	0.2639	370.9	0.0715	424.1	0.041	397.5	0.1119	370.9	0.031	477.3	0.0309	477.3	0.0309	477.3	0.0309	477.3	0.0309	477.3	0.0309	477.3	0.0309	
V3.2.1	186.1	0.005	292.4	0.0042	303.3	0.0037	335	0.0037	186.1	0.0056	398.8	0.0047	387.8	0.0027	638	0.0026	345.6	0.0037	292.4	0.0017	335	0.0016	345.6	0.0013	292.4	0.0009	186.1	0.0009	186.1	0.0009	186.1	0.0009	186.1	0.0009	186.1	0.0009	186.1	0.0009	
V4.1.1	397.6	0.4555	26.6	0.0266	371	0.0175	450.7	0.0133	397.6	1.1769	450.7	0.0463	371	0.0305	424.1	0.0247	397.6	0.2623	371	0.0721	424.1	0.0372	397.6	0.1137	371	0.0321	477.3	0.0264	477.3	0.0264	477.3	0.0264	477.3	0.0264	477.3	0.0264	477.3	0.0264	
V4.1.2	397.4	0.3118	26.6	0.0262	370.9	0.0177	794.9	0.0142	397.4	0.8083	450.6	0.0463	794.9	0.0341	370.9	0.0256	397.4	0.1808	370.9	0.0544	424	0.0317	397.4	0.0789	477.2	0.0307	370.9	0.0289	477.2	0.0307	370.9	0.0289	477.2	0.0307	370.9	0.0289	477.2	0.0307	
V4.1.3	398.2	0.3381	33.3	0.0365	364.9	0.0144	331.5	0.0131	398.2	0.8853	796.4	0.0433	454.9	0.03	863.1	0.0284	398.2	0.1994	364.9	0.0544	431.5	0.022	398.2	0.0834	364.9	0.0234	464.9	0.0214	464.9	0.0214	464.9	0.0214	464.9	0.0214	464.9	0.0214	464.9	0.0214	
V4.1.4	418.9	0.1124	53.1	0.0965	106.4	0.0246	365.8	0.0112	418.9	0.4114	53.1	0.0415	638	0.0251	445.5	0.0179	418.9	0.1115	365.8	0.0285	53.1	0.0098	418.9	0.0365	472.1	0.0129	365.8	0.0117	365.8	0.0117	365.8	0.0117	365.8	0.0117	365.8	0.0117	365.8	0.0117	
V4.1.5	397.7	0.4246	424.2	0.0223	411	0.0121	371.1	0.0115	397.7	1.0463	424.2	0.0535	795.3	0.0286	371.1	0.0286	397.7	0.2465	384.3	0.0287	411	0.0227	397.7	0.0975	384.3	0.0136	411	0.0124	411	0.0124	411	0.0124	411	0.0124	411	0.0124	411	0.0124	
V4.2.1	317.9	0.448	26.6	0.024	635.9	0.0213	953.9	0.0093	635.9	0.097	317.9	0.0836	689.1	0.0303	953.9	0.0153	317.9	0.1974	609.3	0.0205	344.5	0.0191	317.9	0.07	635.9	0.0133	609.3	0.0127	635.9	0.0127	635.9	0.0127	635.9	0.0127	635.9	0.0127	635.9	0.0127	
V4.2.2	318	0.4888	636.1	0.0292	26.6	0.0241	954.1	0.0126	636.1	0.1365	318	0.0913	609.5	0.0285	689.2	0.0252	318	0.2123	609.5	0.0311	636.1	0.0129	318	0.0756	582.9	0.0215	636.1	0.0166	636.1	0.0166	636.1	0.0166	636.1	0.0166	636.1	0.0166	636.1	0.0166	
V4.2.3	318.1	0.6326	53.1	0.0745	636.2	0.0375	106.3	0.0361	636.2	0.1814	318.1	0.1107	53.1	0.0385	1590.6	0.0273	318.1	0.2654	583.1	0.0663	689.4	0.0299	318.1	0.0926	583.1	0.0148	742.5	0.011	742.5	0.011	742.5	0.011	742.5	0.011	742.5	0.011	742.5	0.011	
V5.1.1	397.8	0.4332	450.9	0.0162	26.6	0.0157	318	0.0141	397.8	0.9407	795.5	0.0475	742.3	0.0369	1591	0.0356	397.8	0.2069	371.2	0.0319	424.3	0.0221	397.8	0.0964	795.5	0.0176	371.2	0.0137	371.2	0.0137	371.2	0.0137	371.2	0.0137	371.2	0.0137	371.2	0.0137	
V5.1.2	420.4	0.1209	53.2	0.0879	106.3	0.0268	314.1	0.0262	420.4	0.4795	53.2	0.0479	638	0.0311	840.8	0.0215	420.4	0.1235	367.2	0.0208	314.1	0.0113	420.4	0.0399	473.6	0.0166	367.2	0.01	367.2	0.01	367.2	0.01	367.2	0.01	367.2	0.01	367.2	0.01	

Unrundschleifversuche: Dominante Schwingungen																																							
x-Achse (RS)										x-Achse (WSSP)										y-Achse (WSSP)										z-Achse (WSSP)									
1. Dom	A	F	g	Hz	2. Dom	A	F	g	Hz	3. Dom	A	F	g	Hz	4. Dom	A	F	g	Hz	1. Dom	A	F	g	Hz	2. Dom	A	F	g	Hz	3. Dom	A	F	g	Hz	4. Dom	A	F	g	Hz
Versuch																																							
V6_vor	398.7	0.1365	318.7	0.087	26.7	0.0184	80	0.0096	398.7	0.2917	318.7	0.0192	640	0.0123	372	0.0117	398.7	0.1896	318.7	0.0359	372	0.0237	398.7	0.0416	318.7	0.0099	478.7	0.008	478.7	0.008	478.7	0.008	478.7	0.008	478.7	0.008	478.7	0.008	
V6_fertig	398.7	0.1451	318.7	0.0845	26.7	0.0224	80	0.0102	398.7	0.2101	318.7	0.0395	640	0.0186	478.7	0.0186	398.7	0.1745	318.7	0.0207	318.7	0.0128	398.7	0.046	478.7	0.0147	318.7	0.0094	478.7	0.0094	478.7	0.0094	478.7	0.0094	478.7	0.0094	478.7	0.0094	
V7_vor	398.7	0.1225	318.7	0.072	26.7	0.0171	160	0.0097	398.7	0.1833	318.7	0.0389	478.7	0.0191	640	0.0186	398.7	0.1615	318.7	0.0315	318.7	0.0124	398.7	0.0356	478.7	0.0154	318.7	0.0085	478.7	0.0085	478.7	0.0085	478.7	0.0085	478.7	0.0085	478.7	0.0085	
V7_fertig	398.6	0.2336	318.6	0.1526	26.7	0.0227	80	0.0076	398.6	0.3456	318.6	0.0799	478.6	0.0242	640	0.0388	398.6	0.3392	318.6	0.0697	478.6	0.0159	398.6	0.0674	478.6	0.0201	318.6	0.008	478.6	0.008	478.6	0.008	478.6	0.008	478.6	0.008	478.6	0.008	