

**Analyse und Modellierung
nichtlinearer Schwingungen
beim Außenrundeinstechschleifen**

Vom Fachbereich Maschinenbau
der Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Oliver Schütte
geb. am 10. Mai 1971 in Hannover

2003

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. B. Heimann

2. Referent: Prof. Dr.-Ing. B. Denkena

Tag der Promotion: 25.09.2003

Vorwort

Während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Mechanik im Mechatronik-Zentrum-Hannover entstand unter anderem die vorliegende Arbeit.

Ganz herzlich bedanken möchte ich mich als erstes bei Herrn Prof. Dr.-Ing. B. Heimann, nicht nur für die ausgezeichneten Arbeitsbedingungen am Institut und seine unkomplizierte Art bei der Betreuung dieser Arbeit, sondern vor allem für die vertrauensvolle Zusammenarbeit sowohl als Leiter des MZH als auch als Studiendekan des Fachbereichs Maschinenbau.

Herrn Prof. Dr.-Ing. B. Denkena danke ich für die Übernahme des Koreferats und für das große Interesse an den Inhalten dieser Arbeit sowie gleichzeitig für die hervorragende Kooperation mit dem Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen. Zahlreiche Untersuchungen dieser Arbeit entstanden während eines gemeinsamen Projektes, das von der Volkswagen-Stiftung finanziert wurde.

Mein Dank gilt ebenso Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Braune für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes und für seine konstruktiven Ratschläge zu dieser Arbeit sowie für die ausgezeichnete Zusammenarbeit in der Studienkommission Maschinenbau.

Herzlich bedanken möchte ich mich bei allen meinen Kolleginnen und Kollegen des Mechanik ABC: für das ausgesprochen angenehme Institutsklima, für die stete Hilfsbereitschaft und für die ausdauernden Diskussionen zu Inhalten meines Projektes und zu Abschnitten dieser Arbeit. Mein besonderer Dank gebührt dabei Jens-Uwe Bruns und Martin Ruskowski für ihre Unterstützung bei nichtlinearen bzw. elektrotechnischen Fragestellungen sowie Frau G. Schnaidt, die mit mir im Studiendekanat durch dick und dünn gegangen ist.

Großer Dank gebührt ebenfalls allen meinen Hiwis, Studien- und Diplomarbeitern, im Besonderen Udo Scheff und Gernot Müller sowie Peter Strunk und Frank Abelbeck, die meine Arbeiten deutlich beschleunigt haben. Herrn Dr. B. Grabowski danke ich herzlich für seine 1A-Software MEDUSA, mit der jede Schwingungsanalyse Spaß macht.

Der letzte, vielleicht wichtigste Abschnitt dieses Vorworts gehört meiner Familie und ich möchte ganz besonders meinen Eltern danken, dass Sie meine akademische Ausbildung ermöglicht, unterstützt und mit großem Interesse verfolgt haben. Meiner vierjährigen Tochter Charlotte und meinem einjährigen Sohn Hauke danke ich herzlich für die vielen Grafiken, die sie für diese Arbeit gezeichnet haben, sodass ich schneller fertig werde, meiner Schwiegermutter Barbara Braun für diverse kleine Kommata und orthografisches Make-up. Der größte Dank gebührt aber meiner lieben Frau Frauke, für ihr Verständnis und ihre große Unterstützung während der gesamten Entstehung dieser Arbeit.

Hannover, im Dezember 2003

Oliver Schütte

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen	VII
Abstract	XI
1 Einleitung	1
2 Stand des Wissens	3
2.1 Grundlagen	3
2.2 Schleifprozessmodelle	9
2.3 Modellkomponenten	23
3 Zielstellung und Aufbau dieser Arbeit	29
4 Versuchsaufbau	30
4.1 Schleifversuche	30
4.2 Sensorik	32
4.3 Schwingungsanalyse	44
4.4 Stepped-Sinus Anregung mit geregelter Kraftamplitude	46
4.5 Magnetaktoren	49
5 Modellbildung	51
5.1 Prinzipmodell	51
5.2 Schwingungsentwicklung im Frequenzbereich	53
5.3 Schwingungen des Werkstücks	55
5.4 Reduziertes Prinzipmodell	58
5.5 Ratterfrequenz	60
5.6 Welligkeit der Schleifscheibe	63
5.7 Unwucht	65
5.8 Modelldimension	70
6 Systemnachgiebigkeit	74
6.1 Werkstück	74
6.2 Schleifscheibe und Schleifspindel	78
6.3 Gekoppeltes System	79
6.4 Kopplung der Schwingungsrichtungen	88
6.5 HILBERT-Transformation	89

7 Schleifprozesssimulation	91
7.1 Abrasiver Kontakt	93
7.2 Kontaktlänge und Zeitspanvolumen	96
7.3 Dynamische Nachgiebigkeit	101
7.4 Schleifkräfte und Schleifkoeffizient	105
7.5 Raue Oberflächen	111
7.6 Unwucht und Abrichtwelligkeit	114
7.7 Verschleiß	114
7.8 Das Schleifprozessmodell im Überblick	123
8 Rattererkennung	126
8.1 Wavelet Detektor	128
8.2 Gauss-Detektor	131
9 Zusammenfassung	133
Literatur	136

Formelzeichen

Lateinische Buchstaben

<u>Formelzeichen</u>	<u>Einheit</u>	<u>Erläuterung</u>
l_C	mm	Kontaktlänge
a	mm	Zustellung
a	mm/ s ²	Beschleunigung
A_C	mm ²	Fläche eines Kontaktelements zwischen Werkstück und Scheibe
a_e	µm	Effektive Zustellung
b_S	mm	Breite der Schleifscheibe
b_w	mm	Breite des geschliffenen Werkstücksegments
C	–	Korrelationssumme
c	–	Konstante
c	N/ mm	Federkonstante
D	–	LEHRsches Dämpfungsmaß
d	kg/ s	Dämpfungskonstante
d	mm	Durchmesser
D_2	–	Korrelationsdimension
d_E	–	Einbettungsdimension
d_{eq}	mm	Äquivalenter Durchmesser
D_i	–	Detailkoeffizient einer Wavelet-Analyse
E	N/ mm ²	Elastizitätsmodul
f	Hz	Frequenz
f^B	Hz	Abbruchfrequenz nach SNOEYS UND BROWN
f^l	Hz	Abhebefrequenz nach SCHIEFER
f^t	Hz	Übergangsfrequenz nach SCHIEFER
F_δ	N	Kraftimpuls
f_{gr}	Hz	Grenzfrequenz
f_{S1}	Hz	Erste Eigenfrequenz der Schleifscheibe
f_{Sw1}	Hz	Erste Eigenfrequenz des gekoppelten Systems
F_{Sy}	N	Normale Schleifkraftkomponente
F_{Sz}	N	Tangentiale Schleifkraftkomponente
f_{w1}	Hz	Erste Biegeeigenfrequenz des Werkstücksystems
$G(j\omega)$	µm/ N	Dynamische Nachgiebigkeit

H	–	Heavy-Side Funktion
h	mm	Spandicke
$H(j\omega)$	$\mu\text{m}/\text{N}$	Dynamische Nachgiebigkeit
h_{eq}	μm	Äquivalente Spandicke
K	–	Konstante
k_C	$\text{N}/\mu\text{m}$	Kontaktsteifigkeit
k_F	$\text{N}/\mu\text{m}$	Schnittsteifigkeit
k_S	$\text{N}/\mu\text{m}$	Steifigkeit der Schleifscheibe
l_w	mm	Werkstücklänge
m	kg	Masse
n	s^{-1}	Drehzahl
N_C	–	Oberflächenpunkte des Werkstücks im Kontakt
N_w	–	Oberflächenpunkte des Werkstücks
N_A	mm^{-2}	Schneidenzahl pro Fläche
N_{kin}	–	Anzahl kinematisch aktiver Schneiden des Werkzeugs
q	–	Geschwindigkeitsverhältnis: $q = v_S/v_w$
q_n	–	Drehzahlverhältnis: $q_n = n_S/n_w$
Q_S	mm^3/s	Zeitverschleißvolumen
Q_w	mm^3/s	Zeitspanvolumen
r	mm	Radius
R_a	μm	Mittenrauwert
R_z	μm	Gemittelte Rautiefe
r_{eq}	mm	Äquivalenter Radius
r_{pi}	mm	Radius eines Punktes auf der Werkstückoberfläche
R_r	–	Rauigkeitsfaktor nach ROWE ET AL.
S	–	Logarithmische Steigung der Korrelationssumme
T	s	Zeitkonstante
t	s	Zeit
t_S	s	Schleifzeit
t_{cf}	s	Ratterfreie Schleifzeit (<i>chatter free</i>)
U_d	–	Abrichtüberdeckungsgrad
u_S	kgm	Unwucht der Schleifscheibe
u_w	mm	Strecke auf dem Werkstückumfang
U_{RMS}	V	Quadratischer Mittelwert eines Spannungssignals
v	$\mu\text{m}/\text{s}$	Umfangs- oder Vorschubgeschwindigkeit
v_C	m/s	Schnittgeschwindigkeit
V_S	mm^3	Verschleißvolumen der Schleifscheibe
V_w	mm^3	Zerspanvolumen, bzw. zerspantes Werkstückvolumen
x	μm	Koordinate oder Auslenkung in Richtung der Werkstückdrehachse
X_{SW}	–	Verschleißbestimmende Einflussgröße

y	μm	Koordinate oder Auslenkung normal zum Schleifkontakt
Z	–	Wellenfilterfunktion nach SNOEYS UND BROWN
z	μm	Koordinate oder Auslenkung tangential zum Schleifkontakt

Vektoren

<u>Formelzeichen</u>	<u>Einheit</u>	<u>Erläuterung</u>
F_S	N	Schleifkraft $F_S = [F_{Sy}, F_{Sz}]^T$
F_W	N	Kraftsignal am Kraftsensor $F_W = [F_{Wy}, F_{Wz}]^T$
p	–	Rekonstruierte Zeitreihe
p_i	mm	Punkt auf der Werkstückoberfläche in Zylinderkoordinaten
p_i^{yz}	–	Punkt auf der Werkstückoberfläche in kartesischen Koordinaten
P_w	–	Menge der Punkte auf der Werkstückoberfläche
R_S	μm	Mikrorauheit der Schleifscheibe
r_S	mm	Radien der Punkte auf der Schleifscheibe
r_w	mm	Radien der Punkte auf dem Werkstück
R_{SW}	μm	Makrorauheit der Schleifscheibe
s	–	Zeitreihe
X_S	mm	Mittelpunkt der Schleifscheibe $X_S = [y_S, z_S]^T$
X_w	mm	Mittelpunkt des Werkstücks $X_w = [y_w, z_w]^T$
Z_S		Zustandsvektor Schleifscheibe $Z_S = [\dot{X}_S, X_S]^T$
Z_w		Zustandsvektor Werkstück $Z_w = [\dot{X}_w, X_w]^T$

Griechische Buchstaben

<u>Formelzeichen</u>	<u>Einheit</u>	<u>Erläuterung</u>
α_{pi}	$^\circ$	Winkel eines Punktes auf der Werkstückoberfläche
δ	μm	Auslenkung
Γ	–	Verschleißmodul
γ	–	Kohärenz
κ	–	Konturfaktor
λ	mm	Wellenlänge
$\tilde{\mu}$	–	Pseudoreibkoeffizient
$\tilde{\varepsilon}$	μm	Wirksame Welligkeit der Schleifscheibe
μ	–	Schleif- bzw. Reibwert
ν	–	Querkontraktionszahl
Ω	1/s	Drehzahl $\Omega = n \cdot 2\pi$
ω	1/s	Kreisfrequenz
ϕ	$^\circ$	Phasenwinkel
Φ_{xy}^0	–	Kreuzkovarianzfunktion
σ	–	Variation, Standardabweichung

τ	s	Totzeit, Versatzzeit
ε	μm	Auslenkung des Schleifspindelkopfes aufgrund von Unwucht
φ	$^\circ$	Umfangswinkel
ϱ	–	Dichte
ξ	–	Elastizitätsfaktor

Indizes

'	Größe, bezogen auf die Schleifbreite b in [mm]
-	Arithmetisches Mittel einer Größe
·	Zeitliche Ableitung
^	Amplitude einer harmonischen Schwingung
*	Wegsignal, aus Beschleunigung bestimmt
0	Mittelwertfreie Größe
α	Auslenkung nach Hauptachsentransformation
δ	Impulsanregung
A	Abrichten
C	Kontaktbereich
f	Vorschub (<i>feed</i>)
M	Maschine
m	Magnetaktor
R	Rattern
S	Schleifscheibe
T	Messsignal am Reitstock (<i>Tailstock</i>)
U	Unwucht
W	Messsignal am Werkstückspindelstock
w	Werkstück
y	Normal zum Schleifkontakt
z	Tangential zum Schleifkontakt
- ε	Kompensation unwuchtbedingter Welligkeit im Modell
AE	Körperschall
exc	Anregung
SS	Schleifspindel
SW	Verschleiß
Sw	Gekoppeltes System

Abstract

This work focusses on chatter vibrations that appear in external cylindrical plunge grinding. Their origin and excitation mechanisms are discussed in detail. The nonlinear dynamic grinding process is analyzed, evaluated, and modelled.

The thesis is subdivided into the chapters literature survey, modelling of the grinding system, vibration analysis, simulation, and chatter vibrations.

A two-dimensional model for the grinding process with two mechanical degrees of freedom is proposed. This model especially deals with the nonlinear grinding contact. It cares for system excitation by stochastically distributed grains as well as for an eccentricity of the wheel due to unbalance. The presented approach to grinding contact dynamics allows to simulate and study chatter vibrations, workpiece surfaces and wheel wear like they appear in experiment.

A comparison of vibration analyzes of the grinding system during a finishing operation and in stand-still displays the dependency of chatter frequency and natural frequency of the wheel-workpiece-system. Using a principle model of the process, the chatter frequency can be estimated a priori and the decrease of the chatter frequency with higher chatter amplitude can be explained. Furthermore, the relation of chatter frequency, contact length, and grinding force is investigated.

The dynamics of an optimal grinding operation are compared with the dynamics of a process disturbed by chatter. Non-contacting eddy current sensors are used to measure workpiece vibrations in normal and tangential direction to the grinding contact. The sensors are positioned on a workpiece section next to the ground surface. These displacement signals allow a detailed analysis of the nonlinear motion of the system, even when wheel and workpiece are in contact during grinding. Methods of nonlinear dynamics like the HILBERT-transform or the correlation dimension give additional information on system behavior. In comparison to the disturbed but linear eddy current sensors, the nonlinearity of other vibration probe types like acceleration- or force-sensors becomes obvious.

Finally, the discrete wavelet-transform is shown as a feasible tool for chatter detection. Based on the vibration characteristics of the system, an early chatter detection becomes possible.

Keywords: External cylindrical grinding, chatter vibrations, grinding model

Kurzfassung

Ratterschwingungen beim Außenrundschleifen, ihre Entstehung und die Mechanismen ihrer Anregung stehen im Mittelpunkt dieser Arbeit. Das nichtlineare dynamische System Schleifprozess wird eingehend analysiert, bewertet und in einem Modell abgebildet. Neben einem ausführlichen Literaturüberblick gliedert sich die Arbeit in die Bereiche Modellbildung, Schwingungsanalyse, Simulation und Rattererkennung.

Ein zweidimensionales Modell für den Schleifprozess mit zwei mechanischen Freiheitsgraden wird vorgeschlagen. Dieses berücksichtigt die Nichtlinearitäten des Schleifkontaktes sowie die Anregung des Systems speziell durch stochastisches Schnittkrafttrauschen und eine unwuchtbedingte Exzentrizität der Scheibe. Mit Hilfe dieser Abbildung der Prozessdynamik ist es möglich, realitätsnahe Ratterschwingungen und Werkstückkonturen zu erzeugen, den Schleifscheibenverschleiß zu studieren sowie Phänomene des Ratterns zu hinterfragen.

Kombiniert mit Schwingungsanalysen im Stillstand der Maschine sowie im Eingriff werden Erklärungen geliefert, warum die Ratterfrequenz im Prozess in der Regel mit keiner der im Stillstand ermittelten Systemeigenfrequenzen übereinstimmt, wie sie näherungsweise bestimmt werden kann und warum sie mit zunehmender Schwingungsamplitude abnimmt. Ferner wird die Abhängigkeit der Ratterfrequenz von der mittleren Schleifkraft und der Kontaktlänge verdeutlicht.

Eine Beschreibung der Systemdynamik des optimalen Prozesses und des gestörten Zustands mit Rattern erfolgt auf der Basis von Wegmessungen mit Wirbelstromsensoren, die in normaler und tangentialer Richtung zum Kontakt berührungslos direkt neben dem geschliffenen Werkstücksegment messen. Im Vergleich mit dieser zwar gestörten aber linearen Sensorik wird die große Nichtlinearität anderer Aufnehmer verdeutlicht, deren Übertragungsfunktionen durch den Schleifkontakt und den Kontakt Werkstück-Reitstockspitze beeinflusst werden. Die Analyse dieser Auslenkungen zeigt das nichtlineare Schwingungsverhalten des Systems. Dieses kann ebenfalls anhand von Ausschwingversuchen und experimentell bestimmten Frequenzgängen nachgewiesen werden. Das Verfahren der HILBERT-Transformation sowie die Korrelationsdimension aus dem Bereich der Nichtlinearen Dynamik werden auf Frequenzgänge und Prozessdaten angewendet, um weitere Einblicke in das Systemverhalten zu erlangen.

Abschließend wird gezeigt, dass sich eine diskrete Wavelet-Transformation eignet, um auf Basis der Schwingungscharakteristika den optimalen und den gestörten Prozesszustand eindeutig zu unterscheiden und so eine frühzeitige Rattererkennung zu ermöglichen.

Stichworte: Außenrundschleifen, Ratterschwingungen, Schleifprozessmodell

1 Einleitung

Ein Bauteil, das auf einer Schleifmaschine bearbeitet wird, hat im Allgemeinen bereits einen langen Wertschöpfungsprozess durchlaufen und steht kurz vor der Endkontrolle. Ob es diese besteht oder nicht hängt entscheidend vom Erfolg der Schleifbearbeitung ab, die die Qualität dieses Produktes definiert. Groß ist der wirtschaftliche Verlust, wenn Störungen des Prozesses auftreten und das Bauteil zu Ausschuss wird. Entsprechend groß sind die Bemühungen der Hersteller immer präzisere Maschinen und Werkzeuge sowie intelligente Prozesssteuerungen anzubieten, die in der Lage sind, Prozessstörungen frühzeitig zu erkennen oder zu vermeiden. Entsprechend vielfältig sind die wissenschaftlichen Arbeiten, die sich mit der Stabilität dieses Prozesses und mit der Prozessführung beschäftigen.

Aufgrund der geometrisch unbestimmten Schneiden des Werkzeugs und der nichtlinearen Abhängigkeit der Schleifkräfte von den Eingriffsverhältnissen bedeutet ein stabiler Prozessverlauf beim Schleifen in der Regel einen Kompromiss zwischen der erzielbaren Oberflächenqualität und dem Zeitspanvolumen. Die maximal mögliche Zerspanleistung einer Maschine kann im Betrieb nur selten ohne Störungen des Prozesses erreicht werden. Eine der am häufigsten genannten Störungen sind Ratterschwingungen, die im Rahmen dieser Arbeit analysiert werden sollen.

Schwingungserscheinungen in fertigungstechnischen Prozessen beschäftigen Ingenieure bereits seit über einem Jahrhundert. STEPAN (2001), der Rattern in seinen Arbeiten prozessübergreifend behandelt, zitiert F.W. TAYLOR. Dieser stellt im Jahre 1907 in seiner Antrittsrede als Präsident der American Society of Mechanical Engineers fest, dass ...

... es sich beim Rattern um eines der verstecktesten und heikelsten Probleme der Fertigungstechnik handele. Wahrscheinlich könne keine Formel abgeleitet werden, die dem Mechaniker helfe, die maximale Zerspanleistung zu erreichen ohne sogleich Ratterschwingungen zu erzeugen.

Jahrzehntelange Erfahrung der Herstellerfirmen in den Bereichen Maschinensteifigkeit, Präzision von Gleitführungsbahnen, Schleifmittelherstellung und Prozessführung konzentriert sich seitdem in den heute verfügbaren Außenrundsleifmaschinen, die deshalb zu den teuersten Werkzeugmaschinen einer Fertigungslinie gehören. Ratterschwingungen stellen aber auch knapp hundert Jahre nach TAYLORS Rede immer noch ein ernstes Problem für den bedienten Betrieb dar. Gespräche mit Anwendern und Konstrukteuren, die Ergebnisse einer von TÖNSHOFF (1997) durchgeführten Umfrage unter Anwendern und Herstellern von Schleifmaschinen sowie die Arbeit von INASAKI ET AL. (2001) zeigen dieses sehr deutlich.

Gegenüber TAYLOR, der den Mechaniker bei seiner Arbeit unterstützen wollte, kommt heutzutage erschwerend hinzu, dass vom Anwender ein automatisierter oder teil-automatisierter Schleifbetrieb gewünscht wird. Solange der Schleifprozess in der Einzelfertigung von einem

erfahrenen Bediener überwacht wird, wird dieser eine Störung wie Rattern rechtzeitig bemerken und den Prozess unterbrechen, ohne dass sich eine Schädigung des Werkstücks ergibt. Im Rahmen automatisierter Prozessführung in der Serienfertigung steht dieses Know-How eines ständigen Beobachters jedoch nicht zur Verfügung, so dass die Industrie zum Einsatz in intelligenten Prozessführungssystemen auch an Verfahren zur automatischen Rattererkennung interessiert ist.

Wie SNOEYS UND BROWN in ihrer grundlegenden Arbeit zur Schleifprozessmodellierung aus dem Jahre (1969) feststellen, s. Abschnitt 2.2.2, ist der Schleifprozess ein nichtlineares, instabiles System. Dementsprechend beschränkt sind die Methoden, die zu seiner Stabilisierung eingesetzt werden können. Neben dem aktiven Stelleingriff mittels zusätzlicher Aktoren, der in Einzelfällen bereits erfolgreich getestet werden konnte, s. Abschnitt 2.2.3, beschränken sich die Möglichkeiten beim konventionellen Schleifprozess auf die Suche nach stabilisierend wirkenden Maschinenparametern. Diese geschieht im Allgemeinen empirisch und muss für jede unbekannte Werkstück-Werkzeug-Kombination wiederholt werden. Analytische Stabilitätsuntersuchungen bieten parallel die Möglichkeit, den Einfluss einzelner Parameter auf die Schwingungsneigung eines Systems zu studieren. Sie haben aufgrund der hohen Komplexität des Schleifeingriffs aber vielfach nur qualitativen Charakter und leisten aus dem Blickwinkel des Maschinenbedieners nur einen geringen Beitrag zur Prozesssicherung.

Unter dem Gesichtspunkt, die Wirtschaftlichkeit des Prozesses zu verbessern, treten die eigentlichen Schwingungen und Schwingungsformen, die beim Rattern entstehen, in vielen produktionstechnisch orientierten Arbeiten in den Hintergrund. Innerhalb dieser Arbeit werden gerade diese dynamischen Eigenschaften des Prozesses in den Mittelpunkt der Untersuchungen gestellt, um neue Erkenntnisse über die Natur der Schwingungen zu sammeln.

Erstmalig werden direkt und linear die Auslenkungen des Werkstücks während des Schleifprozesses aufgezeichnet, Kapitel 4. Anhand von Analysen dieser Daten im Zeitbereich wird die Schwingungsentwicklung während der Ratterentstehung verdeutlicht und mit Hilfe eines Prinzipmodells erklärt, Kapitel 5. Unter anderem kann so die als Phänomen bekannte Abnahme der Ratterfrequenz mit steigender Schwingungsamplitude erklärt werden. Der bislang ebenfalls unbekannt Zusammenhang von Eigenfrequenz und Ratterfrequenz wird in Kapitel 6 auf die nichtlinearen Kontaktverhältnisse im Schleifeingriff zurückgeführt. Werden diese berücksichtigt, kann die Ratterfrequenz bei einfachen Werkstückgeometrien bereits aus Impulshammer-Messungen im Stillstand der Maschine abgeschätzt werden.

Unter Beachtung der neu gewonnenen experimentellen Ergebnisse wird in Kapitel 7 ein erweitertes, nichtlineares Zeitbereichsmodell der Schleifprozessdynamik aufgebaut. Dieses enthält neben den bekannten Standardkomponenten zahlreiche neu entwickelte Module. Das charakteristische Schnittkrafttrauschen des Prozesses, die progressive Kontaktsteifigkeit, die Unwucht und speziell der makroskopische Verschleiß der Schleifscheibe werden in analytischer bzw. numerischer Form beschrieben und als Quellen für die Schwingungsanregung in die Simulation integriert.

Aus Simulations- und Messergebnissen ergeben sich Empfehlungen für die Ratterreduktion in der Praxis sowie Strategien für eine frühzeitige Rattererkennung, Kapitel 8.

Der weitere Aufbau dieser Arbeit und die genauen Zielstellungen der einzelnen Abschnitte werden in Kapitel 3 näher erläutert. In Kapitel 2 folgt zuvor ein ausführlicher Überblick über die zahlreichen Arbeiten zum Schleifprozess, zu dessen Modellierung sowie zu Ratterschwingungen.

2 Stand des Wissens

Umfassendes Basiswissen über das Schleifen kann den Standardwerken der Fertigungstechnik entnommen werden. WECK (1998) gibt einen ausführlichen Überblick über Schleifprozess und -maschinen. TÖNSHOFF (1995, 1993) und PAUCKSCH (1996) liefern detaillierte Beschreibungen des zu Grunde liegenden Zerspanprozesses und der eingesetzten Technologie. SHAW (1996B) untersucht das Schleifen im Rahmen der abrasiven Prozesse. INASAKI ET AL. (2001) geben einen Literaturüberblick speziell zum Thema Ratterschwingungen. DEGNER ET AL. (2002), TSCHÄTSCH (1999), PEROVIC (1990) sowie FRITZ UND SCHULZE (1990) zeigen Beispiele für die Auslegung von Schleifprozessen und Schleifmaschinenkomponenten. Ausarbeitungen, die das Grundlagenwissen in praxisnaher Form zusammenfassen, sind die Handbücher der STUDER-AG (2000), von KRAR (1995), OTT (1985) oder SCHEIPERS (2002).

Während insbesondere WECK und TÖNSHOFF neben den Grundlagen des Prozesses viele aktuelle Forschungsergebnisse in ihren Ausführungen berücksichtigen, zeigt die 1995er Neuauflage des erstmalig 1974 erschienenen Buches von KRAR, das sich hauptsächlich an Bediener von Schleifmaschinen wendet, dass die Nutzungszeiten der teureren Außenrundscheifmaschinen vielfach Jahrzehnte betragen, so dass Ergebnisse der aktuellen Forschung die Praxis nur mit großen Totzeiten erreichen.

Das Ziel dieses Kapitels ist es, die zahlreichen Arbeiten zur Analyse des Prozesses Schleifen in einem Überblick darzustellen. Der Schwerpunkt liegt dabei in Abschnitt 2.2 auf der Modellierung dynamischer Schwingungsvorgänge im System. Der Abschnitt 2.3 konzentriert sich auf die Einzelkomponenten eines Schleifprozessmodells und speziell auf die Darstellung des Schleifkontaktes. Die Grundbegriffe des Außenrundscheifens werden zuvor in Abschnitt 2.1 erläutert. Spezielle Literatur, zur Thematik Abrichten und Unwucht, wird in Abschnitt 5.7 behandelt.

2.1 Grundlagen

Nach DIN 8589 gehört das Schleifen zu den *zerspanenden Bearbeitungsverfahren*. Vom Drehen und Fräsen unterscheidet sich das Schleifen durch die *geometrisch unbestimmten Schneiden*. Hinsichtlich der theoretischen bzw. mathematischen Behandlung ist Schleifen ein vollkommen eigenständiger Prozess, dessen Kinematik und Dynamik aufgrund der zahlreichen winzigen Einzelschneiden nur bedingt mit Abtragsverfahren mit geometrisch bestimmten, „großen“, wenigen Schneiden vergleichbar ist. Die englischsprachige Literatur unterscheidet an dieser Stelle sehr deutlich zwischen *Cutting* und *Grinding* und ordnet das Schleifen dem *Abrasive Processing* zu. Wie SHAW (1996B) feststellt, ...

„... ist Schleifen alles andere als einfach nur ein Zerspanverfahren“.

Hinsichtlich der Spanbildung an einer Einzelschneide ähneln sich das Zerspanen mit geometrisch unbestimmter und bestimmter Schneide wiederum, wie von TÖNSHOFF (1995) dargestellt wird, Bild 2.1. Die Größenverhältnisse des Schleifkorneingriffs liegen dabei mindestens eine Dimension unter denen des Drehmeißels, von dem in Bild 2.1 lediglich die Spitze vergrößert wurde.

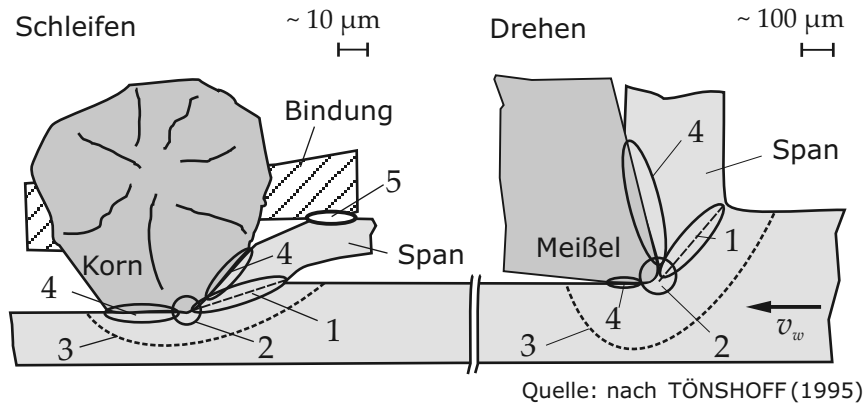


Bild 2.1: Eingriffszonen von Schleifkorn und Drehmeißel nach TÖNSHOFF (1995)

Die Eingriffsverhältnisse beim Schleifen unterliegen im Gegensatz zum Drehen einer permanenten Veränderung, da Kornverschleiß und Kornausbrüche stattfinden. Ein definierter Span bildet sich beim Schleifen nicht. Zahlreiche aktiv schneidende sowie passive Körner durchqueren in schneller Folge den Eingriffsbereich auf Zykloiden-Bahnen. Der Kühlmittelstrom trägt das dabei zerspannte Werkstoffvolumen und Schleifkornreste aus der Kontaktzone. Wie in Bild 2.1 dargestellt, wird in der Scherzone, Bereich 1, Verformungsarbeit aufgebracht, an der Schneidkante, im Bereich 2, Trennarbeit, um den Span abzunehmen. Bereich 3 kennzeichnet die Werkstückzonen, die dabei elastisch und plastisch verformt werden.

Ein deutlicher Unterschied zwischen Drehmeißel- und Schleifkorneingriff wird deutlich, wenn die Regionen betrachtet werden, in denen Reibung auftritt, Bereich 4. Aufgrund eines entsprechend gewählten Freiwinkels überwiegt beim Drehen die Reibung zwischen Span und Spanfläche. Da bei einem Schleifkorn kein definierter Freiwinkel vorgegeben werden kann, verteilt sich die Reibung abhängig von der Kornform auf Spanfläche und Freifläche, Bereiche 4. Zusätzlich kann im Bereich 5 Reibung zwischen Span und Bindung der Schleifkörner auftreten.

Einzelne Arbeiten analysieren den Schleifprozess auf der Detailebene von Einzelkorneingriffen, s. Abschnitt 2.2.2. Für praxisnahe Beschreibungen werden die Einzelkorneingriffe i. Allg. zu einer Schneide bzw. zu einer Summe aktiver Schneiden zusammengefasst, anhand derer die Prozesskinematik beschrieben wird.

2.1.1 Eingriffsverhältnisse beim Außenrundschleifen

Wie in Bild 2.2 zu sehen ist, wird das zu schleifende Werkstück zwischen den zwei „toten“, d. h. nicht mitdrehenden Spitzen, von Werkstückspindel- und Reitstock eingespannt. Angetrieben wird es in der Regel über einen asymmetrischen Mitnehmer, der auch als *Spannherz* bezeichnet wird. Die Schleifscheibe (Durchmesser d_S , Umfangsgeschwindigkeit v_S , Breite b_S) wird mit der Zustellgeschwindigkeit $v_f(t)$ gegen das Werkstück (Durchmesser d_w , Umfangs-

geschwindigkeit v_w , Breite des geschliffenen Segments b_w) bewegt. Aufgrund der gewählten Parameter und der Systemnachgiebigkeit stellen sich eine effektive Schnitttiefe $a_e(t)$ und ein Kontaktbogen der Länge $\ell_C(t)$ ein.

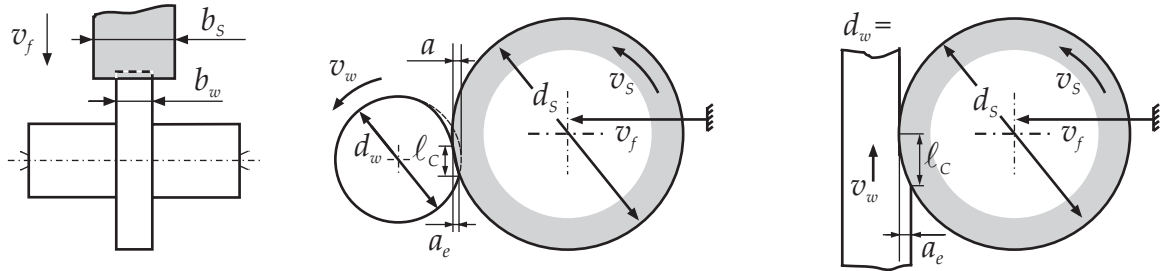


Bild 2.2: Eingriffsverhältnisse beim Außenrundsleifen und beim Flachsleifen

Das bezogene Zeitspanvolumen Q'_w in $\text{mm}^3 \text{s}^{-1} \text{mm}^{-1}$ ist eine der wichtigsten technologischen Größen zur Beschreibung des Zerspanprozesses und gibt den Materialabtrag $V_w(t)$ pro Zeit bezogen auf die Eingriffsbreite $\min(b_S, b_w)$ an:

$$Q'_w = \frac{V_w(t)}{\Delta t \cdot \min(b_S, b_w)} \quad \text{mit} \quad V_w(t) = f(\ell_C(t), a_e(t)). \quad (2.1)$$

Das Zeitspanvolumen wird herangezogen, um zwischen Schrupp- und Feinschleifen zu unterscheiden, um die benötigte Maschinenleistung $P_w = k_P \cdot Q_w$ für einen Schleifprozess abzuschätzen und um unterschiedliche Schleifprozesse miteinander zu vergleichen.

Die geometrische Kontaktlänge ℓ_C^{geom} zwischen Werkstück und Werkzeug kann über eine Betrachtung des Schleifscheibensegments im Eingriff angenähert werden als

$$\ell_C^{geom} = \sqrt{a \cdot d_{eq}} \quad \text{für} \quad \ell_C^{geom} \ll d_{eq}. \quad (2.2)$$

Für den sogenannten äquivalenten Durchmesser der Schleifscheibe des Ersatzsystems gilt

$$d_{S,eq} \mapsto d_{eq} = \frac{d_w \cdot d_S}{d_w + d_S}, \quad \text{mit} \quad d_{w,eq} \mapsto \infty, \quad (2.3)$$

Für die Konfiguration $d_S = 320 \dots 350 \text{ mm}$ und $d_w = 70 \dots 80 \text{ mm}$, die während der experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit vorlagen, ergibt sich $d_{eq} = 57,4 \dots 65,1 \text{ mm}$.

Die Kontaktlänge bei typischen Außenrundsleifoperationen liegt unter einem Millimeter, so dass die Eingriffsverhältnisse in zahlreichen Arbeiten unter Verwendung von Gl. (2.3) zur anschaulicheren Betrachtung auf das Flachsleifen transformiert werden, vgl. Bild 2.2 wie beispielsweise bei OSTERHAUS (1994), ALLDIECK (1994), DIETRICH (1985) und SCHIEFER (1980). Die tatsächliche dynamische Kontaktlänge kann von der in Gl. (2.2) idealisierten statischen Betrachtung stark abweichen, s. Abschnitt 2.3.

2.1.2 Zustellung

Ein konventioneller Schleifprozess besteht aus fünf Phasen, wie in Bild 2.3 anhand des Schleifkraftverlaufs dargestellt ist. Während des möglichst kurzen Luftschleifens verfährt die Scheibe mit hoher Geschwindigkeit in Richtung Werkstück. Nach dem Anschnitt wird

in der Schruppphase bei hohem Q'_w hauptsächlich Material abgetragen. In der darauf folgenden Schlichtphase entsteht bei geringem Q'_w die gewünschte Oberflächenqualität und die Systemauffederung durch die Schleifkräfte wird abgebaut. In der Ausfeuerphase wird bei Nullvorschub die Anschnittspirale beseitigt. Abschließend erfolgt der Rückzug der Schleifscheibe.

Unter Einsatz von Sensoren zur Anschnitterkennung und durch Strategien zum Konstantkraft-Schleifen und kontrollierten Welligkeitsabbau zu Beginn und Ende des Prozesses lassen sich auf CNC-Maschinen gegenüber dem konventionellen Prozessablauf deutliche Zeiteinsparungen erreichen, vgl. POPP (1992).

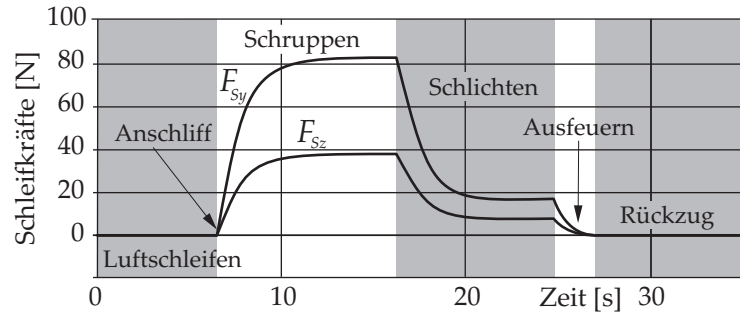


Bild 2.3: Phasen eines konventionellen Schleifprozesses

2.1.3 Schwingungen

Übliche Schleifoperationen finden stets im instabilen Bereich statt, wie bereits SNOEYS UND BROWN (1969) feststellen. Kleine Störungen des Systems, speziell periodisch wiederkehrende Anregungen in der Nähe einer Resonanzfrequenz, können Schwingungen mit großer Auslenkung verursachen. Die bekannten Quellen der Schwingungsanregung sind in Bild 2.4 zusammengestellt, wobei insbesondere zwischen fremderregten und selbsterregten Schwingungen unterschieden werden muss.

Fremderregte Schwingungen beziehen ihre Energie nicht aus dem Schleifprozess. Ihre Anregungsmechanismen existieren unabhängig davon, ob sich das Werkzeug im Eingriff be-

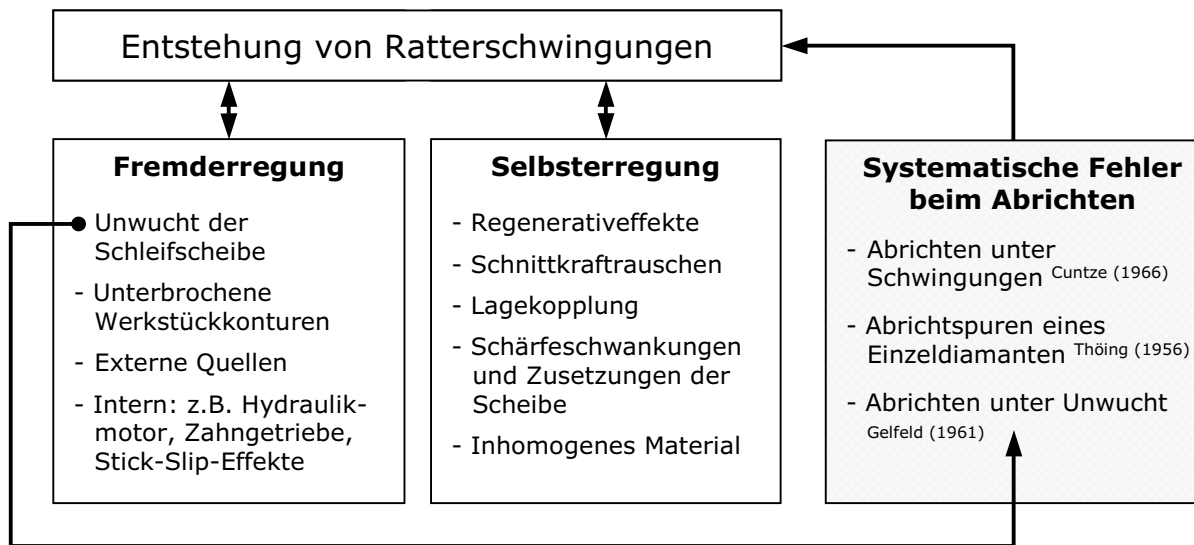


Bild 2.4: Quellen für die Anregung von Ratterschwingungen

findet oder nicht. Fremderregung ist in der Regel messtechnisch nachzuweisen und durch Abschalten der Verursacher diesen eindeutig zuzuordnen. Maschineninterne Komponenten wie Öl- und Kühlmittelpumpen, unrunde oder ungenügend geschmierte Werkstückaufnahmen, defekte Spindellager oder eine Unwucht der Schleifscheibe transferieren Energie in den Prozess. Aber auch benachbarte Maschinen können Schwingungen über das Fundament und Maschinenbett einleiten, die die Schleifoperation beeinflussen, vgl. WECK (1998).

KUMMETZ (2001) untersucht in diesem Zusammenhang nichtlineare Effekte in Getrieben und Vorschubantrieben, die als Störung auf den Prozess einwirken können. GRUDZINSKI UND WEDMAN (1997) betrachten Reibung und Dämpfung in den Gleitführungen des Schleifspindel-Vorschubs, die bei den benötigten äußerst geringen Vorschüben zu unerwünschten Stick-Slip-Effekten führen können, weshalb die Oberflächen von Gleitführungen für Schleifmaschinen früher manuell feingeschabt wurden und derzeit aus in der Regel geheimen Spezialkunststoffen hergestellt werden.

In Bild 2.5 ist ein Schleifkraftsignal gezeigt, das reibungserregte Schwingungen enthält. Diese sind während eines Schleifvorganges in einer wenig geschmierten Zentrierbohrung der Reitstockspitze entstanden. Die Anregung besteht dabei nur über einen geringen Winkelabschnitt. Sobald das Werkstück diese Winkellage passiert hat, klingen die Schwingungen wieder gänzlich ab. Reibungserregte Schwingungen gehören prinzipiell zu den selbsterregten Schwingungen. Auf den Schleifprozess wirken sie als Fremderregung ein.

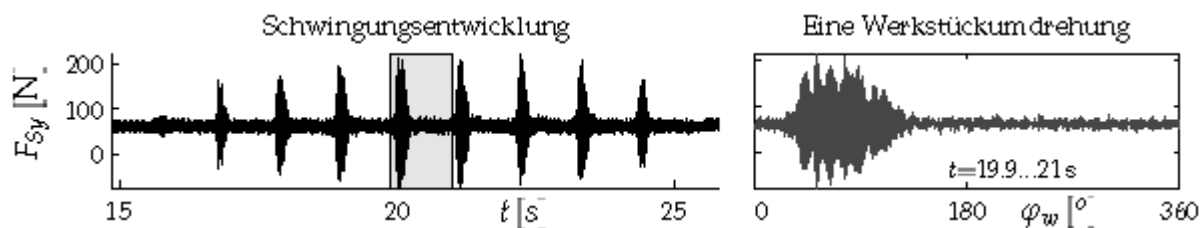


Bild 2.5: Reibschwingungen des Werkstücks, verursacht durch eine trockene Zentrierspitze

Selbsterregte Schwingungen beim Schleifen beziehen ihre Energie aus dem dynamischen Zerspanprozess. Selbsterregung findet nur statt, wenn sich die Schleifscheibe im Eingriff befindet. Im Gegensatz zur Fremderregung ist es äußerst schwierig, den Verursacher selbsterregter Schwingungen eindeutig festzustellen, und die Erregung sowie deren Mechanismus messtechnisch nachzuweisen. Bekannte Mechanismen der Selbsterregung beim Außenrundschleifen sind zum einen die *Lagekopplung*, die intensiv von DIETRICH (1985) sowie von CHEN (1990) untersucht wurde, sowie der sogenannte *Regenerativeffekt*, der laut KALISZER (1970) erstmalig von HAHN (1954) beschrieben wurde.

Beim Phänomen der *Lagekopplung* wird im Prozess Schwingungsenergie von der tangentialen in die normale Richtung transferiert und umgekehrt. Das Werkstück antwortet mit ellipsenförmigen Schwingungen. Lagekopplung kann auftreten, wenn anisotrope Steifigkeiten vorliegen und die auf das System einwirkende Kraftresultierende nicht in Richtung der Hauptnachgiebigkeiten angreift.

Beim *Regenerativeffekt* reproduziert sich eine einmal entstandene Oberflächenwelligkeit mit jeder folgenden Umdrehung von selbst und verstärkt sich abhängig von der aktuellen Phasenlage zwischen Schwingung und Welligkeit der Kontaktpartner. Die initiale Welligkeit kann nach WECK (1998) aus fremd- oder selbsterregten Schwingungen entstehen. Im Gegensatz zum Drehen oder Fräsen, wo nur einer der Kontaktpartner rotiert, können beim Außen-

rundschleifen regenerative Effekte sowohl auf dem Werkstück als auch auf der Schleifscheibe auftreten. KOUNOSU (1975) verdeutlicht die Auswirkungen des schleifscheibenseitigen Regenerativeffekts anhand von Messungen sehr anschaulich. Ein Abrichten der Scheibe initialisiert den typischen Anstieg der Ratteramplitude mit der Schleifzeit. Die auf der Scheibe entstandene Welligkeit wird jeweils durch das Abrichtwerkzeug beseitigt. Ein Werkstückwechsel wirkt sich hingegen kaum aus, da das Werkstück durch die wellige Scheibe sofort wieder zu Schwingungen angeregt wird.

Systematische Prozessfehler beim Abrichtprozess können erheblich zur Schwingungsanregung beitragen, wenn dabei eine Welligkeit auf das Werkzeug aufgebracht wird.

Die Unwucht der Schleifscheibe, die weder im Laborversuch noch in der industriellen Praxis vollständig beseitigt werden kann, führt beim Abrichten zu einer sinusförmigen Welligkeit auf der abgerichteten Schleifscheibe. Diese macht sich im Prozess als Anregung bemerkbar, sobald der Scheibenmittelpunkt unter Einwirkung der Schleifkräfte auf eine andere Bahn gezwungen wird. Dieser von GELFELD (1961) erstmals genannte Effekt, der seit der Arbeit von CUNTZE (1966) nur bei KALISZER UND SINDWANI (1969) und GAWLAK (1984) zu finden ist, wird in Abschnitt 5.7 näher betrachtet.

Wird ein Einkorndiamant als Abrichtwerkzeug eingesetzt, erzeugt dieser auf der Schleifscheibenoberfläche ein Rautenmuster, das nach THÖING (1956) eine Welligkeit besitzen kann. Dieser Effekt lässt sich vermeiden, wenn die Abrichtzustellung links und rechts von der Scheibe erfolgt, s. a. STUDER-AG (2000).

Wird eine Abrichtrolle oder -fliese verwendet, die die gesamte Schleifbreite überdeckt, können sich Relativschwingungen zwischen Abrichtwerkzeug und Schleifscheibe als Welligkeiten abbilden.

2.2 Schleifprozessmodelle

Die zahlreichen Arbeiten zur Modellierung des Schleifprozesses, die seit Beginn der fünfziger Jahre veröffentlicht wurden, lassen sich in drei große Gruppen unterteilen:

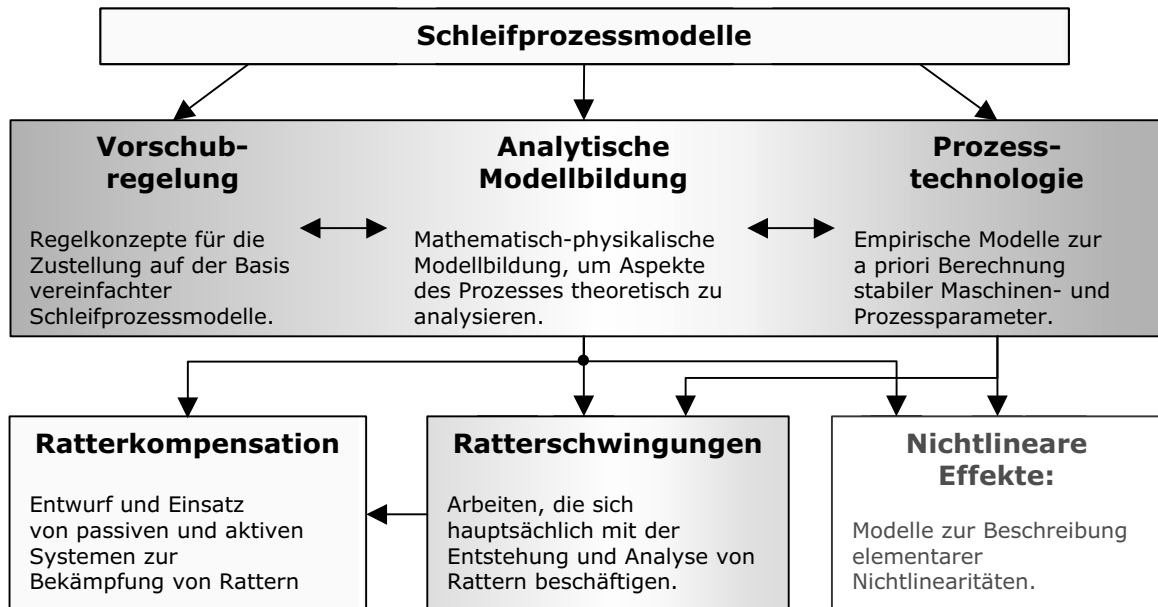


Bild 2.6: Einteilung der Schleifprozessmodelle

Modelle der Gruppe „Prozesstechnologie“ bewerten den Prozess Schleifen nach fertigungstechnischen Gesichtspunkten und mit überwiegend empirischen Methoden. Hauptziel dieser Arbeiten ist es, einem Maschinenbediener konkrete Parameter zu berechnen, bei denen sein Prozess stabil verläuft und gleichzeitig die Kombination aus Wirtschaftlichkeit und Oberflächenqualität des geschliffenen Werkstücks optimal ist. Einige Arbeiten mit dieser Zielsetzung werden in Abschnitt 2.2.1 vorgestellt.

Modelle der Gruppe „Vorschubregelung“ beschäftigen sich hauptsächlich mit der Zustellbewegung beim Schleifen. Einerseits werden Konzepte für eine Maß- oder Schleifkraftregelung entwickelt, andererseits geht es um die Reduzierung der Schleifzeit. Strategien zum geregelten Spindelstock-Rückzug beim Ausfeuern oder zum Abbau anfänglicher Welligkeiten des Werkstücks sowie Konstantkraft-Schleifen erhöhen die Wirtschaftlichkeit des Schleifprozesses erheblich, insbesondere, wenn es um Serienfertigung geht. Die Ziele der Modelle dieser Gruppe ähneln denen der ersten. Sie unterscheiden sich dadurch, dass sie überwiegend analytisch formuliert sind und nicht auf empirische Konzepte wie Regression und neuronale Netze oder auf Fuzzy Logik zurückgreifen. Viele der Modelle wie beispielsweise das von FUCHS (1994, 1992) wurden für den quasi-statischen Fall entwickelt, da für die Regelung der vergleichsweise langsamen Vorschubbewegung wenige Abtastwerte pro Werkstückumdrehung genügen wie FUCHS zeigt. Weitere Arbeiten dieser Kategorie sind von CHEN ET AL. (1994), CHIU UND MALKIN (1993), LEZANSKI ET AL. (1993), POPP (1992), BRINKSMAYER (1991), BODE (1988), BUREK (1988), VARLIK (1987), MALKIN (1981) und anderen vorgelegt worden. TÖNSHOFF UND INASAKI (2001) liefern einen aktuellen Überblick über AC-Systeme zur zeit- und qualitätsoptimalen Regelung des Schleifprozesses. AVERKAMP (1982) gibt einen ausführlichen Überblick über ältere Arbeiten

Die dritte und größte Gruppe “Analytische Modellbildung“, die im Abschnitt 2.2.2 beschrieben wird, verfolgt die analytische und experimentell-analytische Beschreibung der Prozessdynamik und konzentriert sich neben mechanischen Schwingungen, dynamischen Nachgiebigkeiten und Temperaturverteilungen auf die Eingriffssituation, die Oberflächen-generierung des Werkstücks, den Verschleiß am Werkzeug sowie die Stabilität des Prozesses.

Ferner von Interesse für diese Arbeit sind Untersuchungen, die sich explizit mit Ratterschwingungen beschäftigen, wie beispielsweise die Dissertationen von CUNTZE (1966) und PICKERT (1979), sowie Modelle, die elementare Nichtlinearitäten analytisch beschreiben. In Bild 2.7 sind ein Reibschwinger von HINRICHS (1997) sowie die kompakten Prozessmodelle für das Drehen von MOON (1994) und GRABEC (1988) dargestellt. HINRICHS, MOON und GRABEC demonstrieren, dass oftmals wenige Gleichungen ausreichen, um die Dynamik komplexer realer Systeme hinreichend genau abzubilden.

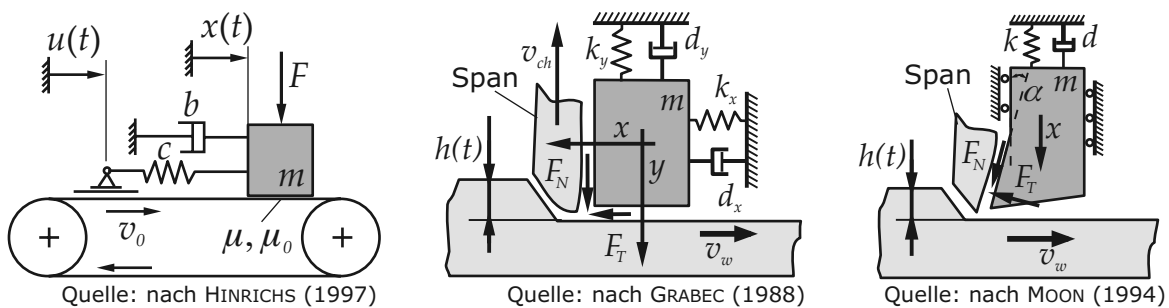


Bild 2.7: Kompakte Modelle für nichtlineares Systemverhalten

Der Abschnitt 2.2.3 gibt schließlich einen Überblick über Arbeiten, die sich mit dem Entwurf und dem Test aktiver und passiver Zusatzsysteme zur Kompensation von Ratterschwingungen beschäftigen.

Thermische Aspekte, die beispielsweise STEFFENS (1983), ROWE ET AL. (1991), UEDA ET AL. (1993), SHAW (1996A), WEBER (2000) oder ZITT (1998) behandeln, werden im Rahmen dieser Arbeit nicht betrachtet.

2.2.1 Technologische Prozessmodelle

Die langjährige Erfahrung mit der Technologie Schleifen wurde in der Fertigungstechnik in zahlreichen empirischen oder empirisch-analytischen Modellen festgehalten. Diese Modelle verknüpfen Parameter, die der Benutzer im Prozess vorgeben kann, mit Prozessgrößen, die an herkömmlich ausgestatteten Maschinen erst zum Prozessende oder gar nicht bestimmt werden können. Liegen ausreichend Daten für eine Materialpaarung vor, können die Prozessparameter für weitere Schleifoperationen anhand der Modellergebnisse a priori abgeschätzt werden. Die freien Koeffizienten der Modelle werden dabei über Regressionsanalysen an eine spezielle Werkstück-Schleifstoff-Maschine-Kombination angepasst.

TÖNSHOFF ET AL. (1992) und PAUL (1994) liefern eine umfangreiche Zusammenfassung technologisch orientierter Modelle, die seit den zwanziger Jahren publiziert wurden. In Tab. 2.1 sind ausgewählte Basismodelle von PAUL (1994), OSTERHAUS (1994) und CZENKUSCH (2000) zusammengestellt.

Tabelle 2.1: Beispiele für technologische Basismodelle

PAUL (1994)	$K = c_1 + c_2 \cdot q^{-e1} \cdot a_e^{e2} \cdot v_S^{e3} \cdot V_S'^{e4}$
OSTERHAUS (1994)	$K = k + \sum_{i=1}^2 [c_i \cdot Q_w'^{e1i} \cdot (V_w + ki)^{e2i}] \cdot U_d'^{e3i}$
CZENKUSCH (2000)	$K = (c_1 \cdot c_2) \cdot v_S^{e1} \cdot q^{e2} \cdot Q_w'^{e3}$

Der Aufwand für die Durchführung der für die Regressionsanalyse notwendigen Schleifversuche ist erheblich. CZENKUSCH (2000) zeigt, dass für eine möglichst hohe Modellgüte vollfaktorielle Versuchsreihen benötigt werden.

Neben Regressionsverfahren etablieren sich in der Forschung zunehmend technologische Prozessmodelle in Form von Expertensystemen, s. Bild 2.8, die den Bediener eines Schleifsystems bei der Wahl der Maschinenparameter unterstützen oder als übergeordnete (*Meta*-)Einheit Schleifprozesse selbständig ausführen und überwachen sollen, XIAO ET AL. (1992).

Das Wissen des Schleifexperten wird durch eine Kombination in der Regel empirischer Modelle ersetzt, deren Parameter auf der Basis von Prozess-Identifikation ermittelt werden. Neben Regressionsmodellen werden zunehmend Neuronale Netze (NN) oder Fuzzy Logik verwendet, um die benötigten Verknüpfungen zwischen Ein- und Ausgangsdaten herzustellen, vgl. ROWE ET AL. (1997), GRADISEK ET AL. (1996) oder GRABEC UND KULJANIC (1994). PAUL (1994) und OSTERHAUS (1994) stellen schleiftechnologische Informationssysteme vor, die auf konventionellen Regressionsmodellen aufbauen. INASAKI (1999) bzw. SAKAKURA UND INASAKI (1992) kombinieren Fuzzy-Sets mit genetischen Algorithmen. KIM ET AL. (1994) verbinden Fuzzy-Logik und Regression. MEMIS (1997) setzt NN zur Auswertung von Körperschall-Signalen ein. CHEN ET AL. (1996) sowie MORI UND KASASHIMA (1990) verwenden sie zur Detektion und Analyse von Schwingungen im Schleifprozess. Die Modelle von ALLDIECK (1994) basieren ebenfalls auf empirisch gewonnenen Gleichungen ähnlich denen von PAUL (1994), Tab. 2.1.

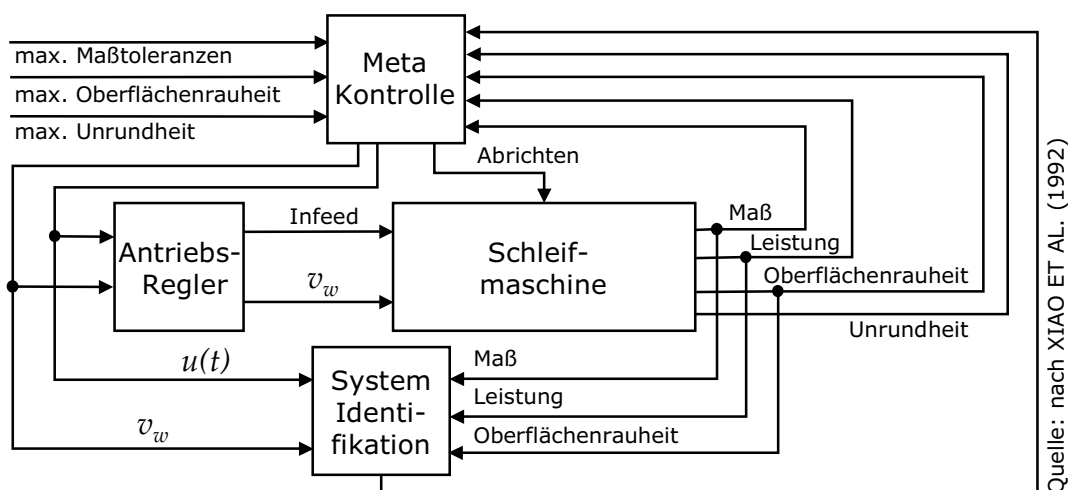
**Bild 2.8:** Autonomes Schleifsystem nach XIAO ET AL. (1992)

Tabelle 2.2: Beispiel für Fuzzy Regeln nach CZENKUSCH (2000)

Regel					
WENN	v_s	IST	klein		UND
	q	IST	klein		UND
	Q'_w	IST	klein		
DANN	R_a	IST	groß	MIT 0,23	UND
	R_z	IST	groß	MIT 0,4	UND
	F'_{Sy}	IST	mittel	MIT 0,26	UND
	F'_{Sz}	IST	mittel	MIT 0,36	

Neuronale Netze benötigen keine Kenntnisse über die analytischen Zusammenhänge des abgebildeten Prozesses. Ähnlich wie die Regressionsverfahren erfordern sie aber große Mengen an Trainingsdaten, die wiederum möglichst aus vollfaktoriellen Versuchen stammen sollten, CZENKUSCH (2000).

Für die unscharfe Abbildung des Schleifprozesses mit Fuzzy-Sets müssen aus Expertenwissen und aus Schleifdaten Regelmäßigkeiten im Prozessverhalten extrahiert und in unscharfen Produktionsregeln abgelegt werden, wie in Tab. 2.2 exemplarisch dargestellt ist.

CZENKUSCH vergleicht die Leistungsfähigkeit von Regressionsmodellen, Neuronalen Netzen und Fuzzy-Logik. Bei seinen Untersuchungen schneidet das Neuronale Netz am besten ab, das mit den Messdaten bis zu 99% korreliert ist, während Regressionsmodell und Fuzzy Logik im besten Fall 95% bzw. 90% erreichen.

Das von WALTER (1995) verwendete Fuzzy-System, erlaubt eine derartige Optimierung der Zustellung, dass auf eine Ausfeuerzeit verzichtet werden kann.

2.2.2 Analytische Modellbildung

Als *Analytische Modelle* seien Modelle bezeichnet, die die Kinematik und Kinetik eines Systems oder Prozesses und dessen physikalische Zusammenhänge durch mathematische Beziehungen beschreiben. Im Gegensatz zum Technologischen Modell, dessen Koeffizienten beispielsweise Ergebnisse einer Regressionsrechnung sind, haben analytische Modelle physikalisch motivierte Parameter, die direkt oder indirekt experimentell bestimmt werden können.

Neben Arbeiten, die Einzelaspekte des Schleifeingriffs betrachten, wie zum Beispiel die Kontaktlänge, vgl. Abschnitt 2.3, wurden zahlreiche analytische oder kombiniert technologisch-analytische Ansätze zur Beschreibung des gesamten Schleifprozesses veröffentlicht.

Schwerpunkt vieler dieser Untersuchungen ist die Stabilitätsanalyse des Schleifprozesses. DAVID (1997) liefert diesbezüglich einen ausführlichen chronologischen Überblick über die Arbeiten von HAHN (1954), POLACEK (1964), TOBIAS (1961), CUNTZE (1966), SNOEYS UND BROWN (1969), YOUNIS (1972), ISENSEE (1976), SCHIEFER (1980), DIETRICH (1985), CHEN (1990), FOLKERTS (1993) und ALLDIECK (1994).

Nahezu alle bekannten Arbeiten stellen den Schleifprozess als geschlossenen Wirkungskreis-

Tabelle 2.3: Grundgleichungen des Schleifprozesses nach SNOEYS UND BROWN (1969)

Abtrag = Vorschub - Auslenkungen	$\Delta r_w(t) + \Delta r_s(t) = y_f(t) - y_C(t) - y_M(t)$
Effektive Schnitttiefe	$a_e(t) = y_f(t) - y_f(t - \tau_w)$
Abtrag und Verschleiß	$\Delta r_w(t) = F_{Sy}(t)/k_w - r_w(t - \tau_w)$ $\Delta r_s(t) = F_{Sy}(t)/k_s - r_s(t - \tau_w)$
Schleifkraft	$F_{Sy}(t) = k_C(t) \cdot y_C(t)$
Kontaktsteifigkeit	$k_C(t) = 3 \cdot 72(k/a)_{Korn}^{0,25} \cdot d_{eq}^{-0,25} \cdot F_{Sy}(t)^{0,75}$
Dynamische Nachgiebigkeit	$\frac{y_M(j\omega)}{F_{Sy}(j\omega)} = \frac{1}{k_M} G_M(j\omega)$

SCHIEFER (1980) nur von einer Unterschnittbildung als Ursache aus, und setzen in ihren Überlegungen keine monofrequente harmonische Schwingung voraus. Sie betrachten sowohl die Welligkeitsbildung auf dem Werkstück unterhalb der Abbruchfrequenz f_w^B , als auch auf der Schleifscheibe unterhalb von $f_s^B = q \cdot f_w^B$, mit dem Geschwindigkeitsverhältnis $q = v_s/v_w$.

Die Abbruch-Frequenzen tauchen im Modell explizit in Form zweier Funktionen $Z_w(f_w^B)$ und $Z_s(f_s^B)$ auf, die unterhalb von f^B den jeweiligen Modellzweig auf eins und oberhalb auf Null schalten. Auf diese Weise lässt sich ein einfaches „Wellen-Filter“ realisieren, das den Abtrag bzw. den Verschleiß und somit den jeweiligen Regenerativeneffekt bei zu hohen Frequenzen ausschaltet. Dieser Effekt wird auch von THOMPSON (1992) und SCHIEFER (1980) genannt, aber nicht im Modell realisiert. Die Versuche zur Bestimmung einer Profilübertragungsfunktion von KUHFUSS (1984), FOTH (1989) und CHEN (1990) bestätigen das „Wellen-Filter“ experimentell.

SNOEYS UND BROWN erzielen für $Z_w(f_w^B) = 0$ auf einem Analogrechner sehr praxisnahe Resultate sowohl hinsichtlich der Schwingungsform des Werkstücks und der Werkzeugoberfläche, als auch in Bezug auf die Schleifzeit, in der Ratterschwingungen entstehen. Ihr Modell zeigt u. a. den typischen Abfall der Ratterfrequenz mit zunehmender Amplitude. Dieser wird

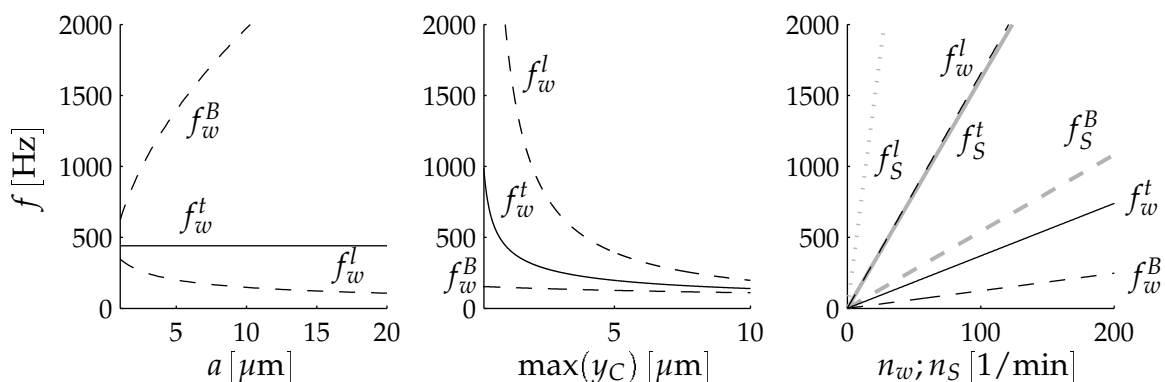
**Bild 2.10:** Vergleich von Abbruch-, Übergangs- und Abhebefrequenzen

Tabelle 2.4: Abbruch-, Übergangs- und Abhebefrequenz sowie kritische Amplitude

SNOEYS UND BROWN	SCHIEFER	INASAKI
$f_{w;S}^B = \frac{v_{w;S}}{4 \cdot \sqrt{(y_C + a_e) \cdot d_{eq}}}$	$f_{w;S}^t = \frac{v_{w;S}}{\sqrt{2\pi \cdot \sqrt{\hat{y}_C \cdot d_{eq}}}} \quad f_{w;S}^l = f_{w;S}^t \cdot \sqrt{\frac{2a}{\hat{y}_C}}$	$y_{cr} = \frac{v_{w;S}}{2\pi \cdot f} \cdot \frac{2}{d_{eq}}$

auf die geringere Steifigkeit der Kontaktzone bei großen Schwingungsamplituden zurückgeführt.

Die folgenden weiteren Modellansätze von SNOEYS UND BROWN haben bis heute Gültigkeit behalten:

- Die Kontaktnachgiebigkeit wird über ein Einzelkorn-Feder-Modell mit einer Kornsteifigkeit k_{Korn} und einem Kornabstand a_{Korn} beschrieben, wie es auch BRINKSMEIER (1991) favorisiert. Es resultiert eine nicht-HERTZsche Kontakt-Steifigkeit.
- Bezüglich der Maschinennachgiebigkeit stellen SNOEYS UND BROWN fest, dass diese in der Regel durch die Biegesteifigkeit des Werkstücks bestimmt wird. POLACEK UND VANEK (1973), KLOTZ (1987), FU ET AL. (1994), MICHELS (1999) und eigene Messungen bestätigen dieses.
- Eine Frequenzabhängigkeit der Kontaktsteifigkeit k_C vernachlässigen die Autoren und werden hierin später von anderen Autoren durch zahlreiche Messungen der Schleifscheibennachgiebigkeit bestätigt, s. Abschnitt 2.3, Seite 23.

In Tab. 2.4 und Bild 2.10 sind die Abbruch-Frequenzen den von SCHIEFER (1980) ermittelten Übergangs- und Abhebefrequenzen f^t bzw. f^l gegenübergestellt, die er unter der Annahme einer monofrequenten harmonischen Relativverlagerung herleitet. Von der Übergangsfrequenz f^t ab kommt es erstmals zur Unterschnittbildung, d. h. Schwingungen der Schleifscheibe können sich nicht mehr vollständig, sondern nur noch als Facetten auf dem Werkstück abbilden. Bei der Abhebefrequenz f^l kann theoretisch ein kurzzeitiger Kontaktverlust eintreten. In Tab. 2.4 ist ferner die kritische Schwingungsamplitude y_{cr} aufgeführt, von der ab bei einer Frequenz f laut INASAKI (1975) die Bildung von Unterschnitt beginnt.

Variiert werden im linken Grafen von Bild 2.10 die Schnitttiefe a , rechts die Drehzahlen von Schleifscheibe und Werkstück, n_w bzw. n_s , und in der Mitte die Schwingweite y_C . Wie zu sehen ist, liegt der Frequenzbereich von Ratterschwingungen vielfach oberhalb der Übergangs- und der Abbruchfrequenz des Werkstücks und deutlich unterhalb von f_S^t , f_S^l und f_S^B .

Für $v_w = 0.25$ m/s, $\hat{y}_C = \max(y_C) = 1$ μ m, $d_w = 80$ mm, $d_s = 350$ mm, $a = 10$ μ m und $q = 120$ liegen diese drei Frequenzen in der linken und mittleren Grafik von Bild 2.10 außerhalb des dargestellten Frequenzbereichs.

Schwingungen können sich im Ratterfrequenzbereich auf der Schleifscheibe vollkommen abbilden, sofern zwischen der Ratterfrequenz und der Drehzahl der Schleifscheibe ein ganzzahliges Verhältnis besteht, das im Betrieb aus diesem Grunde vermieden werden sollte.

SCHIEFER stellt fest, dass die Verlagerungen zwischen Werkstück und Schleifscheibe in der Regel nichtharmonischer Art sind. STEFFENS (1983), FOELLINGER (1985) sowie ALLDIECK (1994) erweitern SCHIEFERS Modell um numerische Berechnungsverfahren für die Bestimmung der Schleifkinematik für beliebige Relativbewegungen.

FOLKERTS (1993) definiert in seiner Arbeit auf Basis der Überlegungen von SCHIEFER den sogenannten Grenzphasenwinkel φ_{gr} , der für die Gesamtnachgiebigkeit $G_M(j\omega)$ der Maschine eine Stabilitätsreserve für die Schwingungsentwicklung von werkstück- oder schleifscheibenseitigem Rattern angibt:

$$\begin{aligned} \varphi_{gr,w} &= -\frac{3}{2}\pi + 2 \cdot \arcsin \left[\frac{1}{\sqrt{1 + (f/f_{c,max})^2}} \right] \\ \varphi_{gr,S} &= -\pi + 2 \cdot \arcsin \left[\frac{1}{\sqrt{1 + (f/f_{c,max})^2}} \right] \quad \text{mit} \quad f_{c,max} = \frac{v_w}{2\pi\sqrt{2a \cdot r_{eq}}} \end{aligned} \quad (2.4)$$

An Stellen, wo der gemessene Phasengang diese Grenzphasenkurve unterschreitet, besteht erhöhte Ratterneigung. Durch geschickte Einstellung der Prozessparameter Zustellung a und Werkstückgeschwindigkeit v_w kann φ_{gr} günstig verändert werden. Alternativ kann die Maschine verstimmt werden, vgl. TELLBÜSCHER (1986) oder DAVID (1997).

STEFFENS (1983) behandelt neben der Schleifprozessdynamik überwiegend thermomechanische Aspekte. Auf Basis kontinuumsmechanischer Vorgänge und der Einzelschneidenkinematik bestimmt er die lokale Deformation sowie Materialabtrag, Schnittkraft und Schleiftemperatur im Kontaktbereich. STEFFENS Modell basiert darauf, dass in jedem Simulationsschritt die abgeführte thermische und die dissipierte mechanische Leistung im Gleichgewicht stehen. Zur Lösung des Systems verwendet er ein iteratives Verfahren in Kombination mit Look-Up-Tabellen für Stoffwerte. FOELLINGER (1985) erweitert das Modell von STEFFENS für die Untersuchung dynamischer Vorgänge beim Schleifen und betrachtet neben Nachgiebigkeiten und Verschleiß auch Schärfeänderungen der Scheibe. Im Gegensatz zur Beschreibung von STEFFENS verwendet FOELLINGER für die Simulation der Einzelschneidenkinematik stationäre Funktionen, die aus der Überlagerung mehrerer Korneingriffskurven identifiziert wurden. Ähnlich wie SCHIEFER analysiert er den Schleifprozess vorwiegend im Frequenzbereich, und geht in Bezug auf mechanische Schwingungen von linearem Systemverhalten aus.

ALLDIECK (1994) baut auf den genannten Arbeiten auf und erstellt ein Prozessmodell, um im Zeitbereich Aussagen über die Entwicklung regenerativer Ratterschwingungen und die Ausbildung der Werkstückoberfläche machen zu können. Er untersucht speziell das Verformungs- und das Verschleißverhalten der Schleifscheibe und erweitert das Modell von SCHIEFER um einen nichtlinearen Block *Eingriffsverhältnisse*, in dem aus der aktuellen Kinematik und der Kontaktnachgiebigkeit der Scheibe numerisch das bezogene Zeitspanvolumen Q'_w bestimmt wird. Anstelle einer Schnittsteifigkeit verwendet ALLDIECK ein nichtlineares Schnittkraftmodell. Er bestimmt die Schleifnormalkraft F_{Sy} nicht mehr in Abhängigkeit von der Spandicke, sondern als Funktion des Zeitspanvolumens Q'_w , wie es DIETRICH (1985) und KLOTZ (1987) vorgeschlagen haben.

Zur Berechnung der Werkstückkontur approximiert ALLDIECK die Werkstückoberfläche numerisch mit linearen Elementen bei einer Stützstellendichte von ca. 10 Stützstellen über der nominellen Kontaktlänge. Die Berechnung des Eingriffs erfolgt geometrisch unter der Annahme einer ideal runden Schleifscheibe. Um lokale Kontaktnachgiebigkeiten zu berücksichtigen, erhalten die Stützstellen in der Kontaktzone den Charakter von Federn mit der Federkraft $F_{ci} = c_{Si} \cdot h_{Si}$ an der i -ten Feder, die sich aus der lokalen Deformation der Schleifscheibe h_{Si} und einer Federkonstante des Schleifscheibenmaterials c_{Si} ergibt. Die Summe der Federkräfte muss mit der Schnittkraft F_{Sy} im Gleichgewicht stehen. Da sich F_{Sy} aus

dem Zeitspanvolumen $Q'_w = f(h_{Si})$ ergibt, ist eine iterative Berechnung erforderlich. Verformungen des Werkstücks berücksichtigt ALLDIECK in seinem Modell nicht explizit. Die verschleißbedingte Entwicklung von Welligkeiten auf der Schleifscheibe erfasst er über ein nicht näher beschriebenes Totzeitglied.

Für die Bestimmung des Schleifscheibenverschleißes $G_S(j\omega)$, der Kontaktverformung der Schleifscheibe $G_S(j\omega)$ und der Schnittkraft F_{Sy} greift ALLDIECK auf technologische Regressionsmodelle zurück, wie sie in Abschnitt 2.2.1 beschrieben sind. WECK UND SCHULZ (2001) zeigen, dass das Modell von ALLDIECK geeignet ist, den Einfluss von fremderregten Schleifscheibenschwingungen, z. B. aufgrund von Unwucht, auf die Welligkeitsausbildung auf den Kontaktpartnern und auf das Verschleißverhalten der Scheibe zu simulieren.

DIETRICH (1985) entwirft ein eigenständiges Modell der Schleifprozessdynamik. Er berücksichtigt sowohl normale, als auch tangential Schwingungsrichtungen und Kräfte. Zur analytischen Berechnung der Kontaktlänge transformiert DIETRICH das Außenrundscheifeln ebenfalls auf den Flachscheifprozess. Die Berechnung der Eingriffskinematik und des bezogenen Zeitspanvolumens Q'_w führt DIETRICH aber anhand eines feststehenden runden Werkstücks und einer sich darum drehenden Schleifscheibe durch, die sich aufgrund von Lagekopplung auf ellipsenförmigen Bahnen bewegt.

DIETRICH beschäftigt sich als einer von wenigen mit dem Lagekopplungs-Effekt, der in seinem Modell in Form unterschiedlicher Steifigkeiten in beiden Freiheitsgraden explizit auftaucht, vgl. TLUSTY UND ISMAIL (1981) sowie CHEN (1990). Er kann zeigen, dass Lagekopplung unabhängig von Regenerativ-Effekten zu einer Destabilisierung des Systems führen kann. Regenerative Effekte ordnet er als sekundär ein, da diese immer eine Anfangswelligkeit benötigen, welche wiederum aufgrund einer Lagekopplung entstehen kann. Zur experimentellen Verifikation seiner Annahmen baut er aufwendige mitrotierende Messsysteme auf, die die Beschleunigung von Werkstück und Schleifscheibe sowie die Schleifkraft in drei Ebenen messen, vgl. INASAKI (1999). Anhand der Messdaten untermauert DIETRICH, dass die tangentialen Komponenten der Prozessgrößen bei einer Betrachtung des Systems nicht zu vernachlässigen sind.

Die Nachgiebigkeiten $H_{ij}(j\omega)$ mit $i, j = y, z$ in seinem Modell werden per Modalanalyse aus gemessenen Frequenzgängen extrahiert. DIETRICH beschreibt in seiner Arbeit detailliert, wie die experimentell in der Regel absolut bestimmten Frequenzgänge für Kraft und Auslenkung in die benötigten relativen Größen überführt werden können, um die modalen Parameter zu extrahieren.

Wie auch SCHIEFER (1980) stellt DIETRICH fest, dass eine numerische Diskretisierung der Oberfläche erforderlich ist, um den Oberflächenabtrag für beliebige Relativbewegungen zu beschreiben. Während SCHIEFER die Kontaktlänge als die der Kraft proportionale Größe annimmt, verwendet DIETRICH das bezogene Zeitspanvolumen Q'_w . Laut DIETRICH besteht die Gefahr selbsterregter Schwingungen hauptsächlich dann, wenn große Änderungen von Q'_w möglich sind. Dieses ist sowohl bei sehr geringem Vorschub und geringen Zeitspanvolumina der Fall, als auch bei mittleren und großen Q'_w , wenn die Schleifscheibe aufgrund von Unterschnittbildung außer Eingriff gerät, d. h. kurzzeitig $Q'_w = 0$ gilt.

KUHFUSS (1984), FOTH (1989) und CHEN (1990) untersuchen, in welcher Form sich Schwingungen im Prozess auf der Oberfläche des Werkstücks abbilden.

KUHFUSS beschreibt den Schleifvorgang durch stochastische Prozesse. Er definiert ein *Profilübertragungsverhalten*, das er im Frequenzbereich durch ein lineares Ersatzsystem $G_0(j\omega) = r_w(j\omega)/F_{S_y}(j\omega)$ angibt. Nichtlineare Einflüsse, der Einfluss der tangentialen Schleifkraft F_{S_z} sowie die Verlagerung des Werkstücks infolge F_{S_z} fasst KUHFUSS in einem unbekanntem Verzerrungsanteil $V(j\omega)$ zusammen, der mit $F_{S_y}(j\omega)$ nicht korreliert ist, Bild 2.11.

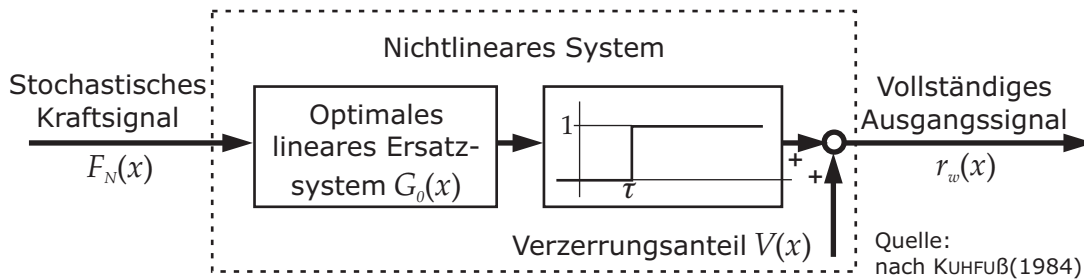


Bild 2.11: Ersatzschaltbild für das Profilübertragungsverhalten nach KUHFUSS (1984)

KUHFUSS' Modell erlaubt auf Basis einer Schleifkraftmessung während der Bearbeitung Aussagen über die spektrale Zusammensetzung des Werkstückprofils. Bei der experimentellen Bestimmung des Profilübertragungsverhaltens stellt KUHFUSS fest, dass der Werkstückoberfläche ein ausgeprägter Tiefpasscharakter zugeordnet werden kann. Das Werkstückprofil wird von extern eingeleiteten Störungen erst beeinflusst, wenn diese deutlich überhöhte Amplituden erreichen und auf Ratterfrequenzen treffen. KUHFUSS berichtet, dass eine Kraftanregung des Systems mit Weißem Rauschen bei hoher Leistungsdichte zwar zu Ratterpeaks im Kraftsignal führte, jedoch nicht zu Rattermarken auf der Oberfläche.

Die Aussagen von SNOEYS UND BROWN (1969) bezüglich der Abbruchfrequenz werden von KUHFUSS somit bestätigt. Die von SCHIEFER angenommene Unterschnittbildung kann danach hingegen in der Praxis nur höchst selten auftreten, da in der Regel eine multi- und nicht monofrequente Anregung vorliegt, die die Ausbildung von Facetten auf der Werkstückoberfläche aufgrund von Unterschnitt verhindert.

FOTH (1989) erweitert das Modell von KUHFUSS (1984) um einen expliziten Nachgiebigkeitsfrequenzgang sowie um einen Block, der die geometrischen Eingriffsverhältnisse anhand einer diskretisierten Werkstückoberfläche betrachtet. FOTH geht jedoch wiederum nur von sinusförmigen Relativverlagerungen aus und ignoriert Welligkeiten auf der Schleifscheibe.

CHEN (1990) verwendet ein ARMAX-Modell um KUHFUSS' Profilübertragungsverhalten des Schleifprozesses nachzubilden.

BIERA (1997) verwendet MATLAB/Simulink, um den Schleifprozess im Zeitbereich zu modellieren. Er baut auf dem Basismodell von SNOEYS UND BROWN (1969) auf, s. a. VINOLAS ET AL. (1997), und erweitert dieses in Simulink um Blockschaltbilder zur Behandlung von Materialabtrag, Unterschnittbildung und Einzelkorneingriffen.

Abschließend sei auf die Arbeiten von ZITT (1998) und DAVID (1997) verwiesen. Deren komplexe Modelle demonstrieren, welche Möglichkeiten moderne Rechentechnik für die Modellierung des Schleifprozesses bietet.

DAVID (1997) untersucht die Kinematik und Dynamik des Flachsleifens. ZITT (1998) führt kinematisch, thermomechanische Simulationen von Hochleistungsschleifprozessen

sen durch. Beide verfügen über Gesamtmodelle, die jeweils aus mehreren FE-Teilmodellen bestehen. Kern von DAVIDS Arbeit ist ein analytisch-empirisches Kontaktmodell, das in Abschnitt 2.3 näher beschrieben ist. ZITT erweitert dieses Modell sowohl um Beschreibungen der Makrogeometrie von Schleifscheibe und Werkstück, als auch um deren Mikrogeometrie bis zu einer Auflösung, die Einzelkörner und Einzelkornverschleiß sowie auf dem Werkstück Oberflächenrauheiten abbilden kann, vgl. INASAKI (1996). Ein Schwerpunkt der Arbeit von ZITT ist diesbezüglich die systematische Beschreibung von Schleifkörnern und deren Verschleißformen in hochauflösenden FE-Modellen. Zur Berechnung der Verformungen von Schleifscheibe, Spindel und Werkstück verwendet ZITT grober diskretisierte Modelle.

2.2.3 Kompensation von Ratterschwingungen

Wiederum waren es SNOEYS UND BROWN (1969), die frühzeitig die Stabilisierung des Schleifprozesses diskutierten. Im Mittelpunkt ihrer Überlegungen steht dabei nicht das theoretische Problem, sondern welche Maßnahmen getroffen werden können, um das unweigerliche Auftreten von Instabilitäten in der Praxis möglichst lange hinauszuzögern. SNOEYS UND BROWN schlagen die folgenden Verfahren vor, die z. T. bereits von Forschern umgesetzt wurden:

- Die gezielte **Variation der Werkstück- und Werkzeugdrehzahl** gilt heute gemeinhin als ratterreduzierend. Praktisch genutzt wird dieser Ansatz von FOTH (1989), sowie von HOSHI ET AL. (1986), INASAKI UND OKUMURA (1985), BARTALUCCI ET AL. (1970) und CUNTZE (1966).
- Der positive Effekt einer **gezielten externen Schwingungsanregung** wurde von COLWELL (1956) sowie von CUNTZE (1966) gezeigt.
- **Aktive Dämpfer** werden von GOSEBRUCH (1990), KOTAMAEBKI (1996) und MICHELS (1999) beim Außenrundscheifen eingesetzt sowie von KONG ET AL. (1985) beim Innenrundscheifen.
- Die **Variation der Übertragungsfunktion** der Maschinenstruktur kann passiv wie bei TELLBÜSCHER (1986) erfolgen oder aktiv, wie von MICHELS (1999) erfolgreich durchgeführt.

Passive Systeme

TELLBÜSCHER (1986) beschreibt in seiner Arbeit passive Zusatzmasse-Dämpfer, die nach dem Tilger-Prinzip arbeiten. Mittels dieser Systeme, die an einer Zentrierspitze montiert sind oder aufwendig im Werkstückträger angebracht werden, gelingt es ihm, die Hauptnachgiebigkeit des Schleifsystems deutlich zu reduzieren.

Ein passiver Dämpfer kann allerdings nur wirkungsvoll eingesetzt werden, wenn er optimal auf eine bekannte Hauptnachgiebigkeit abgestimmt wird. An Flach- und Innenrundscheifmaschinen lassen sich Tilger sinnvoll einsetzen, vgl. DAVID (1997), da die Hauptnachgiebigkeit dort in der Regel durch die auskragende Schleifspindel bestimmt wird und bei unterschiedlichen Werkstücken nur gering variiert. Beim Außenrundscheifen sind passive Tilger nach praktischen Gesichtspunkten nicht sinnvoll, da hier in der Regel die Werkstückeigenfrequenz die Hauptresonanz des Systems bestimmt. Da diese stark variieren kann, kann sie kaum von der geringen Bandbreite eines Tilgers abgedeckt werden.

Eine Möglichkeit zur effektiven passiven Unterdrückung von Rattern bietet eine von SEXTON ET AL. (1981) entwickelte CBN-Schleifscheibe, vgl. LÖNS (1983). Deren äußerer Schleifbelag ist als dünner, quasi elastischer Ring ausgeführt, der auf einer speziellen, dünnen Schicht Neopren gelagert ist. Da der Ring unter Belastungen eher dazu neigt sich zu verformen als zu verschleifen, kann sich keine Welligkeit ausbilden, die Ratterschwingungen treibt. Da der Ring aufgrund seiner geringen Masse eine sehr hohe Eigenfrequenz besitzt, kann er selber nicht für Ratterschwingungen im kritischen Frequenzbereich verantwortlich sein.

POLACEK UND VANEK (1973) verwenden eine Zentrierspitze mit Rechteckquerschnitt. Durch Drehung dieser lässt sich eine Variation der Hauptresonanzfrequenz des Schleifsystems von über 30% erzielen. INASAKI UND OKUMURA (1985) stellen bei ähnlichen Untersuchungen wie POLACEK UND VANEK fest, dass sich diese Möglichkeit der gezielten Verstimmung des Systems zur Stabilisierung des Prozesses nutzen lässt, was sich u. a. durch FOLKERTS (1993) Grenzphasenkurve erklären lässt, s. Gl. (2.4).

Aktive Systeme

Neben der passiven Stabilisierung des Prozesses beschäftigen sich auch wenige oben bereits genannte Arbeiten mit der aktiven Beeinflussung des Schleifprozesses.

Bereits 1956 stört COLWELL den Flachsleifprozess durch erzwungene Schwingungen im Ultraschallbereich und stellt fest, dass dadurch die Schleifkräfte sinken und die Oberflächenqualität steigt.

CUNTZE (1966) verwendet einen Wechselkrafteerregter um Ratterschwingungen zu kompensieren. Beim Außenrundsleifen steht dieser mit dem Werkstück über zwei Führungsrollen im Kontakt. Das Werkstück wird mit einer Schwingung in der Ratterfrequenz des Systems beaufschlagt, die hinsichtlich Amplitude und Phase manuell an die vorliegende Schwingung angepasst wird, bis diese ausgelöscht wird, wie CUNTZE anhand von Messungen demonstriert. Beim Flachsleifen lässt CUNTZE den Erreger auf den Schleifspindelkopf wirken. Eine Störung des ratternden Systems in Form einer zusätzlichen erzwungenen Schwingung mit einer willkürlich gewählten Frequenz führt zu einer Systemantwort in dieser Frequenz und dabei gleichzeitig zu einer Auslöschung der Ratterschwingung.

Um Rattern über die Variation der Schleifscheibendrehzahl zu unterdrücken, muss diese in einem großen Drehzahlbereich verändert werden können, wie es schon CUNTZE (1966) vorschlägt und AERENS später ausführt. Wie PETERS (1984) berichtet, variiert AERENS die Schleifscheibendrehzahl sprunghaft um $\pm 40\%$, sobald Ratterschwingungen einer gewissen Amplitude vorliegen. Die Anregung des Systems durch die bis dahin auf der Scheibe entstandenen Wellen wird bei einem großen Drehzahlsprung in einen anderen dynamisch steifen Frequenzbereich verschoben. Die alten Welligkeiten stimmen nicht mehr mit der Eigenfrequenz des dynamischen Systems überein und bauen sich schnell ab, während das System wieder zu seinen Eigenschwingungen übergeht und neue Welligkeiten aufgebaut werden. Geringere Drehzahländerungen zwischen 2,5 und 15 % erhöhen ebenfalls die ratterfreie Schleifzeit, führen aber nicht zu einer vollständigen Reduktion der Ratteramplitude, HOSHI ET AL. (1986).

INASAKI UND OKUMURA (1985) und FOTH (1989) variieren die Werkstückgeschwindigkeit. INASAKI UND OKUMURA verwenden eine sinusförmige Modulation gemäß $v_w(t) =$

$500 \text{ min}^{-1} + 50 \text{ min}^{-1} \sin(\pi/3 \text{ s} \cdot t)$. Ihnen gelingt es so, auftretende Ratterschwingungen zu kompensieren, ohne dass dadurch die Oberflächenqualität beeinflusst wurde. FOTH entwirft eine interessante Regelung auf der Basis eines Schwingungs- und Welligkeitssensor für das Werkstück: Enthält das Oberflächenprofil im Prozess messbare periodische Anteile, wird die Werkstückdrehzahl derart modifiziert, dass sich eine optimale Phasenverschiebung zwischen Relativschwingung und Welligkeit einstellt und beides abklingt.

KATO ET AL. (1985) regeln harmonische Rundheitsfehler der Werkstückoberfläche aktiv aus. Sie verwenden einen externen Schrittmotor, der das Handrad ihrer Schleifmaschine über einen Zahnriemen antreibt. Bei einer Werkstückdrehzahl von $0,5 \text{ s}^{-1}$ können sie mit ihrem Antrieb Rundheitsfehler von $0,6 \mu\text{m}$ phasenrichtig kompensieren.

KONG ET AL. (1985), GOSEBRUCH (1990), KOTAMAEBKI (1996) und MICHELS (1999) kompensieren Ratterschwingungen mit aktiven Zusatzsystemen. Da sich die hohe Ratterdynamik mit der Standard-Aktorik einer Schleifmaschine, d. h. mit der lagegeregelten Vorschubachse eines konventionellen Quervorschubs, nicht kompensieren lässt, vgl. FUCHS (1994), werden beim Außenrundschleifen Piezotranslatoren eingesetzt, mit deren Hilfe die Systemnachgiebigkeit in rattergefährdeten Frequenzabschnitten positiv beeinflusst wird, so dass Schwingungen nicht mehr auftreten können. Die verwendeten Aktorsysteme sind entweder in die Zentrierspitzen integriert, GOSEBRUCH (1990) und MICHELS (1999), oder bewegen den Schleifspindelstock, KOTAMAEBKI (1996) und MICHELS (1999). Sie benötigen hohe Leistungsreserven, um Schwingungen im Ratterfrequenzband wirkungsvoll bekämpfen zu können.

KONG ET AL. (1985) verwenden einen magnetischen Aktor, der an ihrer Innenschleifspindel angreift. Beim Innenrundschleifen stellt die Schleifscheibe auf der schlanken Spindel in der Regel das flexibelste Teil der Prozesskette dar, dessen dynamisches Verhalten sich durch ein System zweiter Ordnung annähern lässt. Auf Basis eines optimalen Zustandsreglers, der die Auslenkung der Spindel und die Stellgröße Magnetstrom minimiert, gelingt es KONG ET AL., die Schwingungen der Spindel in einem Frequenzbereich von $0 - 300 \text{ Hz}$ um 50% zu reduzieren.

GOSEBRUCH (1990) baut Piezostellglieder auf, die er in die Zentrierspitzen seiner Außenrundschleifmaschine integriert. Auf Basis einer Zustandsregelung mit KALMAN-Filter ermöglichen diese Aktoren die aktive Veränderung der Maschinennachgiebigkeit, so dass die Stabilitätsreserve in kritischen Frequenzbereichen erhöht werden kann. KOTAMAEBKI (1996)

schleift lange, dicke Druckwalzen. Bei diesem Prozess bestimmt die Nachgiebigkeit des Schleifspindelkopfes das Systemverhalten. Er verwendet daher zwei Piezo-Stellglieder am Schleifspindelkopf, die diesen in Unterstützung des Quervorschubs kippen können. Basis der Regelung dieser Zusatzaktoren ist ein ARMAX-Modell mit dem KOTAMAEBKI die aktuelle Stellgröße in Abhängigkeit der Werkstückauslenkung und der Spandicke bestimmt.

MICHELS (1999) setzt sowohl Piezo-Stellglieder am Schleifspindelkopf als auch in den Zentrierspitzen ein. Solange die Maschinenortskurve bekannt ist, verwendet er eine Strategie auf Basis der von FOLKERTS (1993) beschriebenen Grenzphasenkurve. Er verstimmt das System aktiv derart, dass rattergefährdete Bereiche durch eine Anhebung der Phasenkurve beseitigt

werden. Das Übertragungsverhalten des Gesamtsystems G_M^{ges} ergibt sich aus Maschinennachgiebigkeit $G_M(j\omega)$ und dem Rückführzweig $H_{Rück}$ mit der durch die Aktoren eingeleiteten Zusatzkraft F_P ,

$$G_M^{ges} = \frac{G_M(j\omega)}{1 \pm H_{Rück} \cdot G_M(j\omega)} = \frac{x^*}{F_{Sy}} \quad . \quad (2.5)$$

Für die Rückführung $H_{Rück}$ verwendet MICHELS ein Bandpassfilter 4.Ordnung, dessen Parameter für die jeweilige Maschinenortskurve optimiert werden müssen.

MICHELS testet außerdem eine adaptive Rückführung, die ohne Kenntnis von $G_M(j\omega)$ auskommt. Beim Auftreten von Rattern bestimmt er die Frequenz und Phasenlage der vorhandenen Schwingung und bringt Stellkräfte über ein adaptiertes Bandpassfilter derart auf, dass der Frequenzgang der Maschine an der Ratterfrequenz positiv verändert wird. Werkstückseitiges Rattern kann MICHELS mit seinen Aktoren durch eine Störwellenaufschaltung, ähnlich wie CUNTZE (1966) sie beschreibt, kurzzeitig, aber nicht dauerhaft beseitigen.

FOLKERTS (1993) benutzt einen Unwucht-Krafterreger auf dem Schleifspindelkasten. Er greift nicht aktiv in den Prozess ein, sondern studiert die Abhängigkeit der Schnittsteifigkeit von verschiedenen Prozessparametern und der Schwingfrequenz des Schleifsystems. FOLKERTS Aktor ermöglicht es, während des Prozesses Schwingungen bis zu 250 Hz aufzubringen.

VARGA (1970) untersucht den Einfluss einer Schleifscheibenunwucht auf die Formgenauigkeit und Oberflächengüte des Werkstücks. Für eine perfekt abgerichtete, aber unwuchtige Scheibe, die sich aufgrund anisotropischer Lagerung auf einer elliptischen Bahn um den Scheibenmittelpunkt bewegt, zeigt er anhand der Hüllkurve der Bewegung analytisch, dass die resultierende Werkstückoberfläche wellig wird. Bei ganzzahligen Geschwindigkeitsverhältnissen $q_n = n_S/n_w = \mathbb{N}$ entstehen q_n Welligkeiten auf dem Werkstück, während gebrochene q_n zu Unterschnittbildung und damit zu Facetten auf dem Umfang mit geringeren Welligkeiten führen, vgl. LIAO UND SHIANG (1989). VARGA zeigt experimentell, dass Torsionsschwingungen der Schleifspindel und -scheibe, die er über einen Schwingkreis im Antriebsmotor erzeugt, verwendet werden können, um unwuchtbedingte Welligkeiten deutlich zu reduzieren. Laut VARGA führt dieses Verfahren auch zu einer qualitativ hochwertigeren Werkstückoberfläche.

2.3 Modellkomponenten

Die existierenden Schleifprozessmodelle bestehen aus einer Reihe von Basiskomponenten, die in Blockschaltbildform miteinander kombiniert werden können, wie im vorherigen Abschnitt anhand der skizzierten Modelle bereits zu sehen war. Analog zu Bild 2.12 lässt sich das Gesamtsystem Schleifprozess in die Blöcke Werkstück, Werkzeug, Maschine, Eingriffsverhältnisse und Schleifkräfte zerlegen. Ziel dieses Abschnitts ist es, einen Überblick über die existierenden Ansätze zur analytischen Formulierung der Teilsysteme und deren Verknüpfung zu geben, soweit dieses nicht in den vorangegangenen Abschnitten im Zusammenhang mit dem Basismodell von SNOEYS UND BROWN (1969) oder mit anderen Modellen geschehen ist.

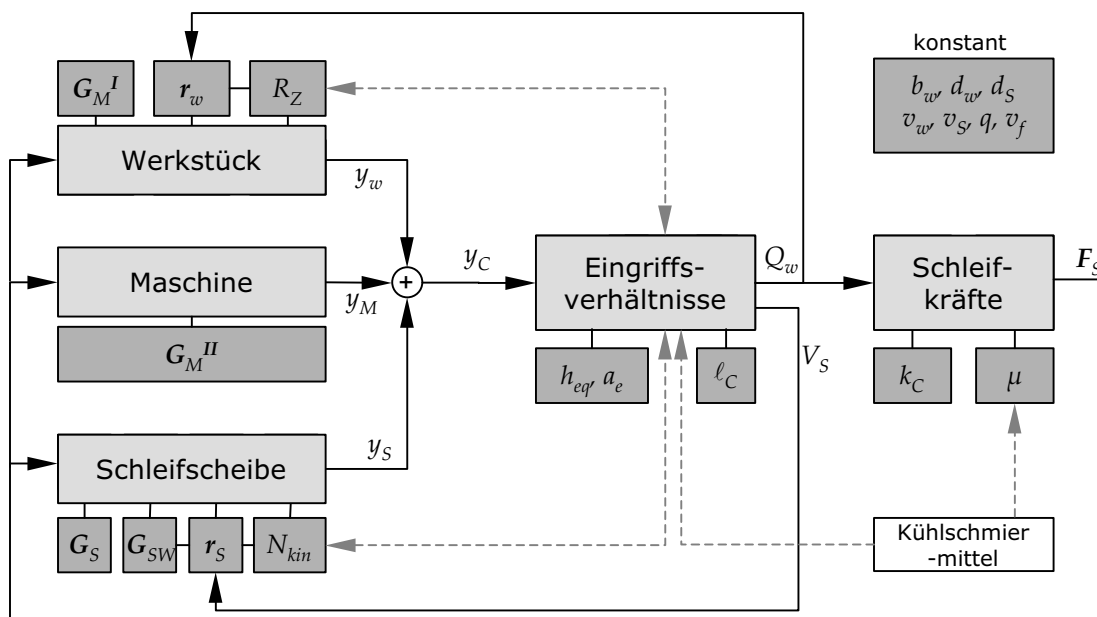


Bild 2.12: Komponenten eines Schleifprozessmodells

Die **Dynamische Nachgiebigkeit** $G(j\omega)$ wird in nahezu allen Arbeiten aus experimentell gemessenen Frequenzgängen gewonnen. Die Modalparameter der zugehörigen nachgebildeten Übertragungsfunktion werden per Curve-Fitting-Verfahren extrahiert, die inzwischen zur Standardausstattung moderner Signalanalyse-Werkzeuge gehören, s. a. EWINS (2000).

Die **Schleifscheibennachgiebigkeit** $G_S(j\omega)$ wird in der Regel getrennt von der Nachgiebigkeit des restlichen Systems betrachtet. Sie kann in einem Frequenzbereich von 0 bis 2 kHz durch eine Kontaktsteifigkeit k_S ausgedrückt werden, d. h. $G_S(j\omega) = 1/k_S$. Dieses beweisen voneinander unabhängige Messungen von YOUNIS (1972), KLOTZ (1987), FOLKERTS (1993) sowie DAVID (1997).

DAVID bestimmt die Kontaktnachgiebigkeit G_S für den Eingriff beim Flachsleifen analytisch auf Basis der HERTZschen Theorie. Unter der Annahme einer zylindrischen Kontaktzone berechnet er G_S über die Summe der Kornsteifigkeiten K_{Korn} von Einzelkörnern gemäß:

$$G_S = \frac{1}{K_{Korn} \cdot N_{kin} \cdot \ell_C^{eff} \cdot b_w} \quad \text{mit} \quad K_{Korn} = \frac{3 \cdot |F_S|}{C_S \cdot b_w \cdot \ell_C^{eff} \cdot \Delta y_{SS}}. \quad (2.6)$$

Dabei sind C_S die Korndichte im Schleifbelag und N_{Kin} die Anzahl der kinematisch im Eingriff befindlichen Schneiden pro Flächeneinheit nach YEGENOGLU (1986). Die effektive Kontaktlänge ℓ_C^{eff} berechnet er nach den Gleichungen von ROWE ET AL. (1993), s. Gl. (2.15)f.. Die maximale lokale Verformung in der Kontaktzone Δy_{SS} bestimmt DAVID nach HERTZ bzw. BROWN ET AL. (1971).

Unter dem Begriff **Maschinennachgiebigkeit** $G_M(j\omega)$ werden im Allgemeinen die restlichen Nachgiebigkeiten zusammengefasst. Obwohl es bekannt ist, dass das Werkstück in Kombination mit dem Reitstock die weichste Komponente einer Schleifmaschine darstellt, wird bisher nur von CHEN (1990) und MICHELS (1999) explizit zwischen einer Werkstücknachgiebigkeit $G_w(j\omega) = G_M(j\omega)^I$ und einer Maschinennachgiebigkeit $G_M(j\omega) = G_M(j\omega)^{II}$ unterschieden. Messungen von MICHELS, der $G_w(j\omega)$ und $G_M(j\omega)$ unabhängig voneinander ermittelt, zeigen deutlich, dass $G_M(j\omega)$ eine Größenordnung unter $G_w(j\omega)$ liegt. Seine Frequenzgänge unterschiedlicher Werkstücke bestätigen ferner, dass die Gesamtnachgiebigkeit hauptsächlich durch das Werkstück festgelegt wird, wie auch durch FU ET AL. (1994), KLOTZ (1987) und POLACEK UND VANEK (1973) sowie von SNOEYS UND BROWN (1969) festgestellt wurde und durch eigene Messungen bestätigt werden kann, s. Kapitel 6.

Für den **Schleifscheibenverschleiß** $G_V(j\omega)$ gibt es keine einheitliche Betrachtungsweise. SNOEYS UND BROWN (1969) setzen ein lineares frequenzunabhängiges Verschleißverhalten proportional zur Schleifkraft voraus. YOUNIS (1972) untermauert diese Annahme durch experimentelle Ergebnisse. KLOTZ (1987) geht davon aus, dass der Verschleiß frequenzabhängig ist. KLOTZ betrachtet $G_V(j\omega)$ wie eine Nachgiebigkeit, die er zusammen mit den Nachgiebigkeiten von Schleifscheibenmaterial und Schleifmaschine zu einer Gesamtnachgiebigkeit $G_{ges}(j\omega) = G_S(j\omega) + G_V(j\omega) + G_M(j\omega)$ zusammenfasst. ALLDIECK (1994) verwendet ein empirisches Verschleißmodell auf Regressionsbasis. TÖNSHOFF (1995) gibt die mittlere Radiusverschleißgeschwindigkeit \dot{r}_S in Abhängigkeit des Schleifverhältnisses G gemäß Gl. (2.7) an. ZITT (1998) behandelt den Verschleiß numerisch auf Kornebene.

$$\dot{r}_S = \frac{1}{G} \frac{a_e \cdot v_w}{\pi d_S} \quad \text{mit} \quad G = \frac{V_w}{V_S}. \quad (2.7)$$

Die Beschreibung der **Eingriffsverhältnisse** zwischen Schleifscheibe und Werkstück sowie die daraus resultierenden Annahmen zur Berechnung der **Schleifkraft** variieren stark zwischen den einzelnen Autoren.

- SNOEYS UND BROWN (1969) nehmen die Schleifkraft proportional zur Relativbewegung zwischen Werkstück und Werkzeug an, Tab. 2.3.
- SCHIEFER (1980) ermittelt die Schleifkraft in Abhängigkeit der Kontaktlänge des Eingriffsbogens $F_{Sy} = k_C \cdot \ell_C$.
- DIETRICH (1985) berechnet die Schleifkraft zunächst ebenfalls linear aus der Kontaktlänge. Später setzt er mit $F'_S = k_C \cdot Q'_w$ eine Proportionalität zum bezogenen Zeitspanvolumen voraus, wie sie auch KLOTZ (1987) und ALLDIECK (1994) verwenden.
- INASAKI ET AL. (2001) gehen ebenfalls von einer Proportionalität zwischen Kraft und Zeitspanvolumen aus. Er gibt ein Schleifkraftmodell in Abhängigkeit zweier Parameter

λ und ε an, das neben einer Kontaktsteifigkeit k_C , die er mit der effektiven Zustellung a_e multipliziert, auch eine Dämpfung d_C proportional zur Relativgeschwindigkeit \dot{y}_C der Kontaktpartner berücksichtigt, Gl. (2.8).

$$\begin{aligned} F_{Sy}(t) &= k_C \cdot a_e(t) + d_C \cdot \dot{y}_C(t) \\ &= \lambda \varepsilon b_w \left(\frac{a}{q} \right)^{\varepsilon-1} \cdot \left[\frac{a_e(t)}{q} + \sqrt{a \cdot d_{eq}} \cdot \frac{\dot{y}_C(t)}{v_S} \right] \end{aligned} \quad (2.8)$$

Das theoretische **Zeitspanvolumen** Q'_w lässt sich gemäß den Formeln aus der Standard-Literatur bestimmen, TÖNSHOFF (1995) oder STUDER-AG (2000)

$$Q'_w{}^{rund/quer} = \pi d_w \cdot v_f \quad \text{und} \quad Q'_w{}^{flach} = a_e v_w = h_{eq} \cdot v_S \quad (2.9)$$

Die dynamische Komponente des Zeitspanvolumens, die sich bei der Bearbeitung realer, rauher und multifrequent welliger Oberflächen ergibt, lässt sich nur numerisch bestimmen.

Aus Gl. (2.9) ergibt sich $h_{eq} = a_e/q$ als theoretische äquivalente **Spannungsdicke**. Die mittlere Spannungsdicke h_{med} berechnet TÖNSHOFF als Funktion der geometrischen Kontaktlänge und in Abhängigkeit der Schneidenzahl pro Fläche N_A sowie eines Formfaktors λ , der die aktive Kornfläche bewertet, Gl. (2.10). Die **maximale Korneindringtiefe** z_{max} ergibt sich nach Integration der Einzelkornquerschnitte über dem Eingriffsbogen.

$$h_{med} = \sqrt{\frac{1}{q \cdot N_A \cdot \lambda}} \cdot \sqrt[4]{\frac{a_e}{d_{eq}}} \quad \text{und} \quad z_{max} = \sqrt[3]{\frac{24}{q \cdot c_0 \cdot c_1}} \cdot \sqrt[6]{\frac{a_e}{d_S}} \quad (2.10)$$

Die Koeffizienten c_0 und c_1 beschreiben die Kornform und -verteilung.

CHEN UND ROWE (1996A,B), CHEN ET AL. (1996), LEE ET AL. (1997) und ZITT (1998) modellieren Effekte auf Kornebene numerisch. Sie suchen in jedem Simulationsschritt auf dem Schleifscheibensegment, das sich aktuell im Eingriff befindet, alle aktiven Schleifkörner, die Werkstückmaterial zerspanen. In Anlehnung an MALKIN (1989) geben LEE ET AL. die Kräfte am einzelnen Korn in Abhängigkeit vom effektiven Querschnitt A_C des entstehenden Spans sowie von der Kontaktfläche A_S zwischen Korn und Werkstückoberfläche an:

$$F_{Sy} = \lambda \cdot \sigma A_C + \tau A_S \quad \text{und} \quad F_{Sz} = \sigma A_C + \mu \cdot \tau A_S \quad (2.11)$$

Zur Berechnung der Flächen A_S und A_C , der Druckfließspannung σ , der Scherspannung τ , des Formfaktors λ und des Reibwertes μ ziehen LEE sowie MALKIN empirische Gleichungen heran.

ZITT bestimmt die tangentielle Schleifkraft F_{Sz} in seinem 3D-Modell über alle Körner im Eingriff aus dem Produkt von aktiver projizierter Schnittfläche des Einzelkorns A_C^i und einer Schnittsteifigkeit k_F , Gl. (2.12). Die Flächen des Korneingriffs $A_{C,2D}^i$ ermittelt ZITT durch kinematische Überlagerung der Werkstück- und Werkzeugkonturen im FE-Modell. Die Normalkraft F_{Sy} ergibt sich nach Division durch einen prozessabhängigen konstanten Reibwert μ .

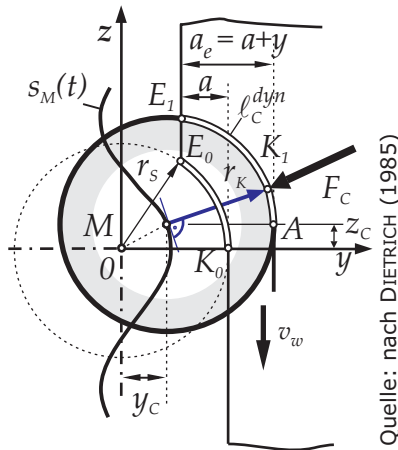
$$F_{Sz}(t) = \sum_{i=1}^{N_C(t)} A_{C,2D}^i \cdot k_C \quad \text{und} \quad F_{Sy}(t) = F_{Sz}(t) \cdot \frac{1}{\mu} \quad (2.12)$$

Sofern die Kontaktkinematik nicht numerisch oder auf Kornebene untersucht wird, ist die **Kontaktlänge** neben der Spandicke die zentrale Größe eines dynamischen Schleifprozessmodells, da sie eng mit dem Zeitspannvolumen verknüpft ist.

Für quasi-statische Betrachtungen, wie bei der Auslegung einer „langsamen“ Vorschubregelung, genügt i. Allg. die geometrisch über die Sehne des Eingriffbogens ausgedrückte kinematische Kontaktlänge ℓ_C^{kin} , s. FUCHS (1992), JANIK (1993) oder CHIU UND MALKIN (1993), die bei normalen Geschwindigkeitsverhältnissen $q \gg 1$ durch die geometrische Kontaktlänge, Gl. (2.2), angenähert werden kann, TÖNSHOFF (1995),

$$\ell_C^{kin} = \ell_C^{geom} \left(1 + \frac{1}{q}\right) \quad (2.13)$$

Für die Untersuchung dynamischer Phänomene wie Rattern wird eine möglichst exakte Näherungslösung für die Kontaktlänge benötigt, denn bereits kleine Schwankungen von ℓ_C und somit von Q'_w können das untersuchte System zu Schwingungen anregen. Sobald reale Oberflächen mit beliebigen Welligkeiten untersucht werden, ist eine analytisch exakte Lösung mit vertretbarem Aufwand nicht mehr möglich.



Quelle: nach DIETRICH (1985)

Bild 2.13: Kontaktlänge nach DIETRICH

Die dynamische Kontaktlänge $\ell_C^{dyn} = \overline{E_1 K_1} = \overline{E_1 A} - \overline{K_1 A}$ besteht aus einem statischen Anteil ℓ_C^{stat} , der von der Relativverlagerung y_C der Schleifscheibe abhängig ist, sowie einem dynamischen Anteil ℓ_C^{dyn} , der von den Relativgeschwindigkeiten \dot{y}_C und \dot{z}_C abhängt. Der dynamische Anteil der Kontaktlänge wird durch den sogenannten Konturerzeugungspunkt P_k definiert, der auf dem Schnittpunkt zwischen dem Normalenvektor an die Mittelpunktsbahn der Schleifscheibe r_K und der Werkstückoberfläche liegt.

DIETRICH kann anhand von Gl. (2.14) somit zeigen, dass Kontaktlänge, Zeitspannvolumen und Schnittkraft, nicht nur von der aktuellen Schnitttiefe $a_e(t) = a + y_C(t)$ und der Schnitttiefenänderung $\dot{a}_e(t) = \dot{y}_C(t)$, sondern auch von der Relativgeschwindigkeit aus Translation der Schleifscheibe und Rotation des Werkstücks $v_{rel} = \dot{z}_C(t) + v_w$ abhängen.

$$\ell_C(t) = r_{eq} \cdot \left[\arccos \left(1 - \frac{a + y_C(t)}{r_{eq}} \right) + \arctan \left(\frac{\dot{y}_C(t)}{\dot{z}_C(t) + v_w} \right) \right] \quad (2.14)$$

Wie auch die Kontaktlänge, die SCHIEFER angibt, hat Gl. (2.14) nur für niedrige Schwingungsfrequenzen Gültigkeit, solange sich die Schwingung der Schleifscheibe voll auf der Werkstückoberfläche abbilden kann und kein Unterschnitt auftritt.

SCHIEFER (1980) unterscheidet zwischen einer *Inneren Kontaktlängenänderung*, die sich beim Zerspanen einer ideal glatten Oberfläche ergibt, und einer *Äußerer Kontaktlängenänderung*, die entsteht, wenn eine bereits vorhandene Oberflächenwelligkeit auf dem Werkstück überschliffen wird. Er untersucht aber nur monofrequente harmonische Schwingungen. DIETRICH (1985), der zwei Freiheitsgrade der Schleifscheibe berücksichtigt, erlaubt beliebige Relativbewegungen des Scheibenmittelpunktes M , der sich auf der Bahn $S_M(t)$ bewegt, wie in Bild 2.13 gezeigt. Die dynamische Kontaktlänge $\ell_C^{dyn} = \overline{E_1 K_1} = \overline{E_1 A} - \overline{K_1 A}$ besteht aus einem statischen Anteil ℓ_C^{stat} , der von der Relativverlagerung y_C der Schleifscheibe abhängig ist, sowie einem dynamischen Anteil ℓ_C^{dyn} , der von den Relativgeschwindigkeiten \dot{y}_C und \dot{z}_C abhängt. Der dynamische Anteil der Kontaktlänge wird durch den sogenannten Konturerzeugungspunkt P_k definiert, der auf dem Schnittpunkt zwischen dem Normalenvektor an die Mittelpunktsbahn der Schleifscheibe r_K und der Werkstückoberfläche liegt.

Die HERTZschen Gleichungen stellen eine weitere Möglichkeit dar, eine Näherungslösung der Kontaktlänge zu berechnen. ROWE ET AL. (1993) unterscheiden zwischen geometrischem, elastischem und mikroskopischem Kontakt, Bild 2.14. Aus der Überlagerung dieser drei Kontaktfälle, ergibt sich die effektive Kontaktlänge ℓ_C^{eff} als

$$(\ell_C^{eff})^2 = (\ell_C(F'_{Sy}) * R_r)^2 + (\ell_C^{geom})^2. \quad (2.15)$$

Die geometrische Kontaktlänge ℓ_C^{geom} berechnet sich nach Gl. (2.2), die Kontaktlänge $\ell_C(F'_{Sy})$ aufgrund elastischer Deformation ergibt sich auf der Grundlage der Arbeiten von BROWN ET AL. (1971) sowie JOHNSON (1985) aus Gl. (2.16):

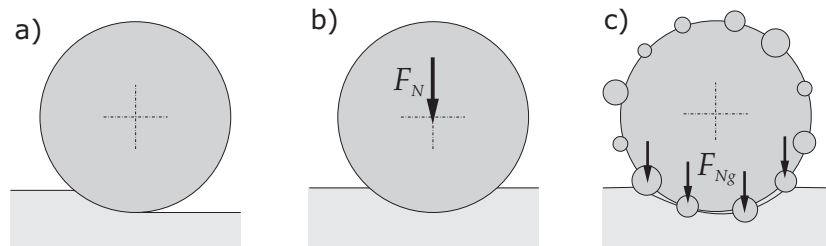
$$\ell_C(F'_{Sy}) = \sqrt{8 \cdot \frac{F_{Sy}}{b_w} \cdot (K_S + K_w) \cdot d_S} \quad (2.16)$$

mit $K_S = \frac{1 - \nu_S^2}{\pi \cdot E_S}$, $K_w = \frac{1 - \nu_w^2}{\pi \cdot E_w}$

Den Rauheitsbeiwert R_r wählen ROWE ET AL. zwischen 1 und 5. Wie in Bild 2.14 (c) zu sehen ist, berücksichtigt dieser die breitere Kontaktzone rauher Oberflächen im Vergleich mit den ideal glatten HERTZschen Oberflächen. Die Normalkraft verteilt sich im Falle einer scharfen Scheibe auf wenige Kornspitzen, und die tatsächliche Kontaktlänge hängt entscheidend davon ab, ob diese Kornspitzen am Anfang und Ende oder nur in der Mitte des Kontaktbogens vorhanden sind.

Da es sich außerdem um den Kontakt zwischen schnell rotierenden Körpern handelt, kann die Druckverteilung generell durch die HERTZsche Pressung nicht hinreichend genau beschrieben werden, denn der maximale Druck tritt nicht in der Mitte des Kontaktbereichs auf, sondern verschoben zum Anfang des Kontaktbogens, wie BROMMUNDT (1998) im Zusammenhang mit einem Verschleißmodell für Rad-Schiene-Kontaktprobleme feststellt, das sich nahezu 1:1 auf die Verhältnisse beim Flachsleifen übertragen ließe.

Die makroskopische Eingriffslänge verliert bei einer intensiven Betrachtung der mikroskopischen Vorgänge an Bedeutung, da das Zeitspanvolumen entscheidend von der aktiven Schneidenzahl, der Überdeckung von Schneiden und der Schärfe der Körner bestimmt wird, wie die Arbeiten zur Kinematik des Korneingriffs von KASSEN (1969), WERNER (1971) und FRÜHLING (1976) zeigen. Die Modelle der Fertigungstechnik, s. PAUL (1994), demonstrieren ferner, dass auch der Einfluss der Kühlschmierung von Bedeutung ist.



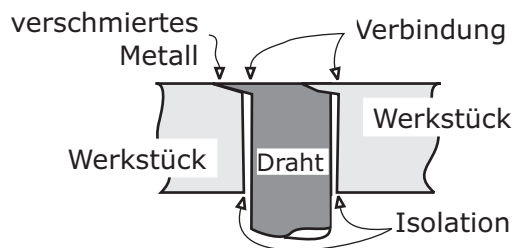
Quelle: nach ROWE ET AL. (1993)

Bild 2.14: Kontaktfälle zwischen Werkstück und Schleifscheibe

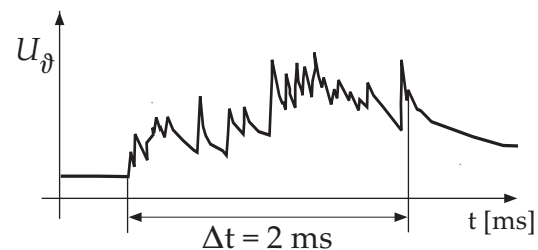
ZHANG ET AL. (1993) liefern eine Zusammenstellung weiterer Kontaktmodelle, die zum Teil empirischen Ursprungs sind oder ebenfalls auf HERTZschen Grundgleichungen aufsetzen.

Der Elastizitätsmodul E_S gelochter Schleifscheiben lässt sich nach dem GRINDO-SONIC-Verfahren von PETERS ET AL. (1968) auf Basis einer Eigenfrequenzanalyse schätzen, TÖNSHOFF (1995).

BROWN ET AL. (1971) geben für Korund-Schleifkörner ein $E_{Al_2O_3} = 413 \text{ kN/mm}^2$ und für die gesamte Schleifscheibe ein $E_S = 45,8 \text{ kN/mm}^2$ an. ROWE ET AL. (1993) verwenden $E_S = 49,6 \text{ kN/mm}^2$. FOLKERTS (1993) rechnet mit $E_S = 50 \text{ kN/mm}^2$. Die Kontaktlänge von ROWE ET AL., die von der geometrischen Kontaktlänge um bis zu Faktor 3,9 abweicht, stimmt mit Messungen von VERKERK (1975) gut überein. Die von GU UND WAGER (1988, 1990) gemessenen Kontaktlängen lassen sich in guter Näherung durch die 2- bis 2,5-fache geometrische Kontaktlänge annähern.



Quelle: nach GU UND WAGER (1988)



Quelle: nach Verkerk (1975)

Bild 2.15: Kontaktlängenmessung nach GU UND WAGER (1988) und VERKERK (1975)

Die experimentelle Messung der Kontaktlänge erfolgt bei GU UND WAGER oder VERKERK nach einem Verfahren von PEKLENIK (1957), indem ein dünner isolierter Platindraht radial in ein Werkstück eingebracht wird. Wird das Werkstück zerspannt, bildet sich zwischen dem kreisförmigen Austritt des Platindrahtes und der umgebenden Werkstückoberfläche ein Thermo-Element aus, da die Schleifkörner Platin mit dem übrigen Werkstoff verschmieren. Auf diese Weise lässt sich nicht nur die Kontaktlänge, d. h. die Zeit, in der Platin zerspannt wird, relativ exakt bestimmen. Im Signal der Spannung U_θ , die am Thermoelement abfällt, ist die Anzahl aktiver Körner zu erkennen, denn jedes Korn, das Platin zerspannt, verändert die Leitfähigkeit des Thermoelements messbar wie in Bild 2.15 zu sehen ist.

3 Zielstellung und Aufbau dieser Arbeit

Im Rahmen dieser Arbeit wird die nichtlineare Dynamik eines konventionellen Schleifprozesses analysiert. Auf Basis der Ergebnisse wird ein erweitertes Schleifprozessmodell aufgebaut, mit dessen Hilfe Schwingungseffekte beim Schleifen untersucht werden können. Mechanische Schwingungen der Kontaktpartner im Eingriff, Anregungsmechanismen für Schwingungen sowie die Modellbildung des Materialabtrags stehen im Fokus der Analysen. Die Stabilität des Prozesses sowie technologische Gesichtspunkte werden nicht explizit hinterfragt. Bei den durchgeführten experimentellen Untersuchungen wurden bewusst Maschinenparameter gewählt, die die Ratterneigung des Systems erhöhen.

Als vorrangige Zielstellungen ergeben sich im Einzelnen

- die Analyse des Bewegungsverhaltens des mechanischen Systems. Diese wird im Gegensatz zur vielfach üblichen Darstellung von Schleifsignalen im Frequenzbereich auch im Zeitbereich durchgeführt. Hieraus ergeben sich zahlreiche neue Einblicke in das Systemverhalten.
- die Auswahl geeigneter Sensoren, um die mechanischen Schwingungen im Schleifprozess direkt zu erfassen. **Kapitel 4** beschäftigt sich ausführlich mit dem verwendeten experimentellen Aufbau. Es kann gezeigt werden, dass viele der Standardsensoren aufgrund systematisch nichtlinearen Übertragungsverhaltens nicht einsetzbar sind.
- die modellgestützte Analyse und Bewertung der aufgezeichneten Prozessdynamik. In **Kapitel 5** wird auf Basis der Messergebnisse ein neues Prinzipmodell entworfen. Dieses ist in der Lage, das vorliegende Bewegungsverhalten zu erklären.
- der Vergleich von Nachgiebigkeitsmessungen am Schleifsystem im Betrieb und im Stillstand. Das **Kapitel 6** beschäftigt sich mit der Analyse von Maschinenortskurven und der Aufdeckung von Nichtlinearitäten sowie mit der Abschätzung der Ratterfrequenz vor Prozessbeginn.
- der Aufbau eines neuen erweiterten Prozessmodells im Zeitbereich zur Untersuchung von Rattern und speziell den Mechanismen der Schwingungsanregung, s. **Kapitel 7**. Die wesentlichen linearen und nichtlinearen Einflüsse auf das Systemverhalten, die während der durchgeführten Untersuchungen ermittelt wurden, sind zu berücksichtigen.
- die Umsetzung der neuen Erkenntnisse in Strategien zur Rattererkennung. **Kapitel 8** stellt zwei neu entwickelte Verfahren zur frühzeitigen Detektion von Rattern vor, die auf der Analyse von Schwingungen mittels Wavelets beruhen.

Im Rahmen einer Zusammenfassung werden in **Kapitel 9** anhand den erzielten Ergebnisse Maßnahmen abgeleitet, die im praktischen Betrieb zu einer Erhöhung der ratterfreien Schleifzeit führen.

4 Versuchsaufbau

Im Gegensatz zum Drehen oder Fräsen rotieren beim Außenrundschleifen beide Kontaktpartner. Die messtechnische Erfassung von Zustandsgrößen ist daher sehr aufwendig. Funkenflug und der große Durchsatz an Kühlschmiermittel erfordern den Einsatz von Sensoren mit hoher Schutzklasse bzw. den geeigneten Schutz der Sensoren nahe der Zerspanzone.

Laut BYRNE ET AL. (1995) beschäftigen sich nur 3% aller Arbeiten zur Fertigungs- und Werkzeugüberwachung mit dem Schleifprozess. Die bei BYRNE ET AL., TÖNSHOFF UND INASAKI (2001) oder KARPUCHEWSKI (2001) genannten Sensoren zur Erfassung der System-schwingungen sind hauptsächlich Körperschall-(AE)-Aufnehmer, Schleifkraftsensoren und Beschleunigungsaufnehmer.

In dieser Arbeit werden anstelle der bekannten Sensoren Wirbelstromwegaufnehmer eingesetzt, die direkt neben dem Schleifkontakt die Werkstückauslenkung messen, s. Abschnitt 4.2.7. Anhand dieses linearen Referenzsignals wird in den Abschnitten 4.2.1ff. gezeigt, dass Signale von AE-, Kraft- und Beschleunigungsaufnehmern den stark nichtlinearen Kontaktverhältnissen unterliegen. Während die Kraftsensorik bedingt für Messungen im Prozess geeignet ist und Rückschlüsse auf die Prozessdynamik erlaubt, sind Körperschall- und Beschleunigungsaufnehmer hierzu ungeeignet.

Die Abschnitte 4.3 ff. beschäftigen sich mit Sensorik, Aktorik und Software, die bei Schwingungsuntersuchungen im Schleifeingriff und im Stillstand der Schleifscheibe zum Einsatz kam. Für die Anregung von Schwingungen wurde ein Stepped-Sinus-Korrelator mit diskreter Amplitudenregelung entwickelt, der sich speziell für die Analyse nichtlinearen Systemverhaltens eignet. Erstmals wurden Nachgiebigkeitsmessungen im Schleifbetrieb durchgeführt. Neben Impulshammeranregung wurden hierzu innerhalb dieser Arbeit Magnetaktoren aufgebaut, die berührungslos am Werkstück angreifen.

4.1 Schleifversuche

Zur Untersuchung von Ratterschwingungen wurden Schleifversuche auf einer Universalrundsleifmaschine der Firma KARSTENS durchgeführt, s. Bild 4.1. Um eine mögliche Fremderregung des Systems zu vermeiden, wurde die Schleifmaschine schwingungs isoliert und getrennt von anderen Maschinen aufgestellt.

Die KARSTENS wurde mit einem automatischen Auswuchtkopf der Firma SBS nachgerüstet, so dass die Unwucht der Schleifscheibe auf ein Minimum reduziert oder vorgegeben werden kann. Der ursprüngliche hydraulische Vorschubantrieb wurde durch einen MAXON EC-Gleichstrommotor mit hoch übersetzendem Getriebe und einem spielfrei vorgespannten Kugelgewindetrieb ersetzt.

Eine Schwingungsanregung des Schleifspindelkopfes durch diesen Vorschubantrieb war messtechnisch nicht nachzuweisen, ebensowenig Stick-Slip Effekte in den Führungen, s. a. BODNAR UND SCHUETTE (2000).

Geschliffen wurden durchgehärtete Proben aus Wälzlagerstahl 100Cr6 mit einer Härte von 60 HRC und den Abmessungen $\text{Ø}80 \times 10 \text{ mm}$ und $\text{Ø}80 \times 18 \text{ mm}$. Als Träger für diese Scheiben wurden Wellen unterschiedlicher Längen verwendet, wie in Bild 4.2 abgebildet. Die Wellen wurden zwischen feststehenden Spitzen aufgespannt und über eine Mitnehmerwippe angetrieben, die für ein annähernd symmetrisches Kräftepaar als Antriebsmoment sorgt, vgl. Abschnitt 4.2.3. Sofern nicht anders, wurde eine Welle der Länge $l_w = 300 \text{ mm}$ und eine Schleifprobe der Breite $b_w = 10 \text{ mm}$ verwendet. Der Messabsatz (Breite b_3) für die Wirbelstromwegsensoren, wurde an der KARSTENS feingeschliffen, um eine Rundlaufabweichung $< 0,1 \mu\text{m}$ zu erzielen.

Als Werkzeug diente eine konventionelle Schleifscheibe der Firma WINTERTHUR der Spezifikation 57A80 J7V mit $d_s = 350 \dots 320 \text{ mm} / 127 \text{ mm}$, $b_s = 40 \text{ mm}$, $v_s \approx 35 \text{ m/s}$. Diese weiche bis mittelharte Scheibe aus Edelkorund-rosa mit normaler Struktur, keramischer Bindung und mittlerer bis feiner Korngröße, ist für das Feinschleifen und Schlichten von gehärtetem Stahl bis 62 HRC spezifiziert. Es wurde Kühlemulsion mit 2% Öl des Typs SHELL Dromus BX verwendet, die über eine LOSMA Kühlschmiermitteleinheit mit Bandfilter und Magnetabscheider mit 50 l/min zugeführt wurde.

Nach dem Abrichten der Schleifscheibe standen auf der Scheibe pro Schleifversuch zwei Schleifbahnen der benötigten Schleifbreite zur Verfügung. Die äußere Bahn wurde jeweils für das Abbauen von Anfangsunrundheiten genutzt, vgl. POPP (1992). Auf der zweiten Schleifbahn wurden die Ratteruntersuchungen durchgeführt. Ein Werkstück wurde dabei in drei bzw. fünfstufigen Schleifsequenzen, vgl. Bild 2.3, mehrfach solange übergeschliffen, bis heftige Ratterschwingungen zum Abbruch der Versuchsreihe zwangen.

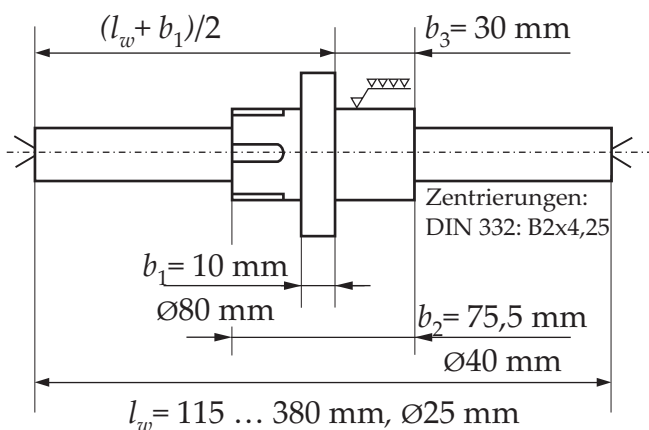


Bild 4.1: Schleifeingriff an der KARSTENS 16A

Bild 4.2: Schleifprobe und Trägerwellen

4.2 Sensorik

Zur Aufnahme der Messdaten wurden eine 16-Kanal A/D-Wandlerkarte vom Typ AT-MIO16E der Firma National Instruments (NI) eingesetzt sowie eine Prozessrechnerkarte mit integrierter I/O vom Typ DS1103 der Firma dSPACE. An der NI-Karte wurden die Messdaten mit Hilfe des Programms MEDUSA der Firma Mahrenholtz&Partner, am Prozessrechner mit den Programmen ControlDesk und MLIB der Firma dSPACE, aufgezeichnet und in MEDUSA sowie in MATLAB analysiert.

Der interessierende Frequenzbereich, in dem Ratterschwingungen im Allgemeinen auftreten, erstreckt sich von 150 Hz bis etwa 2 kHz, vgl. ALLDIECK (1994), FU ET AL. (1994), FOLKERTS (1993), CHEN (1990), KLOTZ (1987) u. a. . Um auch Oberwellen zu diesem Frequenzbereich zu erfassen, wurde eine Abtastfrequenz von 20 kHz oder höher gewählt.

Die Beschleunigungs- und Wirbelstromwegaufnehmer verfügen über integrierte analoge Tiefpassfilter mit 10 kHz Grenzfrequenz. Die Trägerfrequenzverstärker der Tauchspulen haben interne Tiefpässe mit einer Grenzfrequenz von 1 kHz. Beim Einsatz der Kraftsensoren wurde auf Tiefpassfilter verzichtet. Durch eine Abtastung mit 200 kHz konnte sichergestellt werden, dass bei diesem Signal nicht mit relevanten Aliasing-Effekten durch Frequenzpeaks oberhalb von 10 kHz zu rechnen ist.

Die aufgenommenen Sensorsignale wurden in MATLAB digital mit einem CHEBYSHEV Typ 2 IIR-Bandpass siebter Ordnung phasenneutral gefiltert, um höherfrequente Rauschanteile und

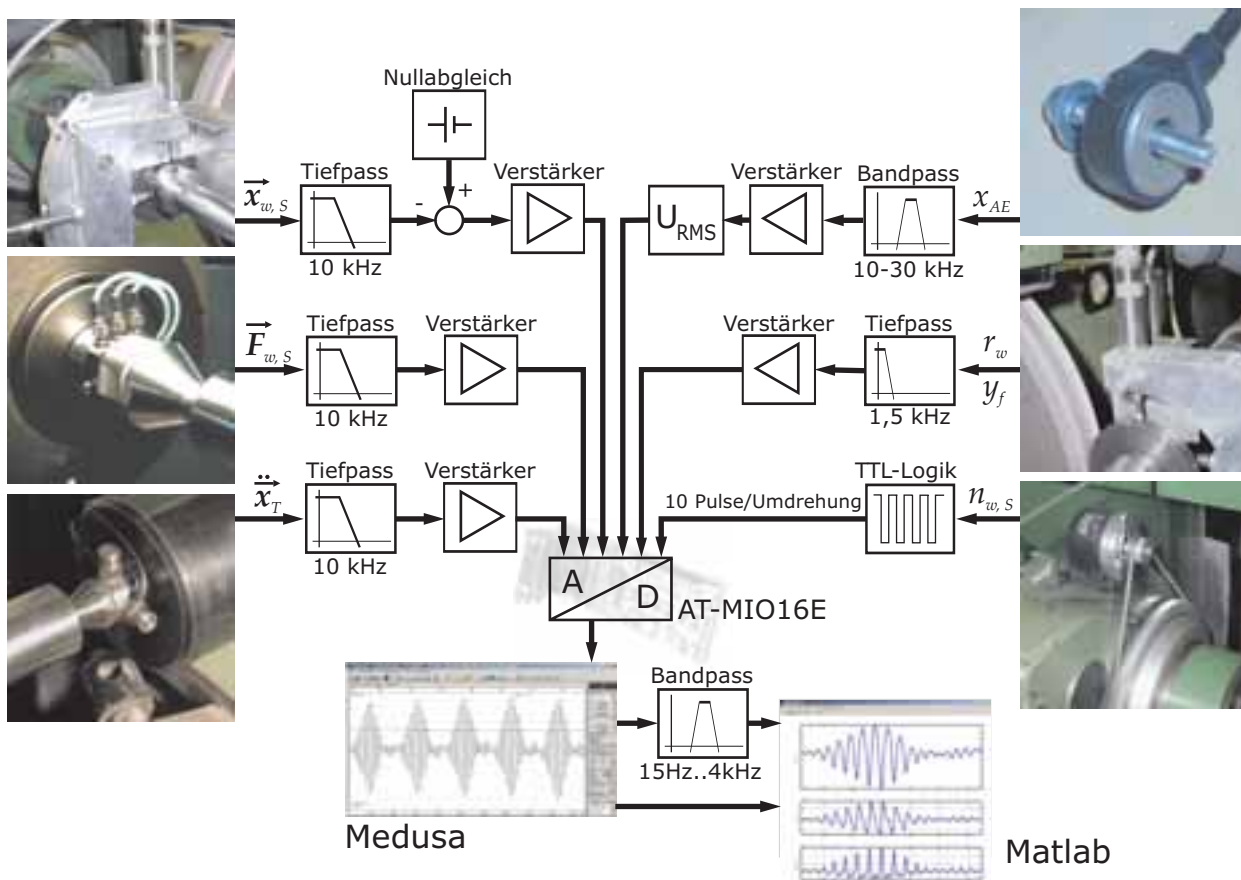


Bild 4.3: Verarbeitung der Sensorsignale

niederfrequente systematische Störungen der Sensorsignale aufgrund der Werkstückrotation zu unterdrücken, s. Abschnitt 4.2.7. Eine Sichtprüfung der gefilterten und ungefilterten Daten im Frequenz- und Zeitbereich ergab optimale Grenzfrequenzen des Filters von 15 Hz und 4 kHz.

Der Aufbau der gesamten Messkette ist in Bild 4.3 skizziert. Der Einsatz der einzelnen Sensoren sowie deren spezifische Eigenschaften werden in den folgenden Abschnitten beschrieben.

Position und Orientierung der Sensoren an der Maschine können Abbildung Bild 4.4 entnommen werden. Die normalen und tangentialen Bewegungen des Werkstücks, y_w und z_w , sowie die der Schleifspindel, y_s und z_s , die normale und tangentiale Schleifkraft, F_{Sy} und F_{Sz} , das Signal eines Körperschallsensors, x_{AE} bzw. U_{RMS} , sowie Werkstückoberfläche r_w , Zustellung v_f und die Umdrehungspulse von Inkrementalgebern zur Bestimmung der Drehzahlen von Werkstück und Schleifscheibe n_w und n_s wurden aufgezeichnet.

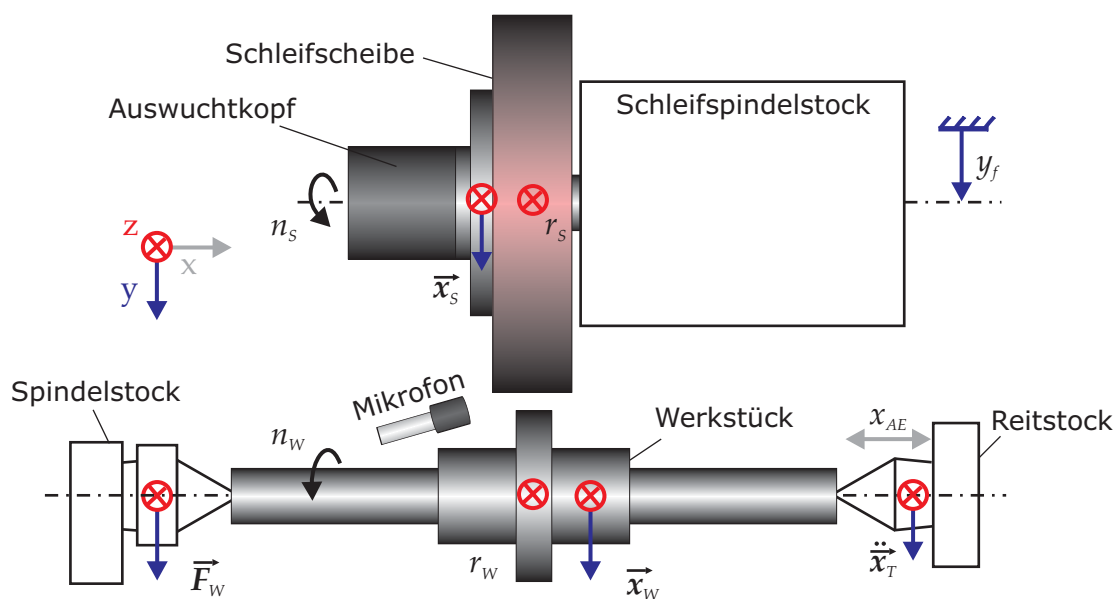


Bild 4.4: Positionen und Orientierung der Sensoren im Schleifprozess

4.2.1 Körperschall (Acoustic Emission)

Körperschallsensoren sind die Standardsensoren einer modernen Schleifmaschine. Sie sind neben Wegsensoren zur Erfassung des Werkstückdurchmessers der einzige Sensortyp, der bei Maschinen größerer Bauart zur Serienausstattung gehört. Das Körperschallsignal, das während des Schleifens an der Schleifspindel oder dem Reitstock gemessen wird, enthält vielfältige Informationen über den Prozesszustand. In zahlreichen Forschungsarbeiten konnte Körperschall, *Acoustic Emission* (AE), bereits erfolgreich zur Prozessüberwachung und -regelung eingesetzt werden, vgl. MEMIS (1997), HUNDT ET AL. (1997, 1994), KLUMPEN (1994), NORDMANN (1994), WEBSTER ET AL. (1996, 1994), ZINNGREBE (1990), INASAKI UND OKUMURA (1985). POPP (1992) stellt bei einem Vergleich vom AE-Signal und Schleifnormalkraft allerdings fest, dass der AE-Pegel von den Abrichtbedingungen und von der Werkstückumfangsgeschwindigkeit abhängt und jeweils nur für eine bestimmte Schleifstoff-Kühlschmiermittel-Kombination Gültigkeit hat.

In Maschinen neuester Bauart verwenden Schleifmaschinenhersteller das AE-Signal für eine Anschnitterkennung, um die Luftschleifzeit zu verkürzen. Die Firmen DITTL, MUCKLI, NORDMANN oder PROMETEC bieten externe Zusatzgeräte auf AE-Basis zur Überwachung verschiedener Prozessfehler an. NORDMANN (1994) gibt eine ausführliche Übersicht über verfügbare Typen von Körperschallsensoren. INASAKI (1999) verwendet eine CBN-Schleifscheibe mit integriertem AE-Sensor, dessen Daten per Funk übermittelt werden.

In der Regel werden einzelne Frequenzbänder im AE-Signal überwacht, die für spezielle Störungen des Prozesses signifikantes Verhalten hinsichtlich ihrer Amplitude aufweisen. Mittels empirischer Methoden werden für das Auftreten einer bestimmten Störung geeignete Frequenzbänder ausgewählt und Schwellwerte für die Unterscheidung der Prozesszustände festgelegt. KLUMPEN (1994) zeigt dieses Verfahren am Beispiel der Schleifbrand-Detektion.

WEBSTER ET AL. (1994) verwenden AE-Signale zur Überwachung der Oberflächenintegrität ihrer Schleifteile. GRABEC UND KULJANIC (1994) analysieren Fertigungsprozesse mit Hilfe neuronaler Netze, die mit AE-Daten gespeist werden. MEMIS (1997), POPP (1992) und ZINNGREBE (1990) verwenden den AE-Effektivwert zur adaptiven Regelung der Zustellung.

Eine allgemeine Übersicht sowie weitere Literatur zu den Möglichkeiten und Einsatzgebieten der Körperschall-Analyse ist in der Arbeit von MEYEN (1991) zu finden.

TÖNSHOFF UND INASAKI (2001) beschreiben, dass ein AE-Sensor zur direkten Rattererkennung benutzt werden kann, wenn er wie ein Beschleunigungsaufnehmer eingesetzt wird, d. h. seine Roh-Signale direkt ohne Filterung und Mittelwertbildung verarbeitet werden. WEBSTER ET AL. (1996) stellen ebenfalls fest, dass unbehandelte AE-Signale bessere Rückschlüsse auf den Prozessablauf ermöglichen als die gemittelten Daten. Eine direkte Korrelation mit den Werkstückschwingungen liege aber nicht vor, sofern nur die Frequenzbänder oberhalb von 10 kHz betrachtet werden. Diese Aussage wird im Folgenden durch die eigenen Messergebnisse in Bild 4.6 bestätigt.

HUNDT ET AL. (1997, 1994) zeigen für ein Einkorn-Modell, dass AE-Daten in einen sinnvoll gewählten *Feature Space* eingebettet werden können, um Modellparameter zu identifizieren. Hierzu wählen sie die dominierende Frequenz der mechanischen Schwingung sowie das Integral der spektralen Leistungsdichte in einem Band um diese Frequenz herum als zustandsbeschreibende Eigenschaften (Features) des Prozesses. Sie verwenden die AE-Sensoren somit ebenfalls wie Beschleunigungssensoren.

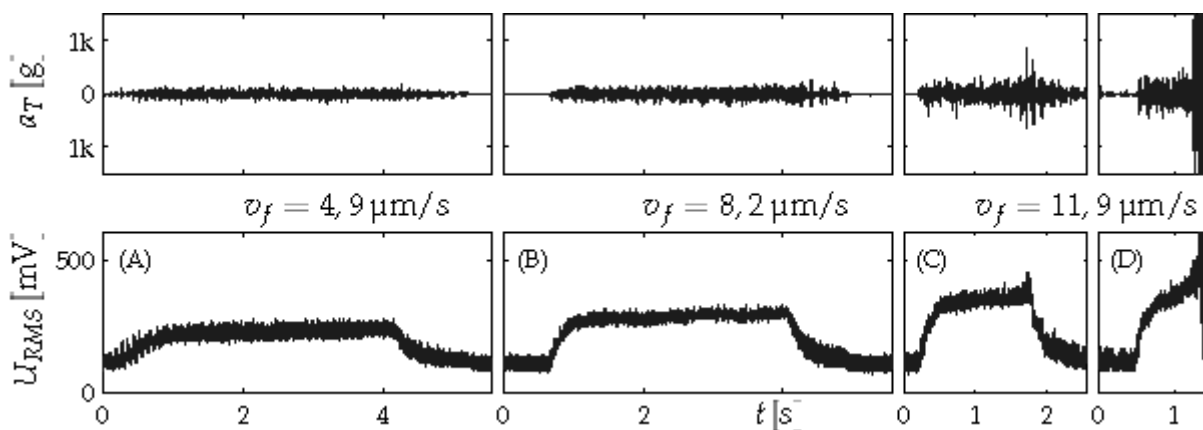


Bild 4.5: Körperschall (U_{RMS}) und Beschleunigung (a_T) während des Prozessverlaufs

Während der Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Acoustic Emission Sensor des Typs AE30 der Firma PROMETEC verwendet, der auf dem Reitstock montiert wurde. An dieser Position lieferte der Sensor die deutlichsten Signale, vgl. LEZANSKI ET AL. (1993). Eine nachgeschaltete Elektronik wurde in der werksseitigen Standardkonfiguration betrieben, in der die „Root-Mean Square“(RMS)-Werte der AE-Amplituden im Bereich von 10...30 kHz über der Zeit proportional zu einem Spannungssignal ausgegeben werden.

In Bild 4.5 ist das U_{RMS} -Signal des genannten Körperschallsensors auf dem Reitstock mit dem Rohsignal a_T eines Beschleunigungssensors auf der Reitstockspitze verglichen. Es wurden vier zweistufige Versuche (Schlichten und Ausfeuern) durchgeführt, bei denen die Schleifscheibe nur manuell gewuchtet war, um schnell Rattereffekte zu erzielen.

Die Vorschubgeschwindigkeit v_f wurde im zweiten und dritten Zustellzyklus jeweils erhöht, Bild 4.5 (B) und (C). Im AE-Signal ergibt sich dadurch ein höherer Grundpegel. Die Schwingungsamplitude des Werkstücks nimmt im Prozessverlauf langsam zu. Dementsprechend steigt der Körperschallpegel während einer Einstechoperation langsam an. Zu Beginn der Ausfeuerphase im dritten Zustellzyklus bei $t_{(C)} = 1,8\text{s}$ ist erstmalig deutliches Rattern zu hören. Der vierte Zyklus (D) wurde aufgrund heftigen Ratterns abgebrochen.

Gegenüber der mittelwertfreien Beschleunigung der Reitstockspitze beschreibt das AE-Signal zusätzlich die Entwicklung des statischen Anteils der Schleifkraft. Physikalisch lässt sich dieses darauf zurückführen, dass mit wachsender Kontaktlänge die Anzahl gleichzeitiger Einzelkorneingriffe zunimmt, die hauptsächlich für den Körperschall verantwortlich gemacht werden. Die einzelnen Prozessphasen sind gut zu trennen. Das erste Auftreten von Rattern bei $t = t_{(C)}$ macht sich in beiden Signalen in Form erhöhter Peaks bemerkbar.

In Bild 4.6 sind die Reitstockbeschleunigung a_T die Werkstückschwingung y_w und die Schleifkraftkomponente F_{Sy} dem U_{RMS} Signal des AE-Sensors gegenübergestellt und gegenseitig miteinander korreliert. Während sich der Verlauf von Kraft- und Wegsignal ähneln, vgl. Abschnitt 4.2.3, unterscheiden sich Körperschall- und Beschleunigungssignal optisch deutlich vom Wegsignal, s. Abschnitt 4.2.2.

Die Kreuzkovarianzfunktionen Φ_{xy}^0 der Signale wurden herangezogen, um die vorhandenen Ähnlichkeiten der Signale im Zeitbereich aufzuzeigen. Wie anhand der Verläufe von Φ_{xy}^0

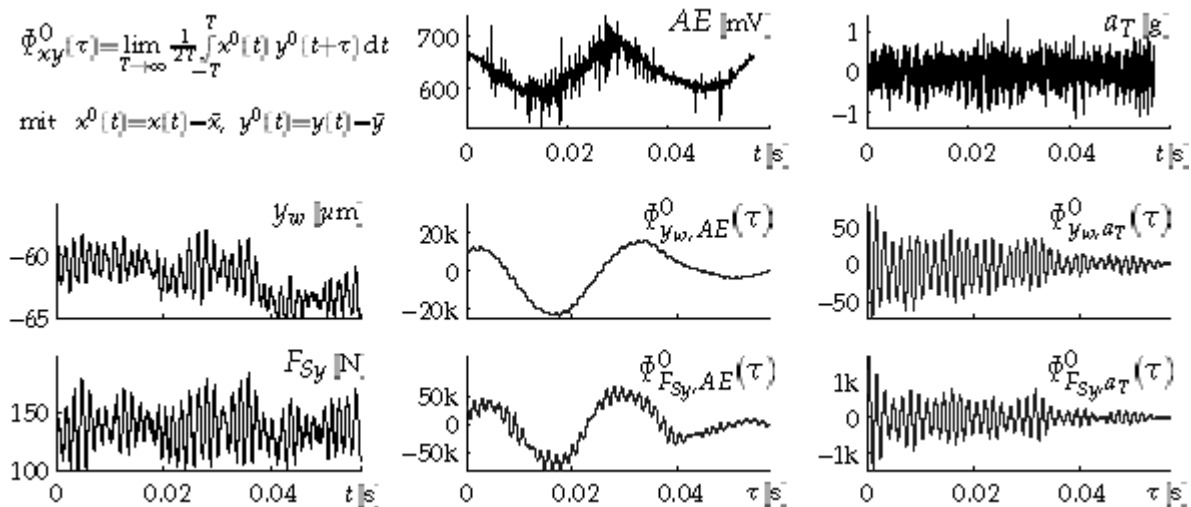


Bild 4.6: Kreuzkovarianzen Φ_{xy}^0 von F_{Sy} und y_w mit AE (U_{RMS}) und a_T

zu sehen ist, ist die Reitstockbeschleunigung a_T deutlich mit den dynamischen Anteilen im Ratterfrequenzband von y_w und F_{Sy} korreliert, während diese Frequenzanteile in den Korrelationen mit dem Körperschallsignal, d. h. in $\Phi_{F_{Sy}, AE}^0(\tau)$ sowie insbesondere in $\Phi_{y_w, AE}^0(\tau)$ nur mit sehr geringer Amplitude erscheinen. In den letztgenannten beiden Graphen zeigt sich hauptsächlich die „langsame“ Schleifscheibendrehzahl mit ihrer Signalperiode $T_S = 31$ ms.

Für die Betrachtung der Ratterdynamik innerhalb dieser Arbeit hat Körperschall daher nur eine untergeordnete Bedeutung, da die Korrelation des gefilterten, gemittelten Körperschallsignals mit der eigentlichen Werkstückschwingung nur gering ist. Aufgrund dessen sowie der oben genannten Untersuchungen von TÖNSHOFF UND INASAKI, HUNDT ET AL. und WEBSTER ET AL. wurde darauf verzichtet, weitere AE-Sensoren einzusetzen, um beispielsweise höherfrequente Signalanteile in der Nähe der Korneingriffsfrequenz von ca. 100 kHz zu erfassen. Der Körperschall im Frequenzbereich unterhalb von 10 kHz wird von den verwendeten Beschleunigungssensoren mit erfasst, s. Abschnitt 4.2.2.

4.2.2 Beschleunigungen

Beschleunigungsaufnehmer auf Basis des piezoelektrischen Effekts werden in zahlreichen wissenschaftlichen Arbeiten eingesetzt, um Ratterschwingungen während des Prozesses zu detektieren, z. B. von ALLDIECK (1994), FU ET AL. (1996) oder KLOTZ (1987). Da beim Rundschleifen sowohl Werkzeug als auch Werkstück rotieren, werden Beschleunigungssensoren für in-situ Messungen in der Regel auf der nicht rotierenden Reitstockspitze oder dem Reitstock befestigt. DIETRICH (1985) verwendet Aufnehmer im Inneren der Schleifscheibe, deren Daten durch ein Telemetriesystem übertragen werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Beschleunigung der Reitstockspitze $\ddot{X}_T = [a_T = a_{Ty}, a_{Tz}]'$ mittels zweier Miniatur-Aufnehmer, Typ 4375, der Firma Brüel&Kjær über Ladungsverstärker des Typs 2635 mit integrierten analogen 10 kHz Tiefpass-Filtern aufgezeichnet.

Für allgemeine Schwingungs- und Modalanalysen wurden Miniatur-Sensoren von Typ 303A der Firma PCB und Verstärker des Typs 482 A16 eingesetzt. Diese verfügen über einen

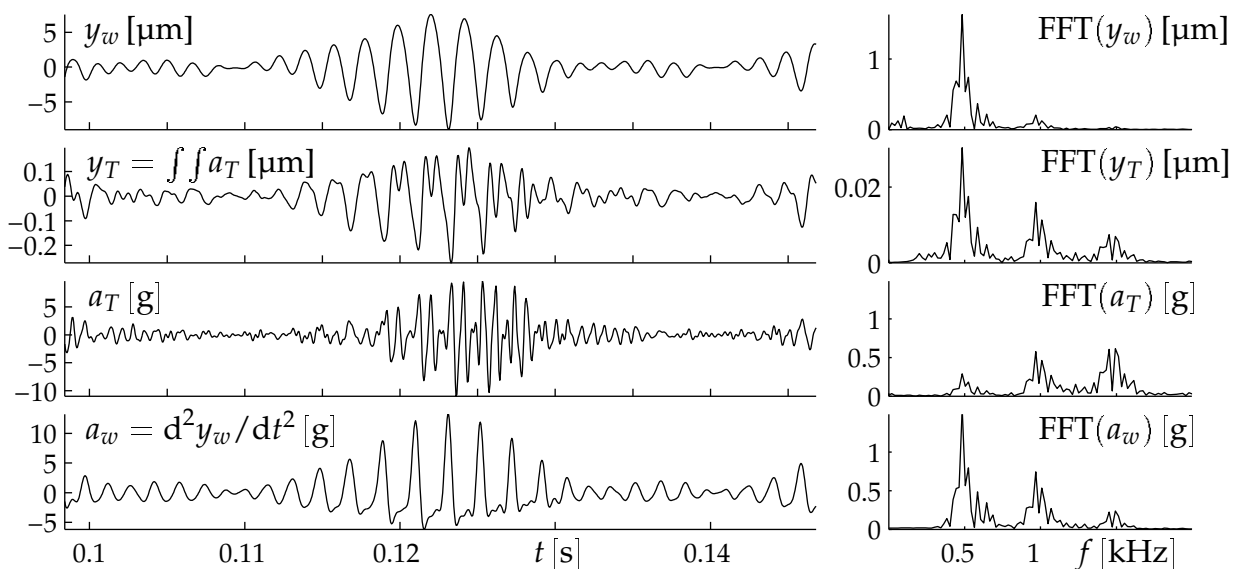


Bild 4.7: Vergleich von Werkstück- und Reitstockbewegung

integrierten Ladungswandler und liefern am Ausgang ein Spannungssignal an Stelle von Ladungen. Dadurch sind sie nahezu unempfindlich gegenüber Ladungsschwankungen, die bei herkömmlichen Sensoren z. B. in den Anschlusskabeln auftreten, sobald diese großen Bewegungen ausgesetzt sind.

Wie anhand der Ergebnisse aus Bild 4.6 ersichtlich ist, ist die Reitstockbeschleunigung mit der Werkstückschwingung korreliert. Aus der Reitstockbeschleunigung bzw. seiner Auslenkung kann jedoch nur bedingt auf die Werkstückbewegung im Schleifkontakt geschlossen werden.

In Bild 4.7 sind Zeitsignal und Spektrum der mit Wirbelstromwegsensoren gemessenen normalen Werkstückauslenkung y_w , der aus dem numerisch zweifach integrierten Beschleunigungssignal ermittelten Reitstockauslenkung y_T gegenübergestellt. Die Bewegung des Reitstocks y_T hat Anteile der doppelten Frequenz der Werkstückbewegung und wird bei großen Amplituden umgelenkt, was auf Stoßvorgänge in den Zentrierspitzen schließen lässt. Im Spektrum von y_T macht sich dieses dadurch bemerkbar, dass neben den Maxima bei der Ratterfrequenz auch Gruppen von Peaks bei den Harmonischen der Ratterfrequenz auftreten. Im Spektrum des ursprünglichen Beschleunigungssignals können sogar die Harmonischen der tatsächlichen Ratterfrequenz das Frequenzspektrum dominieren.

Diese Ergebnisse zeigen deutlich, dass Beschleunigungsaufnehmer nur bedingt verwendet werden können, sofern Rückschlüsse auf Werkstückschwingungen und die Ratterfrequenz zu ziehen sind. Insbesondere für große Amplituden muss untersucht werden, ob ihr Übertragungsverhalten ausreichend linear ist. Der Kontakt zwischen Spitze und Zentrierbohrung, der in Kapitel 6 diesbezüglich näher untersucht wird, führt u. a. bei großen Amplituden zu deutlich nichtlinearem Verhalten. Die Übertragungsfunktionen zwischen Reitstockspitze $a_T(j\omega)$ und Werkstückmitte $a_w(j\omega)$ für freie Schwingungen und für den Fall unterschiedlicher Kontaktkräfte zwischen Werkstück und Schleifscheibe unterscheiden sich deutlich, Bild 4.8. Eine Kalibrierung des Sensors, die eine sichere Aussage über den Schwingungszustand des Werkstücks zulässt, ist somit nicht möglich.

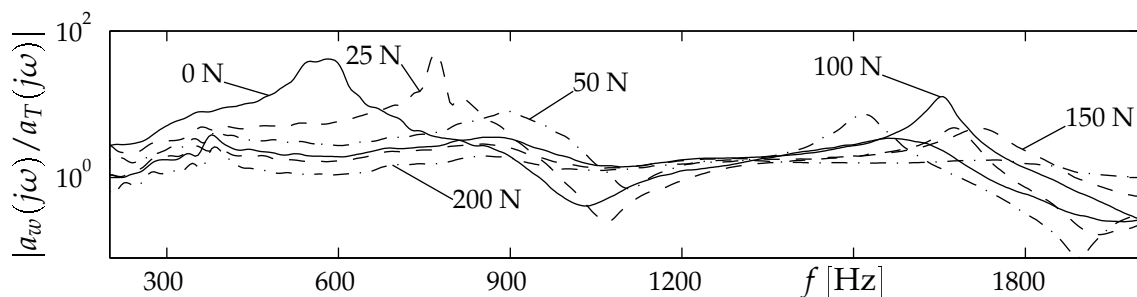


Bild 4.8: $a_w(j\omega) \mapsto a_T(j\omega)$: Beschleunigungsübertragung bei Kontaktkraftvariation

4.2.3 Schleifkräfte

Ein 3-Komponenten-Kraftsensor auf Piezo-Basis der Firma KISTLER, Typ 9251A, wurde in die feststehende Zentrierspitze des Werkstückspindelstocks integriert, vgl. CHEN (1990) und CZENKUSCH (2000). Zum Schutz vor Kühlschmiermittel wurde der Sensor in einem Überdrucktopf gekapselt, der auch die Mitnehmerwippe des Werkstückantriebs trägt, Bild 4.9. Anschlusskabel und Druckluftversorgung werden durch die Zentrierspitze herausgeführt.

Die Mitnehmerwippe wurde in Anlehnung an die Arbeit von POPP (1992) konstruiert und dient dazu, die unvermeidliche Unsymmetrie der eingeleiteten Antriebskräfte deutlich zu reduzieren, die zu Querkräften am Sensor führt. Wie POPP ausführlich diskutiert, lässt sich diese harmonische Störung mit der Werkstückdrehfrequenz durch eine geeignete schmale Bandsperre vollständig kompensieren. Sofern Werkstückwelligkeiten der Ordnung eins vorliegen, werden entsprechende Kraftschwankungen durch einen Hochpass ebenfalls beseitigt. Aufgrund der Einbausituation und der hohen Steifigkeit des Piezosensors ist die Steifigkeit der Werkstückaufnahme nicht beeinträchtigt.

Durch speziell abgeschirmte Kabel der Firma KISTLER wird der bei Piezosensoren typische Ladungsverlust bzw. die Drift auf ein Minimum begrenzt, so dass mit dem verwendeten Sensortyp auch quasistatische Messungen möglich sind. Eigene Untersuchungen haben gezeigt, dass die Zeitkonstante des Systems dabei in der Größenordnung von zehn Minuten liegt.



Bild 4.9: Piezo-Kraftsensor in der Zentrierspitze

Die Ausgangssignale des Kraftsensors in der Schleifebene $F_W = [F_{Wy}, F_{Wz}]'$ wurden statisch mit Hilfe von Gewichten kalibriert. Eine dynamische Kalibrierung, die für unterschiedliche Kontaktsituationen und Schwingungsamplituden des Werkstücksystems Gültigkeit besitzt, ist aus systematischen Gründen nicht möglich. In Bild 4.10 sind die Übertragungsfunktionen des Sensors in Normalkraftrichtung für die Kontaktkräfte $F_{Sy}^{stat} = 150\text{ N}$ und $F_{Sy}^{stat} = 0\text{ N}$ gegenübergestellt. Wie diese Ergebnisse zeigen, misst der Sensor an seiner Position in der Zentrierspitze einerseits die Schleifkräfte, die von außen auf das Werkstück einwirken, andererseits werden Trägheitskräfte aufgrund von Werkstückschwingungen erfasst.

Da die Resonanzfrequenz des Werkstücksystems und damit die Übertragungsfunktion des Sensors mit der aktuellen Kontaktsituation zwischen Werkstück und Schleifscheibe variiert, s. Kapitel 6, ist eine Kompensation der genannten Trägheitseinflüsse nicht möglich. Es besteht keine Möglichkeit, zwischen dynamischen Schleifkräften und Trägheitskräften zu trennen.

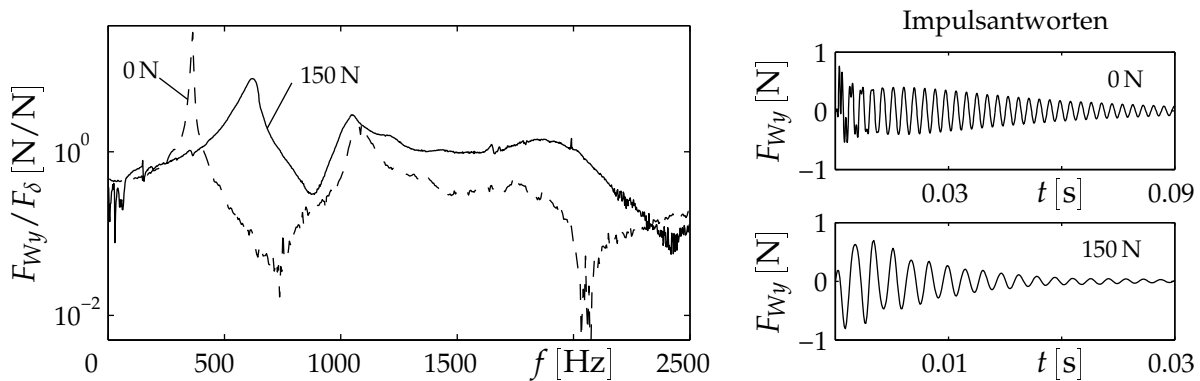


Bild 4.10: Übertragungsfunktionen und zugehörige Impulsantworten des Kraftsensors

Um die quasi-statischen Anteile der Schleifkraft zu bestimmen, kann das Signal mit einem Tiefpass oder mittels eines gleitenden Mittelwertes gefiltert werden.

CUNTZE (1966) verwendet seinen 2-Komponenten DMS-Kraftsensor in der Reitstockspitze, um auf die Werkstückbewegung zu schließen. Wie in Bild 4.11 anhand eines Vergleichs von Weg- und Kraftsignal gezeigt wird, ist dieses in erster Näherung möglich. Aussagen über die Ratterfrequenz sind anhand des Kraftsignals sehr gut zu treffen. Bezüglich des Amplitudenverlaufs sind aus genannten Gründen nur qualitative Vergleiche möglich. Für Schwingungen in Richtung der Schleifscheibe, d. h. für negative y_w , zeigt das Kraftsignal F_{Wy} beispielsweise einen annähernd harmonischen Verlauf, während y_w deutlich spitz zuläuft.

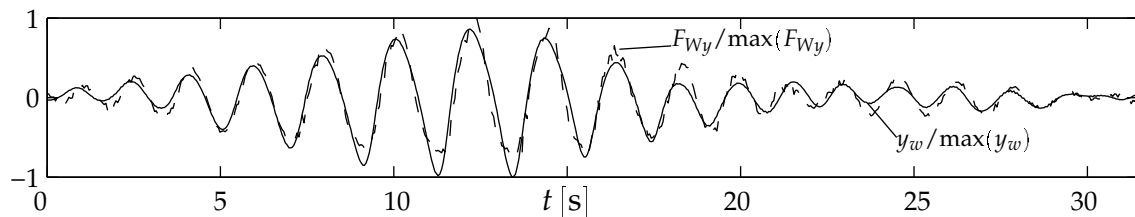


Bild 4.11: Kraft- und Wegsignal im Vergleich

4.2.4 Induktive Wegaufnehmer

Induktive Wegaufnehmer wurden am Versuchsstand zur Aufzeichnung der Zustellung während der Schleifversuche sowie zur Bestimmung der Oberflächenkonturen nach dem Versuch eingesetzt.

Zur Aufzeichnung der Vorschubbewegung wurden zwei Tauchspulen des Typs W2K der Firma HBM mit freiem Tauchanker und einem Nennmessbereich von $q_N = \pm 2 \text{ mm}$ eingesetzt. Diese wurden links und rechts an der Rückseite des Vorschubschlittens angebracht. So konnte neben der Vorschubbewegung auch sichergestellt werden, dass kein Verkippen oder Dreh-schwingungen des Schleifspindelkopfes auftreten.

Zur Bestimmung der Oberflächenkontur des Werkstücks nach einem Schleifvorgang wurde die geschliffene Fläche mit einem induktiven Wegtaster vom Typ W1K ($q_N = \pm 1 \text{ mm}$) mit Rubinkugel an der Spitze abgetastet.

Von einer in-situ Messung der Werkstückoberfläche, z. B. mit zwei Sensoren nach dem von FOTH (1989) vorgeschlagenen Verfahren, bei dem Schwingungs- und Oberflächenanteile der Signale rechnerisch getrennt werden, wurde abgesehen, da eine mögliche Beeinflussung der Ratterschwingungen durch die Tastköpfe nicht auszuschließen war. Die Wegtaster werden über eine Feder an das Messobjekt gedrückt und haben dadurch eine nicht zu vernachlässigende Eigendynamik, die bei hohen Frequenzen durch die auftretenden Beschleunigungen außerdem zu Messfehlern führen kann.

Die maximale Beschleunigung des Tastkopfes, bevor ein Abheben auftreten kann, beträgt $a_{zul} = 30 \text{ m/s}^2$. Bei Ratterfrequenzen von $f_R = 480 \dots 650 \text{ Hz}$ kann der Sensor bei Prozessdrehzahl $n_w = 1/\text{s}$ Amplituden von korrespondierenden Welligkeiten im Bereich von $3,3 \dots 1,8 \mu\text{m} = a_{zul} \cdot (2\pi \cdot f_R)^{-2}$ erfassen. Zur Aufnahme größerer Amplituden nach heftigem Rattern wurde das Werkstück über einen zusätzlichen Motor mit einem Riementrieb langsam gedreht. Der alternative Einsatz von berührungslosen Laser- oder Wirbelstrom-

wegaufnehmern (WWA) war aufgrund von Störungen durch Kühlschmiermittel bzw. bei den WWA durch zu große Messpunkte ausgeschlossen.

Für eine Bestimmung der Schleifscheibenoberfläche, s. Bild 5.12, wurde ebenfalls ein Sensor vom Typ W1K eingesetzt. Aufgrund der abrasiven Schleifkörner wurde der Rubinkopf durch eine spielfreie Hartmetall-Messrolle mit einem Durchmesser von 8 mm ersetzt, wie sie auch DAVID (1997) verwendet. Diese rollt auf der Schleifscheibe bei geringer Umfangsgeschwindigkeit verschleißarm ab. Die Schleifspindel wurde hierzu über den Werkstückantrieb mit einem Riemen langsam gedreht.

Über den nachgeschalteten Trägerfrequenzmessverstärker der Firma HBM vom Typ MGC/ML55 war eine bis zu 10-fache Verstärkung der analogen Signale möglich. Die maximale Wegauflösung bei 12-Bit A/D-Wandlung liegt bei $2q_N/(10 \cdot 2^{12}) \approx 0,05 \mu\text{m}$ beim Sensortyp W1K.

4.2.5 Inkrementelle Drehgeber

Die Winkelinformationen für die Oberflächenmessungen lieferten hochauflösende inkrementelle Drehgeber des Typs 466 der Firma HEIDENHAIN. Bei einer Strichzahl von 5000 und 4fach-Auswertung des Gebers auf der Schleifspindel ergibt sich für die Schleifscheibenoberfläche eine Winkelauflösung von $1,08'$. Dieses entspricht einer Länge von $50 \mu\text{m}$. Für die Werkstückoberfläche wurde ein Geber mit 2000 Strichen verwendet, der mit einer Übersetzung von $i = 10$ an den Werkstückantrieb gekoppelt ist, s. Bild 4.3. Es ergibt sich eine Auflösung von $16,2'' \hat{=} 3,1 \mu\text{m}$.

Für die Drehzahlmessungen im Schleifbetrieb wurden nur die Rundenimpulse der Geber (TTL-Signal) über den A/D-Wandler ausgewertet, da einerseits ein sicheres Auslesen der inkrementellen Zähler bei der benötigten hohen Summenabtastrate seitens der verwendeten Hardware nicht gewährleistet war, und andererseits die Drehzahlen n_S und n_w als konstant betrachtet werden können.

4.2.6 Luftschall

LINDSAY (1997) verwendet Mikrofon und Kopfhörer, um die *Ratterfreie Schleifzeit* zu bestimmen. Die Firma PROMETEC bietet ein Horchsystem zur Prozessüberwachung an. Der in Abschnitt 4.2.1 genannte Körperschallsensor wird dazu im hörbaren Frequenzbereich ausgewertet. Das akustische Signal wird in den Kopfhörer des Maschinenbedieners übertragen, der bei einer Signalveränderung sofort reagieren kann. Das menschliche Ohr ist im Schleifbetrieb einer der zuverlässigsten Ratterdetektoren, der im automatisierten Betrieb oder in lauten Werkhallen jedoch nur selten verfügbar ist. Da selbst ein unerfahrener Maschinenbediener in der Lage ist, die Änderung des Schleifgeräusches beim ersten Beginn von Ratterschwingungen mit dem Gehör wahrzunehmen, wurde der Luftschall mit aufgezeichnet. CUNTZE (1966) hat anhand von Messschriften belegen können, dass dieser mit den Werkstückschwingungen beim Rattern korreliert ist.

Während der Schleifversuche wurde ein Richtmikrofon des Typs MKH 50 der Firma SENNHEISER in einem Abstand von ca. 20 cm aus verschiedenen Positionen auf die Schleifkontaktzone gerichtet. Eine Korrelation zwischen Schallsignal und Werkstückschwingungen war

jedoch nicht festzustellen, da das Rattersignal sich hinsichtlich der Amplitude nicht ausreichend vom hohen allgemeinen Rauschpegel abhebt.

4.2.7 Wirbelstromsensoren

Zur Analyse von Ratterschwingungen werden in dieser Arbeit erstmalig Wirbelstromwegaufnehmer (WWA) eingesetzt, um die Werkstückauslenkungen in normaler und tangentialer Richtung direkt zu messen. Die Sensoren der Firma Bruel&Kjær -Vibro vom Typ SD-052 sind während des Schleifens auf einen Messabsatz direkt neben dem Absatz, der abgeschliffen wird, gerichtet, wie in Bild 4.12 zu sehen ist. Zwei weitere Sensoren waren auf den Flansch der Schleifscheibe gerichtet, wie in der rechten Aufnahme in Bild 4.12 zu sehen ist. Die Sensoren arbeiten mit einem Luftspalt $\delta_A \approx 1 \dots 2 \text{ mm}$ und liefern ein Ausgangssignal von $-7 \dots -23 \text{ V}$. Zur Auswertung am A/D-Wandler wurde eine Verstärkereinheit mit der Möglichkeit zum Nullabgleich aufgebaut, wie in Bild 4.3 skizziert. Bei maximaler Verstärkung liefern die Sensoren $800 \text{ mV} / \mu\text{m}$.

Relevante Eigenschwingungen der Sensorhalter, die am Werkstücktisch befestigt waren, wurden anhand von FEM-Analysen, Ausschwingversuchen sowie mit Beschleunigungsaufnehmern auf dem Halter während der Schleifversuche nicht festgestellt.



Bild 4.12: Wirbelstromwegaufnehmer an Werkstück und Schleifscheibenflansch

Messprinzip

Unter Einfluss einer 20 kHz Trägerfrequenz bildet sich an der Sensorspitze ein elektromagnetisches Feld. Sobald elektrisch leitfähiges Material in die Nähe der Aufnehmer kommt, wird über den Luftspalt δ_A ein Wirbelstromfeld im Material induziert, das wiederum das elektromagnetische Feld des Sensors schwächt. Die Spannung U_A , die am Sensor anliegt, verändert sich dabei linear mit δ_A .

Kühlschmiermittel

Geringe Mengen von nur schwach leitfähigem Kühlschmiermittel auf dem Messabsatz, s. Bild 4.12 (links), sowie darin ggf. enthaltene Schleifspäne beeinflussen das Wegsignal nicht, da keine nennenswerten Wirbelströme darin induziert werden. Bei einer elektrisch leitenden Verbindung zwischen Aufnehmer und Wellenabsatz durch größere Tropfen Kühlschmiermittel wird das Signal unbrauchbar, so dass der Messabsatz durch ein Blech gegen ständiges Anspritzen der Flüssigkeit geschützt werden muss.

Signalqualität

Präzise Messungen mit Wirbelstromsensoren bei hohen Verstärkungen werden durch Inhomogenitäten im Werkstückmaterial erschwert. Der Sensor zeichnet diese über einer Werkstückumdrehung als wiederkehrendes Muster auf, wie im Signalverlauf oben links in Bild 4.13 zu sehen ist: Nach drei Werkstückumdrehungen Luftschleifen beginnt ein Schleifvorgang mit Ratterschwingungen. Die sichtbare „Welligkeit“ des Messabsatzes ist keine Form- oder Rundlaufabweichung.

Da diese Welligkeit des Signals durch Glühen des Werkstücks reduziert werden kann, ist sehr wahrscheinlich, dass der WWA auf Versetzungen im Materialgefüge reagiert. Geringere Welligkeiten um einen Faktor von ca. 1,5 ergeben sich, wenn unlegierter statt legiertem Stahl verwendet wird. Um einen Faktor von ca. 5 geringere Welligkeiten lieferte eine Testmessung auf Aluminium, das durch seine kubisch flächenzentrierte Gitterstruktur ein homogenes Gefüge aufweist und weniger Versetzungen enthält als Stahl.

Durch die so eingeschränkte Möglichkeit der zusätzlichen Verstärkung betrug die nutzbare Empfindlichkeit der Sensoren $200 \text{ mV}/\mu\text{m}$ in einem Frequenzbereich von $0 \dots > 5 \text{ kHz}$. Das Grundrauschen der Sensoren liegt dabei unterhalb von $0,1 \mu\text{m}$ und kann durch ein nachgeschaltetes digitales Tiefpassfilter offline nutzsinalneutral weiter reduziert werden. Der Durchmesser des Messabsatzes wurde mit $d = 40 \text{ mm}$ ausreichend groß gewählt, um eine gegenseitige Störung des horizontalen und vertikalen Sensors zu vermeiden, die bei geringeren Wellendurchmessern $d < 35 \text{ mm}$ auftritt.

Störsignalkompensation

Zur online-Korrektur der Störungen durch Material-Inhomogenitäten lässt sich das Störsignal $w(\varphi_w)$ in Abhängigkeit des Werkstückwinkels φ_w während des Luftschleifens aufzeichnen und im Prozess vom Wegsignal phasenrichtig abziehen.

Wenn die genaue Winkelinformation im Schleifbetrieb nicht verfügbar sind, s. Abschnitt 4.2.5, kann ein Verfahren eingesetzt werden, das offline einen Korrektur-Spline berechnet: Als Stützstellen des Splines werden die Mittelwerte aus Signalabschnitten der Länge T_m gewählt. Der Korrektur-Spline berücksichtigt sowohl die Änderung der unregelmäßigen Werkstückdrehzahl beim Einstechen als auch die quasi-statische Auslenkung des Werkstücks in Abhängigkeit von der Schleifkraft, Bild 4.13. Wird der Zeitbereich, den das Filter auswertet,

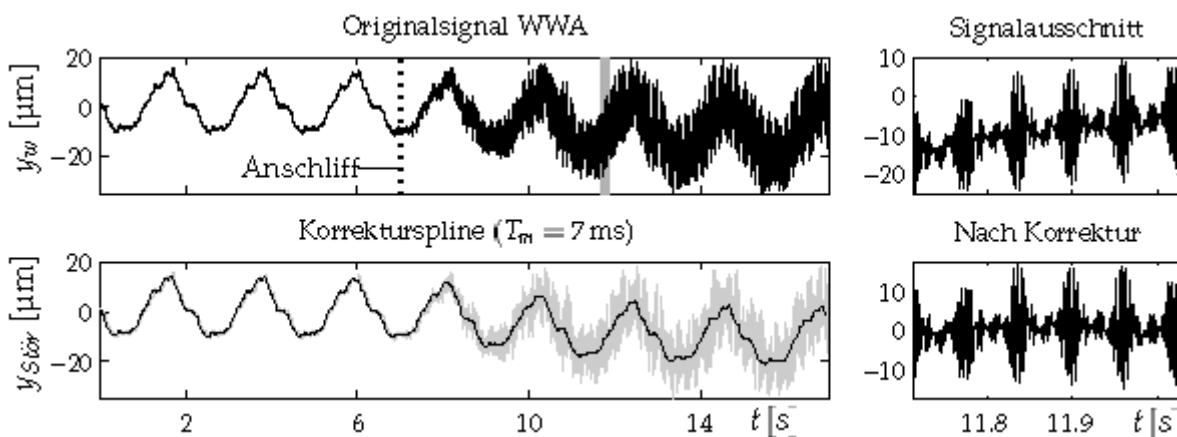


Bild 4.13: Wirbelstrom-Sensorsignale und Störkompensation

gegenüber der Ratterfrequenz groß gewählt, bleibt die Ratterinformation vollständig erhalten. Verwendet wurde $T_m = 0,07$ s, was einer Frequenz von 14,3 Hz entspricht. Gegenüber einem Hochpassfilter dieser Frequenz werden durch den Korrektur-Spline auch die nichtharmonischen Komponenten der Störung beseitigt, deren Frequenzanteile oberhalb von 14,3 Hz liegen.

Für die in den folgenden Kapiteln dargestellten Kurzzeitanalysen im Zeit- und Frequenzbereich wurden Abschnitte des Wegsignals gewählt, in denen die Störung einen linearen Verlauf hat, dessen Anteil durch den Spline oder das genannte Hochpassfilter von 15 Hz vollständig beseitigt wurde.

4.2.8 Übersicht Sensorik

In Tab. 4.1 werden die verwendeten Sensoren in Bezug auf Industrietauglichkeit, technischen Aufwand und Preis sowie in Hinblick auf die Zielstellung dieser Arbeit, d. h. Erfassung der Werkstückschwingungen und Ratterdetektion, zusammenfassend bewertet.

Für eine hinreichende Analyse der Werkstückschwingungen im Prozess liefern die Wirbelstromwegaufnehmer berührungslos das direkte und als einziger Sensortyp das lineare Wegsignal, ohne den Prozess zu beeinflussen. Neben den systematischen Störungen des Signals, ist aber der technische Aufwand (Referenzzyylinder, Spritzschutz, Justage) sehr groß. Zur Analyse von Systemschwingungen ist dieser Typ Aufnehmer dennoch unbedingt zu empfehlen.

Stehen keine WWA zur Verfügung oder ist eine Beeinflussung des Prozesses nicht von Bedeutung, können berührende Wegtaster bis zu ihrer mechanischen Grenzfrequenz eingesetzt werden. Ein Kraftsensor in der Zentrierspitze liefert eine akzeptable Näherung für die Werkstückauslenkungen. Er ist aber nicht in der Lage, Schleif- und Trägheitskräfte zu trennen.

Körperschall und Reitstockbeschleunigung erlauben keine gesicherten Rückschlüsse auf die Werkstückdynamik in der Kontaktzone, sind aber als einzige der untersuchten Aufnehmer unbedingt industrietauglich und zeichnen sich durch einen im Vergleich geringen Preis und Einbauaufwand aus.

Tabelle 4.1: Einsatzmöglichkeiten von Sensoren beim Außenrundscheifen

Sensortyp/Signal	Erfassung der Werkstückbewegung	Rattererkennung	Systematische Störungen	Technischer Aufwand	Preis	Industrietauglichkeit
Wirbelstrom-Sensoren	++	++	-	-	O	O
Reitstockbeschleunigung	O	+	++	++	++	++
Kraftsensor in der Spitze	+	++	-	-	-	O
Körperschall $f > 1\text{kHz}$	-	+	++	++	O	++
Mikrofon	--	--	++	++	++	O
Wegtaster	+	O	O	+	O	+

Bewertung: (-) negativ, (+) positiv, (O) neutral

4.3 Schwingungsanalyse

Das Kapitel 6 dieser Arbeit beschäftigt sich mit der Systemnachgiebigkeit der untersuchten Schleifmaschine. Die hierzu verwendeten Sensoren und Aktoren sind in Bild 4.14 im Überblick dargestellt und werden im Folgenden beschrieben.

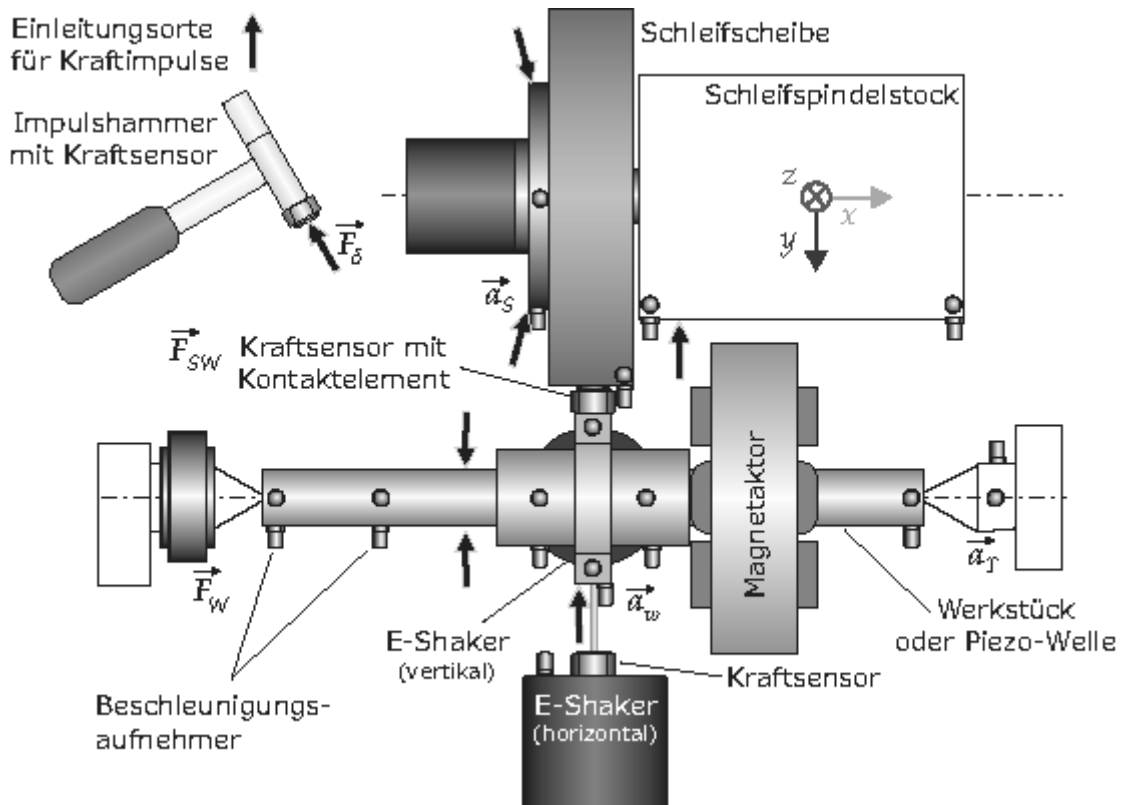


Bild 4.14: Sensoren und Aktoren für die Schwingungsmessung

Sensorik

Die Aufnahme der Systemantwort im Stillstand der Maschine erfolgte mit Miniatur-Beschleunigungsaufnehmern, die auf der zu untersuchenden Struktur mit Wachs befestigt wurden. Bei Messungen an rotierenden Bauteilen wurden die Auslenkungen mit Wirbelstromwegaufnehmern am Werkstück und am Schleifscheibenflansch direkt aufgenommen, s. Bild 4.4. Die Erregerkräfte wurden mit Bruel&Kjær Piezo-Kraftsensoren vom Typ 8200 gemessen, s. Bild 4.15. Für Darstellungen im Frequenzbereich wurden Beschleunigungsspektren per Division durch $-\omega^2$ in Wegspektren umgerechnet. Für Darstellungen im Zeitbereich wurden Beschleunigungssignale numerisch zweifach integriert.

Aktoren

Zur Schwingungserregung kamen ein Impulshammer, elektrodynamische Kräfteerzeuger (E-Shaker) und Magnetaktoren zum Einsatz, Bild 4.15 (A) und (B) bzw. Abschnitt 4.5. Für die relative Kräfteanregung im Kontaktpunkt wurde eine *Piezo-Welle* konstruiert, die einen handelsüblichen Piezo-Translator des Typs P-244.10 der Firma PI sowie einen Kraftsensor des Typs 8200 der Firma Bruel&Kjær aufnehmen kann, Bild 4.15 (C) und (D).

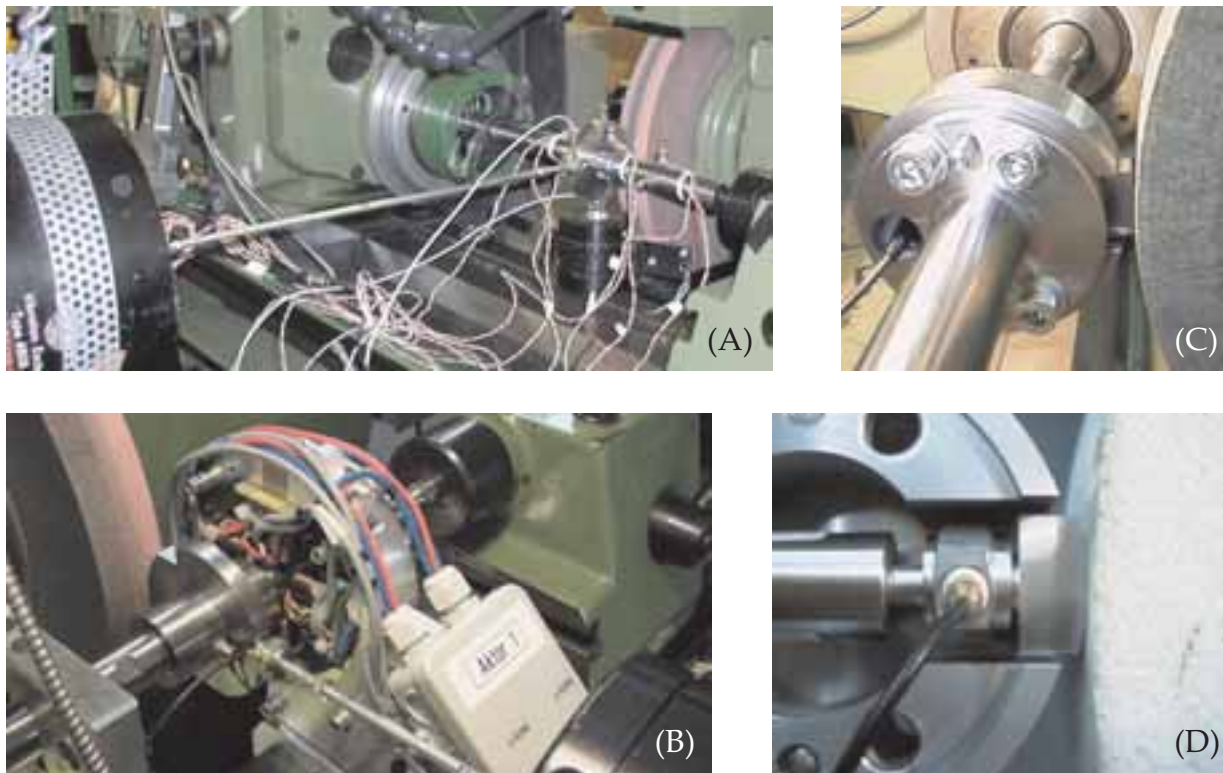


Bild 4.15: Piezoelektrische, magnetische und elektrodynamische Aktoren am Versuchsstand

Während E-Shaker und Piezo-Welle nur eine Anregung im Stillstand der Maschine erlauben, können der Impulshammer und die Magnetaktoren auch im Betrieb, d. h. bei rotierendem System und im Schleifeingriff unter Kühlschmiermittel eingesetzt werden.

Die Messanordnung für Aktoren und Beschleunigungssensoren ist in Bild 4.15 zu sehen. Die Sensor- und Aktorpositionen können Bild 4.14 entnommen werden.

Software

Die Schwingungsmessungen wurden hauptsächlich mit dem Programm MEDUSA der Firma MAHRENHOLTZ & Partner aufgenommen und ausgewertet sowie mit dem Schwingungsanalyse-System CADA-X der Firma *Leuven Measurements Systems* (LMS) und dem Programm MATLAB.

MEDUSA, CADA-X sowie MATLAB stellen Curve-Fitting Routinen zur Verfügung, die mit Hilfe nichtlinearer Optimierungsverfahren, die modalen Parameter vom Benutzer auszuwählender Resonanzstellen im Frequenzbereich ermitteln und die synthetisierte Übertragungsfunktion der gemessenen gegenüberstellen.

MEDUSA bietet darüber hinaus die Schwingungsanalyse im Zeitbereich (VATD - *Vibration Analysis in Time Domain*) an, GRABOWSKI (2002), bei der die analysierten Signalabschnitte präzise ausgewählt werden können und die Qualität bzw. Deckung des Fits im Zeitsignal überprüft werden kann. MEDUSA eignet sich somit sehr gut für die Untersuchung nichtlinearer Systeme.

4.4 Stepped-Sinus Anregung mit geregelter Kraftamplitude

Das dynamische Übertragungsverhalten einer Schleifmaschine weist deutliche Nichtlinearitäten auf, auf die z. B. SABOTKE (1988) in seiner Arbeit explizit hinweist. Um eine unbekannt systematische Verfälschung des Frequenzganges durch Nichtlinearitäten zu vermeiden oder um nichtlineare Effekte gezielt zu untersuchen, wird im Allgemeinen eine frequenzdiskrete Anregung mit geregelter Kraftamplitude empfohlen.

In MATLAB/Simulink wurde hierzu der im Folgenden beschriebene Stepped-Sinus-Generator für den Einsatz mit dSPACE Prozessrechnern und elektrodynamischen oder magnetischen Aktoren entwickelt. Aufgrund einer frequenzdiskreten Amplitudenregelung ist der Algorithmus speziell für den Einsatz an nichtlinearen Systemen geeignet. Auch piezoelektrische Aktoren können verwendet werden, sofern die Längenänderung des Aktors klein ist, und das nichtlineare Kraft-Weg-Verhalten des Piezokristalls vernachlässigt werden kann.

Der prinzipielle Aufbau ist in Bild 4.16 skizziert. Dieser besteht aus den Grundblöcken: Sinus/Cosinus-Generator, FOURIER-Demodulator und PID-Regler.

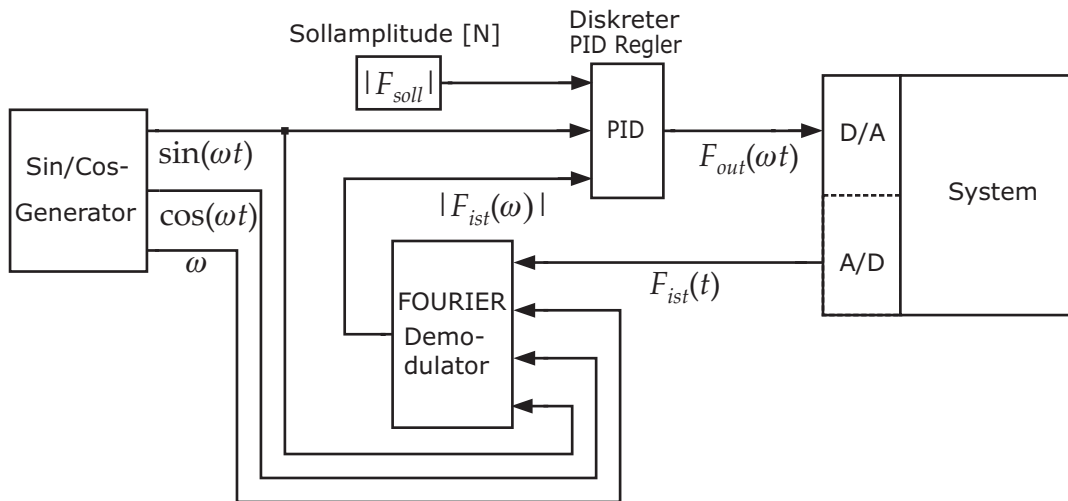


Bild 4.16: Aufbau des Stepped-Sinus Generators mit geregelter Kraftamplitude

Das Signal $x_1(t) = 1 \cdot \sin(\omega t)$ aus einem Sinus-Cosinus-Generator wird in einem PID-Regler mit dem Betrag der Sollamplitude $|F_{Soll}|$ gewichtet und über einen D/A-Wandler als Stellgröße $F_{Soll}(\omega t)$ auf den Leistungsverstärker des jeweiligen Aktors gegeben. Über einen A/D-Wandler wird das Signal des Kraftsensors, die Regelgröße $F_{ist}(\omega t)$, in das Blockschaltbild zurückgeführt. In einem sogenannten FOURIER-Demodulator wird auf Basis einer FOURIER-Reihenentwicklung, Gl. (4.1), die Amplitude von $F_{ist}(\omega t)$ bei der Anregungskreisfrequenz ω bestimmt, s. BRONSTEIN UND SEMENDJAJEW (1991).

$$\begin{aligned}
 |F_{ist}(\omega)| &= \sqrt{a_1^2 + b_1^2} & \text{mit } a_1 &= \frac{\omega}{\pi} \int_0^T F_{ist}(t) \cos(\omega t) dt \\
 & & b_1 &= \frac{\omega}{\pi} \int_0^T F_{ist}(t) \sin(\omega t) dt \\
 & & \text{mit } T &= \frac{2\pi}{\omega}
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

Der Einfluss von Signalen anderer Frequenz auf die Amplitude des Kraftsignals wird somit

nicht berücksichtigt. Der Aufbau des Demodulators in Simulink ist in Bild 4.17 dargestellt.

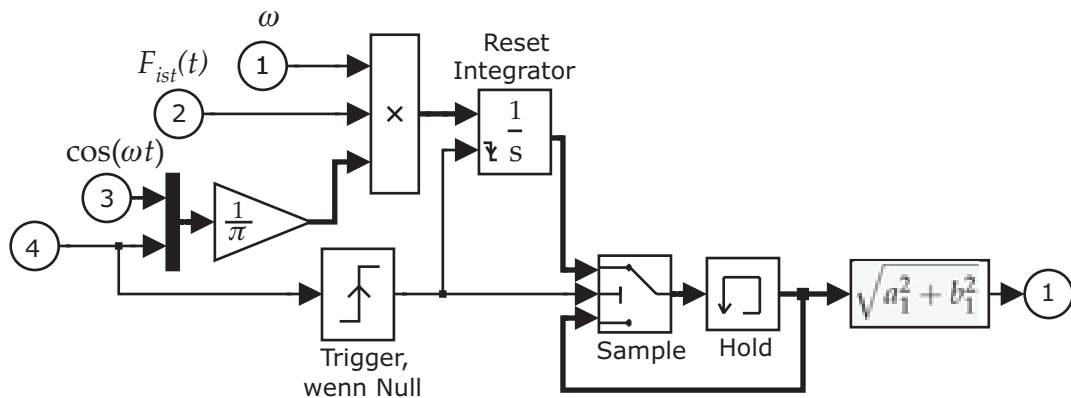


Bild 4.17: FOURIER-Demodulator

Der verwendete Trigger-Block triggert auf den positiven Nulldurchgang des generierten Anregungssignals und stellt so sicher, dass das Integral in Gl. (4.1) jeweils über eine komplette Periodenlänge T gebildet wird. Das Sample & Hold - Glied wird mit dem Trigger aktualisiert und hält den aktuellen Wert von $|F_{ist}(\omega)|$ für eine Periodenlänge T .

Derselbe Trigger-Block wird im eigentlichen Regler eingesetzt, Bild 4.18. Für die Abweichung der Kraftamplituden $e = |F_{soll}(\omega)| - |F_{ist}(\omega)|$, wird für $e \neq 0$ die Amplitude des Anregungssignals beim Nulldurchgang des Sinus verändert und für die Dauer einer Periode mit dem Sample & Hold - Glied gehalten.

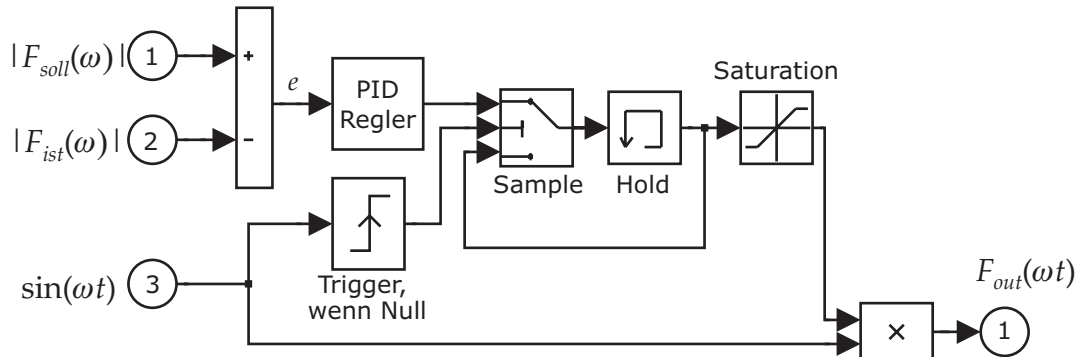


Bild 4.18: Regler mit periodischem Stelleingriff

Ein direkter Sprung in der Stellgröße, durch den das System insbesondere bei Verwendung des schnellen Piezos zu unerwünschten Schwingungen angeregt werden kann, wird dabei vermieden. Für hochdynamische Aktoren wie den Piezo, die äußerst schnell auf Stellgrößenänderungen reagieren können, sollte die Abtastfrequenz gegenüber der höchsten Anregungsfrequenz mindestens um den Faktor 10 höher gewählt werden, so dass nicht bereits das in H_0 -Form diskretisierte Ausgangssignal des D/A-Wandlers eine signifikante Anregung des Systems hervorruft.

Der Regler ist als PID-Regler ausgelegt. Im praktischen Einsatz wurden gute Ergebnisse unter alleiniger Verwendung des P-Anteils erzielt. Der Saturation-Block dient der Stellgrößenbegrenzung.

Zur Bestimmung der dynamischen Nachgiebigkeit

$$G(j\omega) = \frac{x(j\omega)}{F_{soll}(j\omega)} = |G(j\omega)| \cdot e^{j\varphi} = \operatorname{Re}\{G(j\omega)\} + j \operatorname{Im}\{G(j\omega)\} \quad (4.2)$$

bei der Kreisfrequenz ω wird das Zeitsignal der Schwingungsantwort $x(t) = |x| \sin(\omega t + \varphi)$, das wiederum über A/D-Wandler zur Verfügung steht, mit dem Anregungssignal $F_{soll}(\omega t) = |F_{soll}| \sin(\omega t)$ gemäß Gl. (4.3) kreuzkorreliert.

$$\begin{aligned} \Phi_{xy}(\tau) &= \lim_{T \rightarrow \infty} \int_{-T}^T x(t) \cdot F_{soll}(t + \tau) dt \\ &= \lim_{T \rightarrow \infty} \int_{-T}^T |G(j\omega)| \cdot \sin(\omega t + \varphi) \cdot \sin[\omega(t + \tau)] dt \end{aligned} \quad (4.3)$$

Um die Phasenverschiebung durch die A/D-D/A-Wandler zu berücksichtigen, wurde statt $F_{soll}(t)$, das um einen Abtastschritt verzögerte Signal $F_{soll}(t - \Delta t)$ für die Korrelation verwendet.

Ist das System eingeschwungen, kann Gl. (4.4) über k Periodenlängen $T = \frac{2\pi}{\omega}$ gemäß Gl. (4.5) ausgewertet werden. Für ein ideales, störungsfreies System in der Simulation genügt $k = 1$. Für das reale System wurde $k = 40$ verwendet.

$$\begin{aligned} \Phi_{xy}(\tau) &= \frac{\omega}{k \cdot 2\pi} \int_0^{\frac{k \cdot 2\pi}{\omega}} |G(j\omega)| \cdot \sin(\omega t + \varphi) \cdot \sin[\omega(t + \tau)] dt \\ &= \frac{\omega}{k \cdot 2\pi} \int_0^{\frac{k \cdot 2\pi}{\omega}} |G(j\omega)| \cdot \frac{1}{2} \cdot [\cos(\varphi - \omega t) - \cos(2 \cdot \omega t + \omega\tau + \varphi)] dt \\ &= \frac{|G(j\omega)|}{2} \cdot \cos(\varphi - \omega\tau). \end{aligned} \quad (4.4)$$

Aus der Kreuzkorrelation für die Verschiebungen $\tau = 0$ und $\tau = \frac{\pi}{2\omega}$ lassen sich Real- und Imaginärteil von $G(j\omega)$ bestimmen:

$$\begin{aligned} \Phi_{xy}(0) &= \frac{|G(j\omega)|}{2} \cdot \cos(\varphi) = \frac{1}{2} \cdot \operatorname{Re}\{G(j\omega)\} \\ \Phi_{xy}\left(\frac{\pi}{2\omega}\right) &= \frac{|G(j\omega)|}{2} \cdot \cos\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right) = \frac{1}{2} \cdot \operatorname{Im}\{G(j\omega)\}. \end{aligned} \quad (4.5)$$

Hieraus ergeben sich Betrag $|G(j\omega)|$ und Phasenlage φ der Übertragungsfunktion für die Kreisfrequenz ω gemäß

$$|G(j\omega)| = \sqrt{\operatorname{Re}^2\{G(j\omega)\} + \operatorname{Im}^2\{G(j\omega)\}} \quad (4.6)$$

$$\varphi = \arctan \frac{\operatorname{Re}\{G(j\omega)\}}{\operatorname{Im}\{G(j\omega)\}}. \quad (4.7)$$

Für die Anregung wurde aus praktischen Gründen ($\sin(t = 0) = 0$) ein Sinus anstelle eines Cosinus verwendet. Es wurde sozusagen mit dem Imaginärteil eines Signals angeregt. Die Darstellung der Phase in Gl. (4.7) ist somit für das betrachtete System korrekt, d. h. Realteil und Imaginärteil sind gegenüber der Standarddarstellung vertauscht.

Die Auswertung der Kreuzkorrelation geschieht online auf dem dSPACE -System. Die Frequenz- und Amplitudenvorgabe wird unter Matlab vorgenommen, das mit sogenannten MLIB-Routinen von dSPACE auf die Prozessrechnerkarte zugreift.

4.5 Magnetaktoren

Zur aktiven Beeinflussung des Schleifsystems wurden im Rahmen dieser Arbeit Magnetaktoren entwickelt. Diese dienen einerseits der Schwingungsanregung des Werkstücksystems im Stillstand, andererseits können sie eingesetzt werden, um im Prozess Kräfte in das System einzuleiten.

Einer der zwei Magnetaktoren ist in Bild 4.19 abgebildet. Er besteht aus vier U-förmigen Magnetkernen aus Transformatorblechen, die je zwei Spulen in Reihenschaltung mit zusammen $n_m = 144$ Windungen tragen. Der verwendete Kupferdraht hat einen Durchmesser von 1,5 mm. Die Eisenkerne haben eine projizierte gesamte Polschuhfläche von $A_{Pol} = 2,2 \text{ cm}^2$. Der magnetische Fluss in jedem Kern steht über Hallsensoren des Typs INFINEON KSY44 zur Verfügung. Je zwei gegenüberliegende U-Magnete werden in Differenzanordnung betrieben. Die Breite eines U-Kerns beträgt $b_m = 30 \text{ mm}$. Es wird davon ausgegangen, dass die Magnetkraft annähernd punktförmig in die Welle eingeleitet wird.

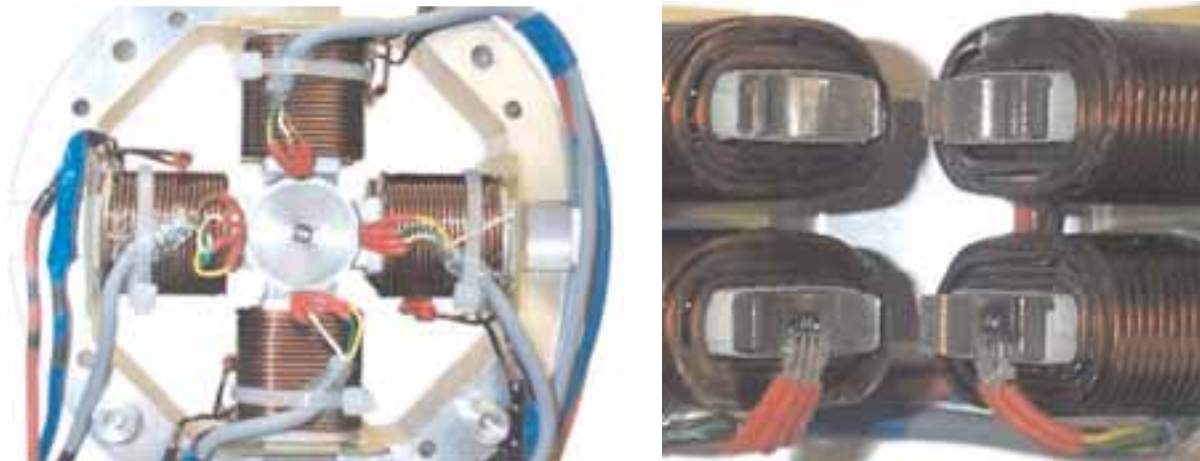


Bild 4.19: Aktiver Magnetlagerring

Der Innendurchmesser der Anordnung beträgt $d_{m,i} = 27 \text{ mm}$, so dass sich bei den verwendeten Wellen mit $d_w = 25 \text{ mm}$ pro Magnetkern ein nomineller Luftspalt von $\delta_0 = 1 \text{ mm}$ ergibt. Der Außendurchmesser eines Aktorrings ist aus Bauraumgründen auf $d_{m,a} = 140 \text{ mm}$ beschränkt.

Ansteuerung der Magnete

Zur Ansteuerung der Magnete wird eine 100 V/12,5 A-Endstufe mit integrierter Pulsweiten-Modulation (PWM) und analogem Stromregler eingesetzt, wie sie RUSKOWSKI für seine Magnetführung entwickelt hat, s. RUSKOWSKI UND POPP (1998). Dem analogen Stromregelkreis ist ein digitaler Kennfeldregler mit einer Abtastrate von 12...15 kHz überlagert, s. a. HOFMEYER (2000).

Quasi-statisches und dynamisches Verhalten

Die maximale statische Kraft eines Magneten bei 12,5 A ergab sich in Messungen zu $F_{m,max} = 40$ N. Dieses entspricht einer magnetischen Flussdichte von $B_{max} = 0,67$ T.

Das dynamische Verhalten des Systems wird anhand der Darstellung in Bild 4.20 deutlich, wo Strom-Kraft-Kennlinien über der Frequenz dargestellt sind. Das sichtbare Plateau des Kennfeldes ist die im Betrieb eingestellte Stromgrenze von $i_{max} = 12$ A. Diese wird umso eher erreicht, je höher die Kraftamplitude gewählt wird. Die Grenzfrequenz, ab der das System sichtbar nichtlinear reagiert, d. h. der magnetische Fluss dem Aktorstrom einer harmonischen Anregung nicht mehr folgen kann, ist in Form von Punkten auf den Linien konstanter Kraft markiert.

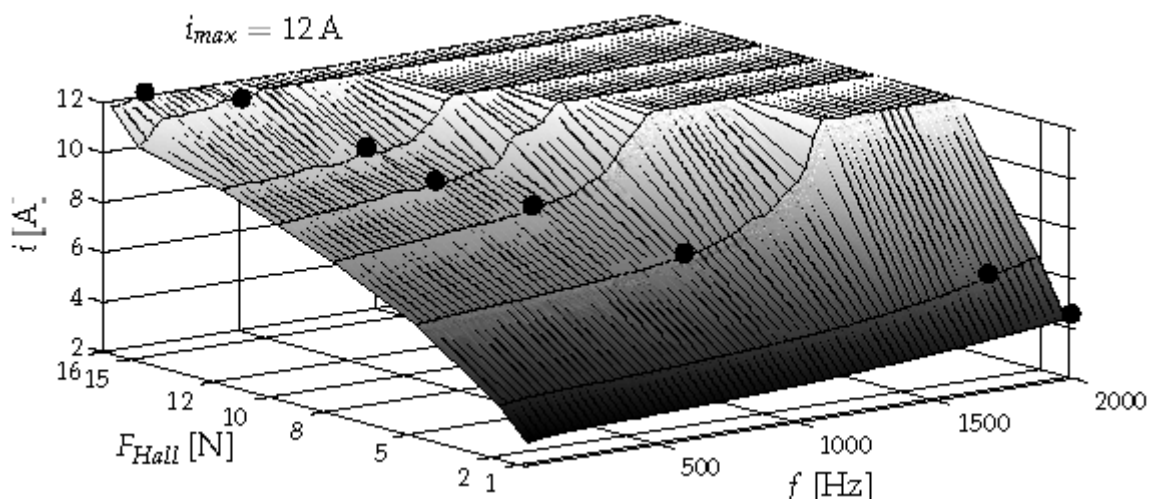


Bild 4.20: Stromamplitude der Magnetaktoren über der Frequenz für $F_{Hall} = \text{konst.}$

Die Konfiguration verfügt somit über ausreichende Leistungsreserven, um mit der in Abschnitt 4.4 beschriebenen Amplitudenregelung für Stepped-Sinus-Anregung über dem ratterrelevanten Frequenzbereich von 0 bis 1000 Hz monofrequente Sweeps mit einer Amplitude von 5 N durchzuführen. In einem Frequenzbereich von 0 bis 1750 Hz kann mit einer Amplitude von 2 N gearbeitet werden.

Die Welle, an der die Aktoren angreifen, wurde geölt, um möglichst weichmagnetisches Verhalten zu erzielen. Da sie nicht aus Blechen herzustellen ist, können sich Wirbelströme ungehindert ausbreiten. Bei hohen Leistungen machen sich diese u. a. durch eine massive Erwärmung des Werkstücks bemerkbar, während sich die Spulen auch bei maximalem Strom kaum erwärmen.

5 Modellbildung

Mit steigender Leistung moderner Rechanlagen tendiert die Simulation produktionstechnischer Prozesse zu immer komplexeren Abbildungen der realen Systeme, wie beispielsweise die Arbeiten von DAVID (1997) und ZITT (1998) zeigen. Während diese Globalmodelle umfangreiche Möglichkeiten bieten, die Effizienz von Fertigungsverfahren und den Einfluss einzelner Parameter auf einen speziellen Prozess virtuell zu untersuchen, werden parallel kleine, kompakte mechanische oder thermomechanische Modelle benötigt, um grundlegende Effekte der Prozessdynamik zu studieren. MOON (1994) und GRABEC (1988) zeigen in ihren Arbeiten, dass sich beispielsweise das Schwingungsverhalten eines Drehmeißels durch kleine Ein- bzw. Zwei-Freiheitsgrad-Modelle beschreiben lässt, vgl. Abschnitt 2.2. Ein entsprechend kompaktes Basismodell für den Schleifprozess ist der in Abschnitt 2.2.2 beschriebene Wirkungskreislauf von SNOEYS UND BROWN (1969).

Innerhalb dieser Arbeit wurde jenes Basismodell von SNOEYS UND BROWN erweitert, so dass es wesentliche lineare und nichtlineare Aspekte der Dynamik des geschliffenen Werkstücks, des Schleifkontaktes und der erzeugten Werkstückoberfläche wiedergibt. Die Basis-Eigenschaften des erweiterten Modells werden im Folgenden unter Berücksichtigung der neu gewonnenen experimentellen und theoretischen Erkenntnisse herausgearbeitet. Die Abschnitte 5.1 bis 5.5 beschäftigen sich mit einem Prinzipmodell zur Beschreibung von Ratterschwingungen, mit den im Prozess gemessenen Schwingungen des Systems sowie mit der Ratterfrequenz. Die Entwicklung der Schleifscheibenwelligkeit als Hauptverursacher von Rattern, wird in Abschnitt 5.6 behandelt. Das Thema von Abschnitt 5.7 ist die Unwucht des Werkzeugs. Deren großer Einfluss auf die ratterfreie Schleifzeit kann experimentell nachgewiesen werden. Zum Abschluss des Kapitels wird in Abschnitt 5.8 die Frage nach der Dimension eines Schleifprozessmodells aufgegriffen und mit dem Verfahren der Korrelationsdimension hinterfragt.

Die konkrete Abbildung des Schleifsystems in einem neuen, erweiterten Zeitbereichsmodell geschieht im Rahmen von Kapitel 7. In Kapitel 6 werden zuvor die interessanten Ergebnisse umfangreicher Nachgiebigkeitsmessungen am Schleifsystem diskutiert.

5.1 Prinzipmodell

Schleifscheibe und Werkstück stellen ein gekoppeltes mechanisches System dar, dessen kinematische Kette sich einerseits über das Maschinenbett, andererseits über den Schleifkontakt schließt. Werden bei dessen Betrachtung fertigungstechnische Fragestellungen zunächst ausgeklammert, kann das Werkstück beim Außenrundsleifen prinzipiell mit einem Reibschwinger verglichen werden, wie ihn HINRICHS ET AL. (1997) und OESTREICH (1998) in ihren Arbeiten untersuchen. Die Schleifscheibe entspricht dem ständig umlaufenden Band des Reibschwingers und bewegt sich mit konstanter Geschwindigkeit $v_C = v_S + v_w$ tangenti-

Verhältnis der tangentialen zur normalen Kraftkomponente wird durch den Schleifkoeffizienten bestimmt, der in Analogie zur Modellvorstellung

$$\textit{Feinschleifen} \cong \textit{Abrasive Reibung}$$

als Reibwert μ bezeichnet wird, vgl. OTT (1985) oder MALKIN (1989). Dieser wird aufgrund der unregelmäßig auf dem Schleifscheibenumfang verteilten Schleifkörner und geometrisch unbestimmten Schneiden als nicht konstant, d. h. $\mu = \mu(t)$ angenommen, wie in Abschnitt 7.4 näher erläutert wird.

Die Schleifscheibe wird prinzipiell als weiteres Feder-Dämpfer-System betrachtet, dessen Normalkraft-Wirkungslinie der Bewegung des Werkstücks stets entgegengerichtet ist. Die prozessrelevante Nachgiebigkeit reduziert sich dabei auf die der Schleifscheibenoberfläche, die mit dem Werkstück im Kontakt steht. Maschinenteile wie der Schleifspindelkopf leisten aufgrund ihrer großen Masse und der damit verbundenen Trägheit keinen Beitrag zur Systemdynamik im Ratterfrequenz-Bereich und können für die Modellierung quasi als starrer Körper angesehen werden. Wie in Kapitel 6 näher erläutert wird, gilt diese Aussage in ähnlicher Form auch für die makroskopischen Eigenformen der Schleifscheibe und der Schleifspindel, deren Eigenfrequenzen deutlich oberhalb des Ratterfrequenzbandes liegen.

Die Schleifscheibe erhält in der Simulation ferner eine explizite Unwucht (Masse m_U), wie sie bisher in ähnlicher Form nur im Modell von LIAO UND SHIANG (1989) sowie in der Arbeit von WECK UND SCHULZ (2001) berücksichtigt wird. Anhand der Analyse zahlreicher durchgeführter Schleifversuche und einer theoretischen Betrachtung des Abrichtprozesses unter Unwucht wird in Abschnitt 5.7 verdeutlicht, dass die in der Praxis stets vorhandene geringe Auslenkung des Scheibenmittelpunktes ε aufgrund einer Restunwucht der Scheibe für die Entstehung von Rattern von großer Bedeutung ist.

Die Umsetzung und Verfeinerung dieses Prinzipmodells wird in Abschnitt 5.4 bzw. in Kapitel 7 detailliert beschrieben.

5.2 Schwingungsentwicklung im Frequenzbereich

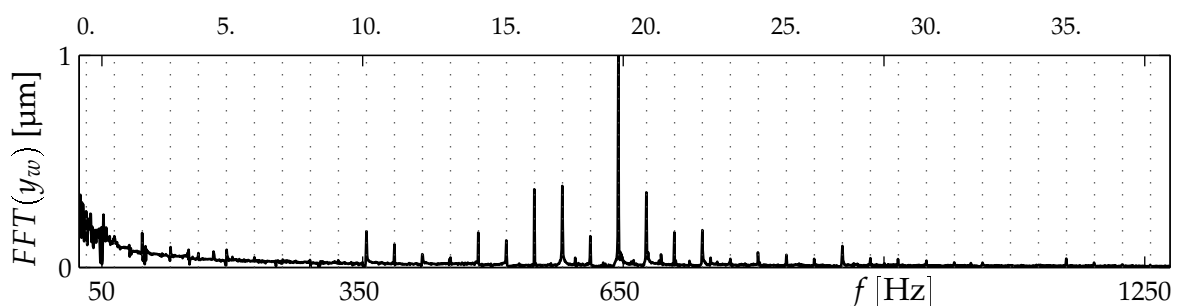


Bild 5.2: Spektrum der Auslenkung während eines ratterfreien Schleifprozesses

Die Entwicklung von Ratterschwingungen wird üblicherweise im Frequenzbereich betrachtet. Es ergeben sich Spektren wie sie in Bild 5.2 dargestellt sind. Charakteristisch sind die diskreten Frequenzen, die als Harmonische der Schleifscheibendrehzahl n_S bzw. f_S auftreten, wie in Bild 5.2 für $f_S = 32,22$ Hz zu sehen ist.

Die spektrale Zusammensetzung des Signals der Werkstückauslenkung y_w in Richtung der normalen Schleifkraftkomponente ist in den Bildern 5.3 und 5.4 in Wasserfall-Kontur-Darstellungen über der jeweiligen Schleifzeit t_S abgebildet. Bild 5.3 zeigt einen Schleifzyklus, bei dem in der Schlichtphase erste Ratterschwingungen zu hören waren. Die Grafik in Bild 5.4 visualisiert die Schwingungsentwicklung in einem Prozess mit Rattern, welches deutlich hörbar war, aber noch nicht zu einer sichtbaren Schädigung der Oberfläche führte.

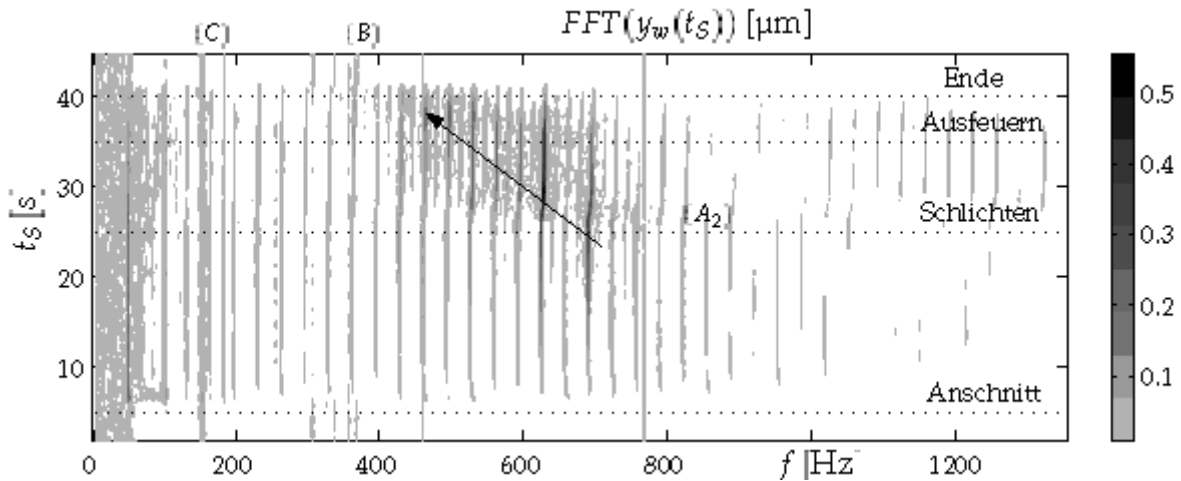


Bild 5.3: Frequenzspektren der Werkstückauslenkung y_w über Zeit t_S während eines Schleifprozesses mit *erstmaligem* Rattern

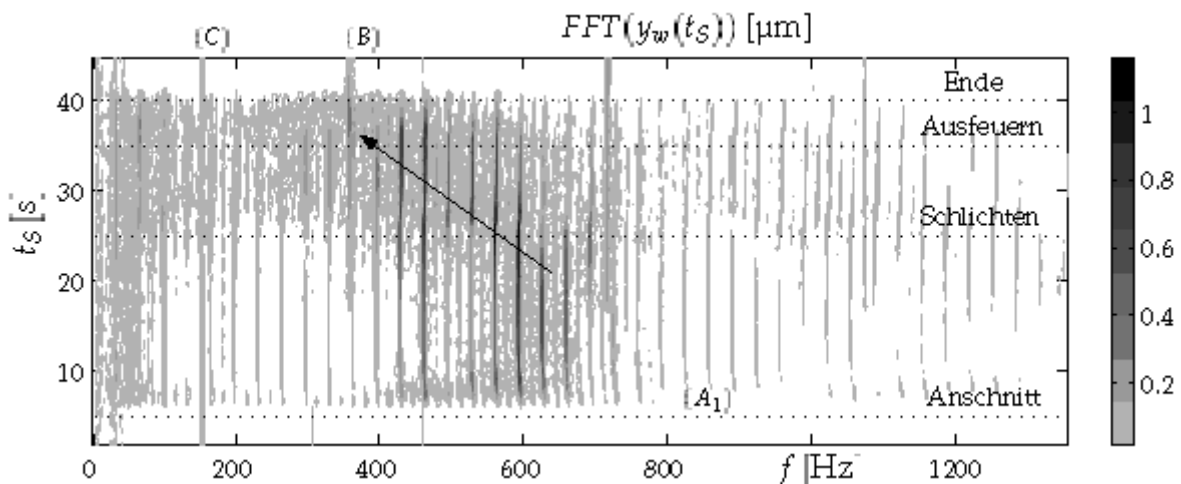


Bild 5.4: Frequenzspektren der Werkstückauslenkung y_w über Zeit t_S während eines Schleifprozesses mit *deutlichem* Rattern

Bei Einsatz eines Werkstücks mit $l_w = 300$ mm und $b_w = 10$ mm finden sich für $f_S = 32,2$ Hz in Bild 5.3 Peaks großer Amplitude bei $f_P = [624, 624 + 2f_S]$ Hz. Wie in Bild 5.2 gezeigt wird, liegen die Maxima der Spektren auf diskreten Frequenzlinien, die bei Ratterbeginn während des Schlichtens und Ausfeuerns jedoch „verschmieren“. Ab $t_S \approx 26$ s kommen im Frequenzbereich von ca. 420 bis 700 Hz Subharmonische von f_S hinzu sowie Oberwellen bei den Vielfachen von f_P . Insgesamt bewegt sich der „Schwerpunkt“ des Spektrums während des Schlichtens und Ausfeuerns zu geringeren Frequenzen hin. Nach dem Ausfeuern schwingt das Werkstücksystem mit einer Frequenz von ca. 360 Hz, Bild 5.3 (B). Diese entspricht seiner

ersten Biegeeigenfrequenz im eingespannten Zustand. Eine Oberwelle bei 720 Hz ist ebenfalls sichtbar.

In Bild 5.4 ist das Spektrum deutlich stärker verschmiert. Sobald sich ein konstantes Schleifkraftniveau aufgebaut hat, liegen die Hauptfrequenzen bei diesem Prozess während der Schrappphase bei $f_P = [595, 595 \pm f_S]$ Hz. In dieser Phase sind sie damit deutlich geringer als beim Prozess ohne Rattern. Mit Beginn des Schlichtens wandert der Schwerpunkt des Spektrums wiederum zu niedrigeren Frequenzen und es ergibt sich ein dominanter Peak bei $f_P = 469$ Hz. Die Harmonischen der jeweiligen Hauptfrequenzlinien sind bereits ab einer Schleifzeit von $t_S \approx 18$ s zu erkennen.

Größere Peaks der treibenden Frequenz f_S sind in keinem der beiden Spektren sichtbar.

An der Versuchsmaschine wird ein unregelmäßiger Asynchronmotor als Schleifscheibenantrieb eingesetzt. Daher ergibt sich ein leichter Drehzahlabfall beim Anschnitt, Bild 5.4 (A_1), und ein entsprechender Wiederanstieg beim Umschalten auf Schlichtzustellung, Bild 5.3 (A_2). Die Frequenzlinie bei 150 Hz (C) und die bei kleinem Signal-Rauschabstand sichtbaren Oberwellen bei 300 Hz und 450 Hz sind auf elektrische Störungen zurückzuführen, die auch bei ausgeschalteter Maschine im Signal vorhanden sind.

5.3 Schwingungen des Werkstücks

Gegenüber einer Darstellung von Prozesssignalen im Frequenzbereich erlaubt die hier durchgeführte Auswertung im Zeitbereich zahlreiche weitere Rückschlüsse auf das dynamische Verhalten des Systems während der Bearbeitung. Die charakteristische Schwingungsentwicklung über der Schleifzeit t_S ist in Bild 5.5 aufgezeichnet. Einerseits ist die Komponente y_w der Werkstückbewegung normal zum Schleifkontakt zu sehen, andererseits ist y_w über der tangentialen Auslenkung z_w aufgetragen, vgl. Bild 4.4 auf Seite 33.

Im Falle des optimalen Prozesses wenige Schleifsekunden nach Abrichten der Schleifscheibe, führt das Werkstück eher zufällige Schwingungen am Rande der Messauflösung von $0,1 \mu\text{m}$ aus. Mit zunehmender Schleifzeit verändert sich das Bewegungsverhalten und die zufälligen zweidimensionalen Schwingungen gehen in deterministisch wiederkehrende eindimensionale Schwingungsmuster über, die als *Burst*-Signale bezeichnet werden können. Ähnliches dynamisches Verhalten ist in jeder der wenigen Arbeiten zu finden, die Ratterschwingungen im Zeitbereich darstellen, z. B. bei CUNTZE (1966), KOUNOSU (1975) oder FUKUDA (1976). Die in den übrigen Arbeiten gezeigten Ratterspektren gleichen denen aus Bild 5.3f. und deuten auf sehr ähnliche zugrunde liegende Zeitsignale hin, vgl. Bild 5.9.

Interessant für die Untersuchung der Werkstückdynamik ist insbesondere der Beginn hörbaren Ratterns. Dieser wurde während der in Bild 5.5 dokumentierten Versuchsreihe auf das Ausfeuern im dritten Schleifversuch ($t_S = 115$ s) bzw. auf den Beginn des vierten ($t_S = 125$ s) datiert.

Wie in den $y_w(t)$ - Graphen in Bild 5.5 zu sehen ist, entstehen die Ansätze der Burst-Signale sehr früh. Bei $t_S = 70$ s sind diese bereits zu erkennen, während eine Ausrichtung der Schwingungen erst bei $t_S = 110$ s beginnt, wie anhand der y_w über z_w - Darstellung sichtbar wird. Ein signifikanter Anstieg der Schwingungsamplitude liegt zwischen drittem und viertem dargestellten Zeitabschnitt. Rattermarken waren auf der Oberfläche ab $t_S > 215$ s zu

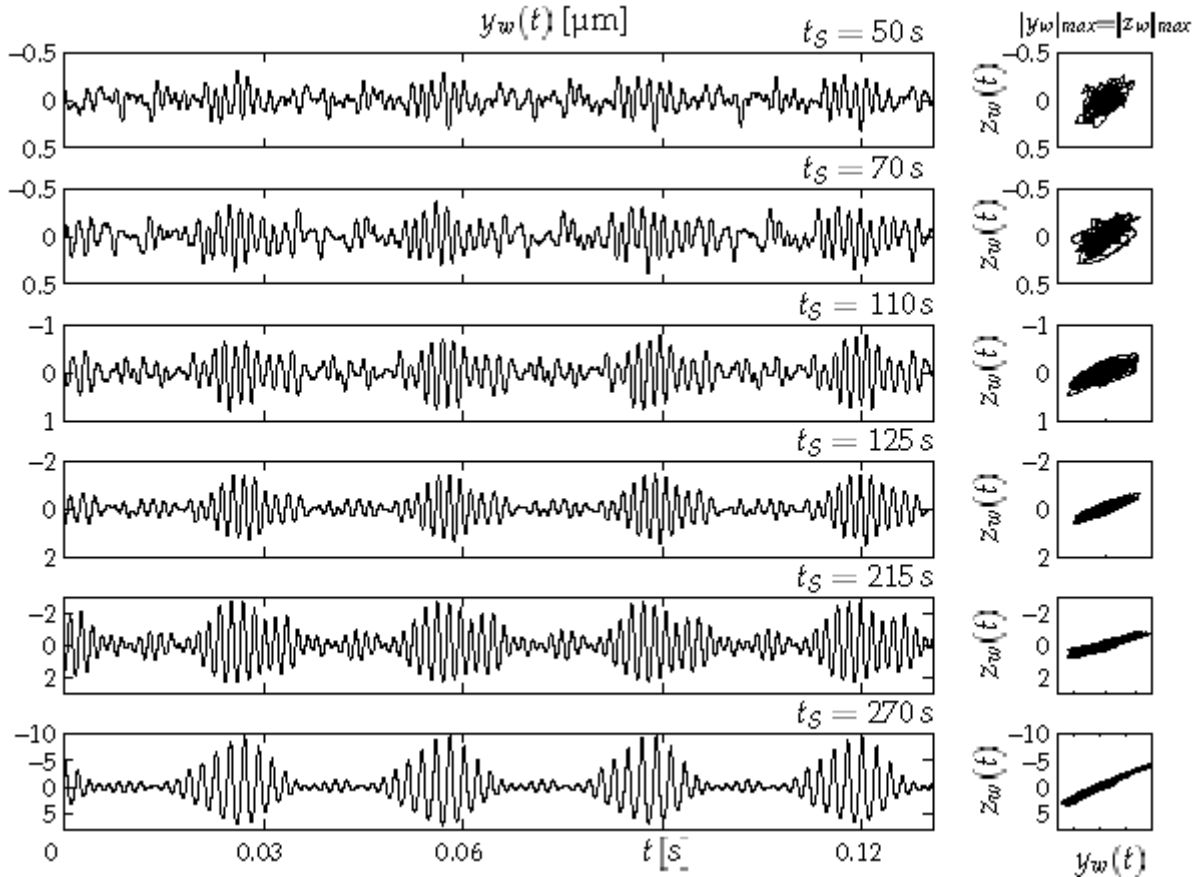


Bild 5.5: Entwicklung der Werkstückschwingungen im Prozessverlauf

erkennen, wo die Schwingungsamplituden bereits das Vierfache der ursprünglichen Amplituden aufweisen. Eine deutliche Schädigung der Werkstückoberfläche trat erst ab $t_S > 270$ s bei der zehnfachen Ausgangsamplitude auf. Diese Beobachtung, dass Schwingungen sich nur bei sehr großen Amplituden auf die sichtbare Werkstückqualität auswirken, deckt sich mit den in Abschnitt 2.2.2 beschriebenen Untersuchungsergebnissen von KUHFUSS (1984).

Während der Bearbeitungszyklen mit Rattern war akustisch ein Ton oberhalb des *Kammertons* A sowie die Modulation des Signals mit einer geringen Frequenz wahrzunehmen. Letztere ist die Frequenz f_S der Schleifscheibendrehzahl n_S , die in den Versuchsreihen je nach Zeitspanvolumen zwischen 31 und 32,5 Hz lag. Erstere Frequenz ist die Frequenz der Schwingung während des Burst-Signals, die im Spektrum des achten Schleifversuches ($t_S = 270$ s) bei 485 Hz liegt und im Folgenden sowie im Abschnitt 5.5 näher betrachtet wird.

Ein Ausschnitt der für eine Umdrehung der Schleifscheibe nahezu periodischen Werkstückschwingung bei $t_S = 270$ s ist in Bild 5.6 (A) dargestellt. Verwendet wird ein Koordinatensystem KS^α . Dieses ist gegenüber dem Standard-Koordinatensystem um den Winkel α gedreht, so dass die gerichtete Werkstückbewegung entlang der neuen y^α -Achse erfolgt. Neben dem transformierten Wegsignal $y_w^\alpha(t)$ sind in Bild 5.6 die numerisch ermittelte Werkstückbeschleunigung $\dot{y}_w^\alpha(t)$ und der Phasenplan $y_w^\alpha(t)$ über $\dot{y}_w^\alpha(t)$ aufgezeichnet.

Sowohl im Zeitsignal der Werkstückbewegung als auch besonders im Phasenplan wird der Stoßcharakter der Ratterschwingung deutlich. Im Gegensatz zu den beispielsweise von OESTREICH (1998) oder PETERKA ET AL. (1999) untersuchten Stoßschwingern handelt es

sich beim Schleifen um *weiche* Stöße, wie anhand der Ei-Form des Phasenplans ersichtlich ist. Die positiven und negativen Nulldurchgänge der Beschleunigung können dazu dienen, die Auftreff- und die Abhebepunkte zu schätzen. Diese sind in den Grafiken jeweils durch kleine schwarze Kreise bzw. graue Quadrate markiert.

In Anlehnung an gebräuchliche Korn-Bindung-Modelle, vgl. BRINKSMEIER (1992), lässt sich dieser weich abgefangene Stoß durch eine progressive Steifigkeit der Schleifscheibe in normaler Richtung erklären, die auch FOLKERTS (1993) in seinen Untersuchungen festgestellt hat. Dabei drückt das Werkstück bei Kontakt zunächst die Korund-Schleifkörner in die weiche Bindung. Je größer die Deformationswege werden, desto mehr dieser harten Al_2O_3 -Partikel geraten untereinander in Kontakt und sorgen entsprechend ihres bis zu zehnfach höheren E-Moduls für eine hohe Steifigkeit des Systems. Gleichzeitig reduziert sich die dämpfende Wirkung der Bindung.

Im Wegsignal sowie im Phasenplan von Bild 5.6 sind zwei unterschiedliche Regionen zu erkennen:

- Region (i), von 32-52 ms, ist der eigentliche Burst. Hier verliert das Werkstück mehrfach den direkten Kontakt zur Schleifscheibe. Beim Wiederauftreffen wird es jeweils stark abgebremst, was anhand der korrespondierenden Peaks im Verlauf von $\dot{y}_w^\alpha(t)$ deutlich zu erkennen ist. Die hörbare Frequenz dieser Stossschwingung ist 485 Hz.
- In den Regionen (ii) und (iii), von 52-62 ms bzw. 31-32 ms, ist die sichtbare Schwingung in erster Näherung eine harmonische Oszillation des gekoppelten Systems, bestehend aus Werkstück und Schleifscheibe. Diese Schwingung hat im Vergleich zum Burst eine höhere Frequenz von 650 Hz, die auch im Spektrum des Prozesses ohne Rattern auftaucht. Wie anhand von Ausschwingversuchen im Schleifbetrieb bestätigt werden kann, handelt es sich um die Eigenfrequenz des gekoppelten Systems f_{Sw1} für kleine Amplituden, s. Kapitel 6.

Für die Modellbildung des Schleifprozesses und die Dimension eines Schleifprozessmodells lässt sich festhalten, dass das Werkstück während des Prozesses zweidimensionale Bewegungen in der Schleifkraftebene ausführt.

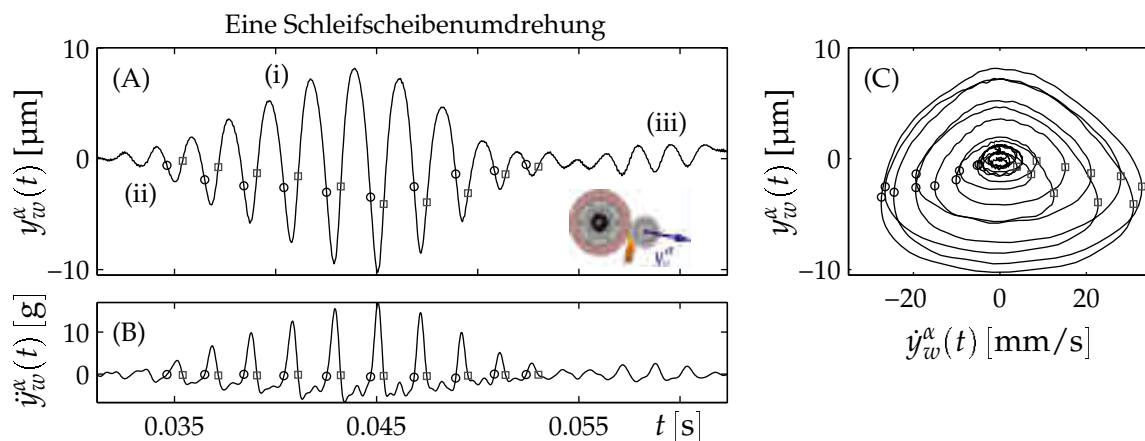


Bild 5.6: Ratterschwingung während einer Werkzeugumdrehung

Im Fall der Ratterschwingungen ist die Amplitude der dynamischen Normalschwingung zweieinhalb mal so groß wie die tangentielle Amplitude. Im Fall des optimalen, ratterfreien Prozesses, den es zu stabilisieren gilt, sind beide Amplituden betragsmäßig gleich groß. Die tangentielle Komponente der dynamischen Schleifkraft kann während des Prozesses sogar deutlich größer werden als die normale Komponente, wie KUHFUSS (1984) experimentell feststellt.

Mit dem Auftreten von Rattern führt das System in erster Näherung nur noch eine ein-dimensionale Bewegung in einer Hauptschwingungsrichtung aus, in diesem Fall lässt sich das zugrunde liegende dynamische Modell auf das im folgenden Abschnitt beschriebene reduzierte Prinzipmodell vereinfachen.

Signifikante Schwingungen der Schleifscheibe, die mit den Ratterschwingungen korreliert waren, traten erst jeweils zum Ende einer Messreihe ein, wenn die Versuche wegen heftigster Schwingungen abgebrochen werden mussten. In Übereinstimmung mit Untersuchungen von CHEN (1990) und MICHELS (1999) sowie TELLBÜSCHER (1986) können Schwingungen der Schleifscheibe bei der Betrachtung der Prozessdynamik an einer konventionellen Schleifmaschine vernachlässigt werden. Diese Aussage wird in Kapitel 6 anhand von Schwingungsanalysen verifiziert.

5.4 Reduziertes Prinzipmodell für Ratterschwingungen

Wie im vorigen Abschnitt gezeigt wurde, treten im Fall von Rattern gerichtete Schwingungen des Werkstücks in der Vorzugsrichtung y_w^α auf. Für das Systemverhalten lässt sich in diesem Fall das in Bild 5.7 dargestellte, vereinfachte Modell mit zwei Grundzuständen ableiten, vgl. Bild 5.1. Das Werkstück wird als Einmassenschwinger (Masse m_w , Feder- und Dämpfungskonstanten c_w bzw. d_w) mit einem mechanischen Freiheitsgrad modelliert. Die Schleifscheibe ist durch ihre Kontaktsteifigkeit und -dämpfung $c_s(y_C)$ bzw. $d_s(y_C)$ repräsentiert, die nichtlinear vom relativen Abstand der Kontaktpartner $y_C = y_w(t) - y_s(t)$ abhängt, s. Bild 6.14 in Abschnitt 6.3.

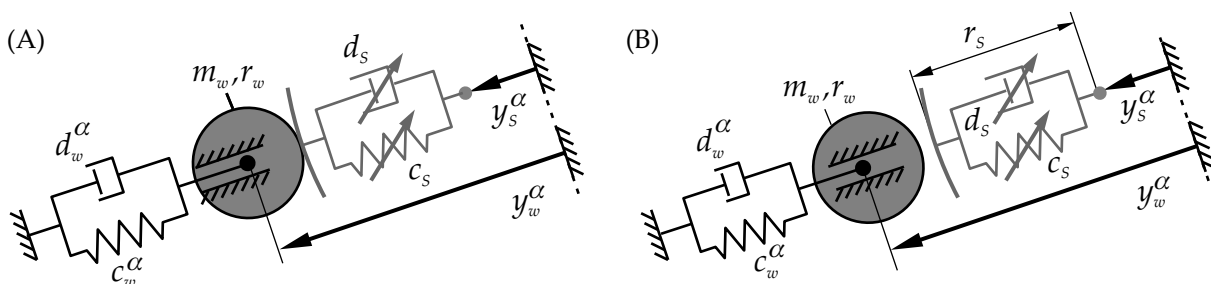


Bild 5.7: Reduziertes Prinzipmodell für die Schleifprozessdynamik

Im Fall *Kontakt mit der Schleifscheibe* (A) vollführt das gekoppelte System Schwingungen höherer Frequenz als im Fall *Kein Kontakt* (B), wobei das Werkstück unbeeinflusst von der Schleifscheibe frei schwingt. Der Fall (B) entspricht in Bild 5.6 dem Abheben in Region (i). Der Fall (A) modelliert das restliche Systemverhalten. Unter Vernachlässigung des Index α ergibt sich für das Werkstück die folgende abschnittsweise definierte Bewegungsgleichung:

A: $y_C(t) \leq r_S + r_w$:

$$\ddot{y}_w(t) + 2D_A \omega_{0,A} \dot{y}_w(t) + \omega_{0,A}^2 y_w(t) = -\frac{c_s(y_C)}{m_w} y_S(t) \quad (5.2)$$

mit $\omega_{0,A} = \sqrt{\frac{c_w + c_s(y_C)}{m_w}}, \quad D_A = \frac{d_w + d_s(y_C)}{2 m_w \omega_{0,A}}$

B: $y_C(t) > r_S + r_w$:

$$\ddot{y}_w(t) + 2D_B \omega_{0,B} \dot{y}_w(t) + \omega_{0,B}^2 y_w(t) = 0 \quad (5.3)$$

mit $\omega_{0,B} = \sqrt{\frac{c_w}{m_w}}, \quad D_B = \frac{d_w}{2 m_w \omega_{0,B}}$

Materialabtrag und Werkzeugverschleiß werden an dieser Stelle noch nicht betrachtet. Als Anregungsquelle dient eine Modulation der Schleifkraft um $\pm 5\%$ mit einem farbigen Rauschen. Dessen Frequenzspektrum wurde mit einem Bandpassfilter auf $f_{S w 1} \pm 200$ Hz begrenzt, vgl. Abschnitt 7.4. Um den exakten Ablösepunkt der Masse m_w zu finden, an dem zwischen Fall (A) und (B) umgeschaltet werden muss, wurde die Nullstellensuche (Zero-Detection) unter MATLAB/Simulink verwendet.

Die freien Parameter wurden zu $c_w = (2\pi 350)^2$ N/m, $d_w = 2 \cdot 0,01 \omega_{0,B}$ Ns/m, $c_S = (2\pi \cdot 550)^2$ N/m = const., $d_S = 2 \cdot 0,3 \omega_{0,A}$ Ns/m = const. und $m_w = 1$ kg gewählt.

Aufgrund der genannten Anregung, zeigt bereits diese kompakte Abbildung der Systemdynamik Ratterschwingungen, Bild 5.8, die wie im realen Prozess zunächst beim Ausfeuern entstehen, wenn die Anpresskraft gering ist, die Anregung des Systems durch Schleifkorneingriffe aber noch vorhanden ist, vgl. Bild 5.3.

Die Modulation der Schleifkraft stellt für das Prinzipmodell somit ein sehr gut geeignetes Verfahren dar, um eine Anregung des Prozesses durch Schnittkrafttrauschen zu simulieren. Deren Auswirkungen auf Werkstückschwingungen und -oberfläche werden innerhalb von Kapitel 7 im Detail diskutiert. Die nichtlineare Steifigkeit $c_S(y_C)$ wird innerhalb der Abschnitte 6.3 und 4.2.3 betrachtet.

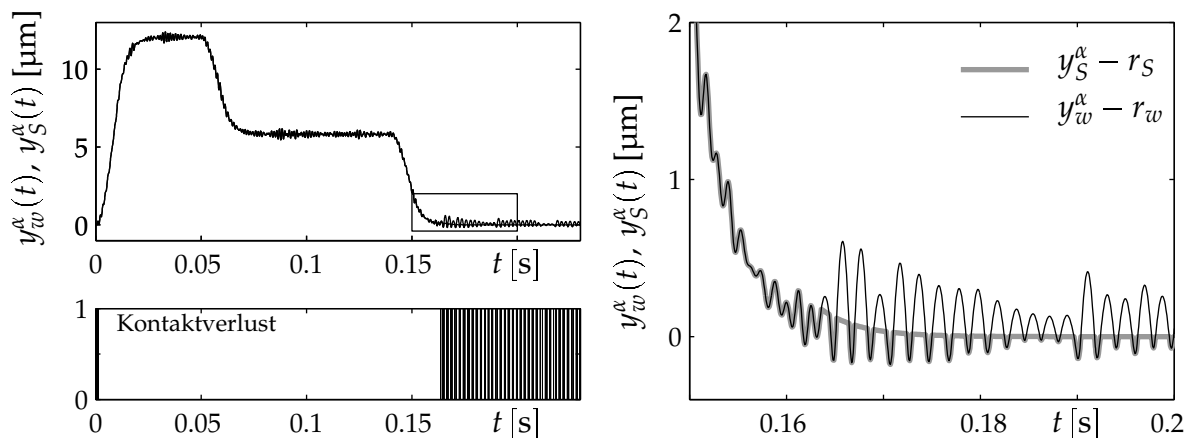


Bild 5.8: Ratterschwingungen des 1D-Prinzipmodells beim Ausfeuern

5.5 Ratterfrequenz

Mit den Erkenntnissen der vorangegangenen Zeitbereichsbetrachtungen ergeben sich bezüglich der charakteristischen Ratterfrequenzverläufe, die in den Bildern 5.3 und 5.4 gezeigt werden, neue Gesichtspunkte für deren Interpretation.

Typische Spektren von Ratterschwingungen aus mehreren aufeinander folgenden Schleifzyklen über der Schleifzeit t_S sind in Bild 5.9 b) zu sehen, vgl. Bild 5.3f.. Diese sind in ähnlicher Form in jeder Arbeit zu finden, die sich mit der Dynamik des Außenrundschleifens beschäftigt, so z. B. bei SCHIEFER (1980), DIETRICH (1985), TELLBÜSCHER (1986), KLOTZ (1987), GOSEBRUCH (1990), CHEN (1990), FOLKERTS (1993), ALLDIECK (1994) und FU ET AL. (1994). In Bild 5.9 a) sind die zugehörigen Zeitsignale aufgezeichnet.

Charakteristisch für Ratterspektren konventioneller Prozesse sind die folgenden Eigenschaften, die z. T. bereits in Abschnitt 5.2 erwähnt wurden, vgl. POLACEK UND VANEK (1973):

1. Es gibt Ansammlungen von Frequenzpeaks um eine Ratterfrequenz herum. Diese Peaks haben zueinander einen Frequenzabstand, der einem ganzzahligen Vielfachen der Schleifscheiben-Drehfrequenz f_S entspricht.
2. Die Ratterfrequenz stimmt in der Regel mit keiner der Hauptresonanzen bzw. Eigenfrequenzen des Systems *Maschine-Werkstück* überein.
3. Die Ratterfrequenz nimmt mit steigender Schwingungsamplitude ab. THOMPSON (1992) macht nichtlineare Dämpfung dafür verantwortlich. SNOEYS UND BROWN (1969) gehen von einer Abnahme der Systemsteifigkeit aus.

In Bild 5.9 sind neben dem allgemeinen Anstieg der Ratteramplitude sowohl die charakteristisch verteilten Peaks als auch deutlich die Abnahme der Frequenzen mit zunehmender Schleifzeit zu erkennen. Der Hauptpeak wandert im Spektrum von 644 Hz bis 451 Hz. Bei Beginn hörbaren Ratters liegt er bei ca. 612 Hz.

Werden Rattersignale nur im Frequenzbereich betrachtet, ist die Analyse der nichtlinearen Vorgänge schwierig. Die Ratterfrequenz f_R , die sich während eines Prozesses einstellt, lässt sich in der Regel erst bestimmen, nachdem Rattern aufgetreten ist. MICHELS (1999),

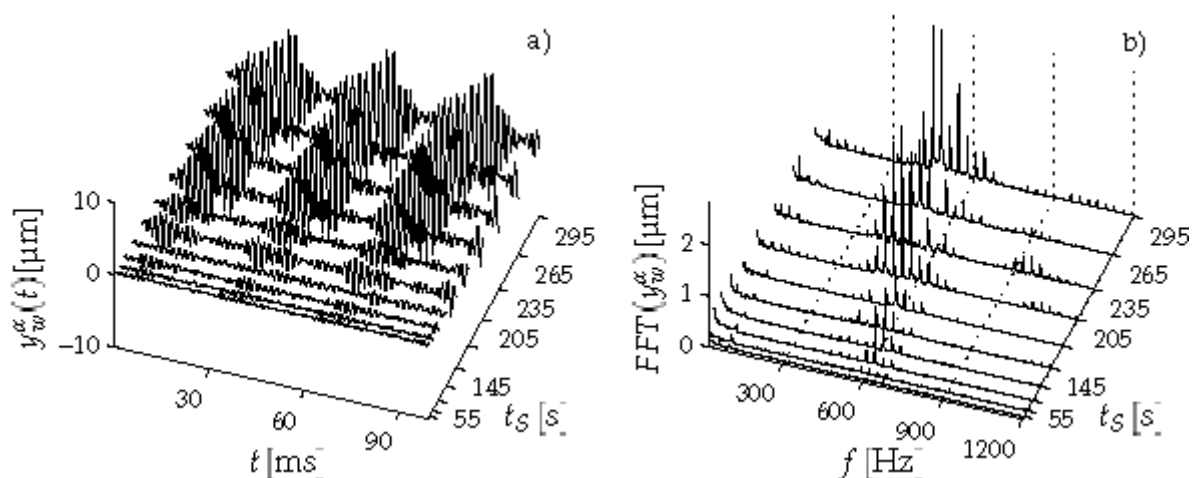


Bild 5.9: Ratterentwicklung im Zeitbereich, a), und im Frequenzbereich, b)

der für seine aktive Ratterkompensation a-priori-Wissen über die Ratterfrequenz benötigt, bestimmt f_R für seine Werkstücke experimentell in separaten Versuchsläufen. Bei einer Zeitbereich-Betrachtung der vorliegenden Werkstückauslenkung im Prozess und mit Hilfe des hier zuvor in Abschnitt 5.1ff. entwickelten Prinzipmodells eines Stoßschwingers lässt sich das Schwingungsverhalten somit wie folgt erklären:

Werden die positiven Nulldurchgänge der Beschleunigungspeaks verwendet, um den Beginn des Abbremsvorgangs des Werkstücks abzuschätzen, wie in Bild 5.6 dargestellt war, zeigen die Auftreffpunkte, dass zwischen Werkzeug und Werkstück eine relative, sinusförmige Welligkeit vorhanden ist. Im Tal dieser Welligkeit sinkt der Anpressdruck zwischen den Kontaktpartnern, und das Werkstück, das durch die zahlreichen Einzelkorneingriffe ständig breitbandig zu Schwingungen angeregt wird, hat die Freiheit von der Scheibe abzuheben und Schwingungen mit größerer Amplitude auszuführen. Mit wieder zunehmendem Anpressdruck sinken die Amplituden der Werkstückauslenkung. Das Werkstück führt mit der Scheibe gemeinsam Koppelschwingungen aus, bis das Tal der Welligkeit die Kontaktzone erneut durchläuft. Parallel bilden sich auf der Scheibe Welligkeiten mit der Wellenzahl f_R/n_S . Diese sind von zunächst geringer Amplitude, fachen aber die Eigenschwingungen des Systems weiter an, vgl. Abschnitt 5.6.

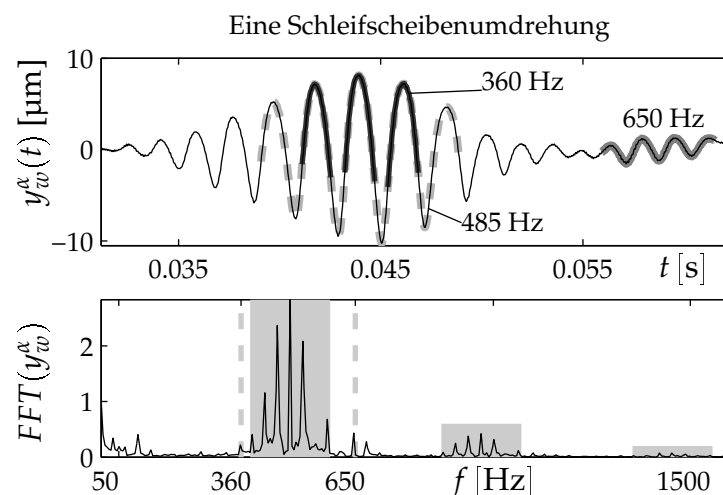


Bild 5.10: Signalanteile einer Ratterperiode im Zeit- und Frequenzbereich

Frequenzbereich versus Zeitbereich

In Bild 5.10 ist für das Signal aus Bild 5.6 neben y_w^α die Fast-FOURIER Transformation $FFT(y_w^\alpha)$ dargestellt. Die vorliegende Ratterfrequenz f_R ist die Hauptfrequenz der nicht-linearen Stoßschwingung. Diese wird mittels einer FFT durch eine Hauptschwingung bei $f_R = 485$ Hz und einer Harmonischen dieser bei 970 Hz wiedergegeben. Im Wegsignal ist weiterhin die Eigenfrequenz des eingespannten Werkstücks ($f_{w1} = 360$ Hz) enthalten, die relevant ist, sobald das Werkstücksystem frei schwingt. Ferner ist im Frequenzspektrum die Frequenz $f_{Sw1} = 650$ Hz des gekoppelten Gesamtsystems zu finden, mit der dieses für über 30% einer Ratterperiode schwingt. Da die Peaks bei f_{w1} und f_{Sw1} hinsichtlich ihrer Amplitude nur von untergeordneter Bedeutung sind, werden die zugehörigen Frequenzen bei einer reinen Betrachtung im Frequenzbereich nicht erkannt.

Für das Außenrundschleifen schlanker Werkstücke sowie für Maschinen mit weit auskra-

gendem, d. h. weichem Reitstock, lässt sich somit die Ratterfrequenz f_R in Abhängigkeit der Biegeeigenfrequenz f_{w1} des freien Werkstücksystems und der ersten Eigenfrequenz des gekoppelten Systems f_{Sw1} abschätzen als

$$f_{w1} \leq f_R \leq f_{Sw1} \quad (5.4)$$

Die untere Grenze der Ratterfrequenz $f_R = f_{w1}$ stellt den theoretischen Fall dar, dass das Werkstücksystem gänzlich von der Schleifscheibe abhebt und danach freie Schwingungen ausführt, was in der Praxis beispielsweise beim Ausfeuern auftritt, s. Bild 5.4 (B). Da f_{w1} in der Praxis einfacher ermittelt werden kann als f_{Sw1} , ist eine grobe Abschätzung der Ratterfrequenz nach Gl. (5.5) möglich.

$$1,2 \cdot f_{w1} \lesssim f_R \lesssim 2 \cdot f_{w1} \cdot \quad (5.5)$$

Diese von FU ET AL. (1994) auf empirischer Basis angegebene Relation hatte bei allen durchgeführten Experimenten im Rahmen dieser Arbeit Gültigkeit.

Die Möglichkeiten und Probleme, die bei der Bestimmung der ersten Eigenfrequenz des gekoppelten Systems f_{Sw1} vorhanden sind, werden in Abschnitt 6.3 diskutiert.

Abnahme der Ratterfrequenz

Die Abnahme der Ratterfrequenz lässt sich somit tatsächlich durch die Abnahme der mittleren Systemsteifigkeit erklären:

Solange die Relativbewegungen der Kontaktpartner klein sind, ist die mittlere Systemsteifigkeit im praktischen Betrieb maximal. Schleifscheibe und Werkstück sind eng gekoppelt. Sobald sich größere Amplituden einstellen, wirkt sich die progressive Normalsteifigkeit der Schleifscheibe aus: Eine Schwingung in Richtung der Scheibe bewirkt schnell eine große Kraft, die der Werkstückbewegung entgegengerichtet ist. Das Werkstücksystem wird von der Schleifscheibe weggedrückt. Die Schleifkörner benötigen nach dieser Kompression eine gewisse Erholungszeit, um dem Werkstücksystem zu folgen. Dieses wird daher zunächst nicht von der Steifigkeit der Scheibenoberfläche beeinflusst und schwingt bis zum Wiedereintritt mit einer geringeren Frequenz, im Fall des Abhebens mit seiner Biegeeigenfrequenz. Obwohl die höhere Steifigkeit der Schleifscheibe für dieses Verhalten verantwortlich ist, sinkt die mittlere Steifigkeit des Gesamtsystems, da das Werkstücksystem den deutlich größeren Teil einer Schwingungsperiode ohne den Einfluss der Scheibe verbringt. Dieses Verhalten wird im Abschnitt 6.3 anhand von Ausschwingversuchen nochmals erläutert, vgl. Bild 6.14.

Stoßcharakter der Schwingung

Bei der Signalaufnahme und -verarbeitung von Rattersignalen wurden Tiefpassfilter, d. h. Anti-Aliasing Filter, eingesetzt, deren Eckfrequenzen oberhalb der fünf- bis sechsfachen Ratterfrequenz liegen. Während sich der Burst-Signal des Ratterns in erster Näherung durch die phasenrichtige Überlagerung der detektierten Schwingungsanteile erzeugen lässt, wie es bereits CUNTZE (1966) oder FUKUDA (1976) darstellen, wird der Stoßvorgang im Signal nur eindeutig als solcher sichtbar, wenn seine hochfrequenten Komponenten nicht durch ein Tiefpass-Filter beseitigt wurden.

Rattern beim Ausfeuern

Die Schwingungsentwicklung beim Ausfeuern, die vielfach beobachtet wird, vgl. Bild 5.3f. wurde bereits durch das reduzierte Prinzipmodell in Abschnitt 5.4 erklärt: Da der Anpressdruck des Werkstücks an die Schleifscheibe beim Ausfeuern bis auf Null sinkt, eine breitbandige Anregung durch die Schleifkorneingriffe aber bis zum Kontaktverlust bestehen bleibt, nehmen die Schwingungsamplituden beim Ausfeuern in der Regel stark zu. Bereits ausgebildete Werkzeugwelligkeiten regen das Werkstück zusätzlich zu Schwingungen an. Ein Wandern der Ratterfrequenz im Spektrum hin zur ersten Biegeeigenfrequenz deutet darauf hin, dass das Werkstück wiederum Stoßschwingungen ausführt. Um derartige Schwingungseffekte nicht zu begünstigen, da sie zu verstärktem Verschleiß führen und eine Welligkeitsausbildung auf der Schleifscheibe fördern, sollten zur Rattervermeidung Strategien verwendet werden, die die Ausfeuerzeit gezielt verkürzen, wie sie z. B. POPP (1992), BRINKSMEIER (1991) oder MUSHARDT (1980) vorschlagen.

5.6 Welligkeit der Schleifscheibe

Hinweise auf die Welligkeit, die sich im Zeitsignal des Ratterbursts aus Bild 5.6 zeigt, findet sich in den Arbeiten von DAVID (1997), KUHFUSS (1984), KOUNOSU (1975) und KALISZER (1970), die alle ebenfalls Zeitsignale aus dem Prozess betrachten.

KUHFUSS stellt fest, dass das gemessene Schleifkraftsignal Frequenzanteile der Schleifscheibendrehfrequenz enthält, die im Leerlauf nicht auftreten. Er vermutet einen Radialschlag seiner CBN-Schleifscheibe, verursacht durch einen schlechten Abrichtvorgang.

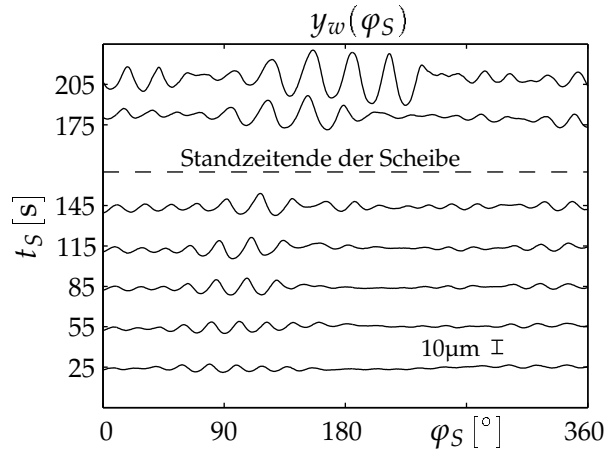
DAVID zeigt in seiner Arbeit Schleifkraftsignale eines Flachsleifprozesses. Diese weisen über dem Umfang der Scheibe eine deutliche harmonische Schwankung auf, deren Amplitude zu Prozessbeginn ca. 8% der Gesamtschleifkraft beträgt. Nach dem Prozess ist auf der Scheibe bei DAVID eine Delle mit korrespondierender Phasenlage sichtbar.

Messungen von KALISZER zeigen die Entwicklung der Welligkeit der Schleifscheibenoberfläche im Prozessverlauf. Zunächst ist nur eine Grundwelle vorhanden, in deren Tal sich mit zunehmender Schleifzeit Welligkeiten höherer Frequenz ausbilden. In diesen spiegeln sich die Schwingungen des Werkstücks wieder, die sich auf der Scheibe vollständig abbilden können, wie in Abschnitt 2.2.2 anhand der Abbruch- und Übergangsfrequenzen, f^B und f^t , erläutert wurde, s. Tab. 2.4. Höherfrequente Welligkeiten entstehen anfänglich nur im Tal der Grundwelle, weil das Werkstück nur in diesem Abschnitt des Schleifscheibenumfangs Schwingungen größerer Amplitude ausführt, welche derartigen Verschleiß hervorrufen. Die Grundwelligkeit der Schleifscheibe behält über die gesamte Schleifzeit dieselbe Phasenlage relativ zur Scheibe.

Die folgenden eigenen Messungen bestätigen diese Ergebnisse. In Bild 5.11, wird die Phasenlage der Ratter-Bursts zum Schleifscheibenwinkel φ_S für einen Prozess mit einer unwuchtbedingten Exzentrizität der Scheibe von $\varepsilon = 1 \mu\text{m}$ betrachtet. Diese wandert bis $t_S = 115 \text{ s}$ nur minimal in positiver Umfangsrichtung. Zum Standzeitende der Scheibe $t_S \approx 145 \text{ s}$, bei bereits sehr großen Werkstückamplituden y_w , nimmt der Wellenfortschritt deutlich zu. Für $t_S > 145 \text{ s}$ führt extremer Verschleiß zusammen mit der Abnahme von Ratterfrequenz und Wellenanzahl auf der Scheibe zu einer deutlichen Verschiebung der Welligkeit auf dem Umfang.

In Bild 5.12 sind für $\varepsilon = 0,5 \mu\text{m}$ Messschriebe der Schleifscheibenoberfläche für unterschied-

Bild 5.11: Lage der Ratter-Bursts relativ zum Scheibenwinkel φ_S über der Schleifzeit t_S



liche Schleifzeiten t_S dargestellt. Diese wurden jeweils nach einem Schleifzyklus mittels induktivem Wegtaster mit Messrolle aufgezeichnet, vgl. Abschnitt 4.2.4. Die linke Grafik zeigt die ungefilterten Rohdaten des Sensors, die über vier Schleifscheibenumdrehungen gemittelt wurden. Für die Darstellung in der rechten Grafik wurden diese Daten mit einem Tiefpass aufbereitet, dessen Grenzwellenlänge einem Zwanzigstel des Scheibenumfangs entspricht.

Die bereits bei $t_S = 0$ s nach dem Abrichten vorhandene Grundwelligkeit der Scheibe ist in beiden Grafiken zu erkennen. Diese wird von hochfrequenten Welligkeiten überlagert. Zum praktischen Standzeitende, das im dargestellten Prozess bei $t_S \approx 140$ s lag, sind wie bei KALISZER höherfrequente Wellen auf dem Umfang sichtbar. Für $t_S = 200$ s lassen sich 15 bis 16 Wellen über dem Schleifscheibenumfang bestimmen, was für $f_S = 32,2$ Hz mit den vorliegenden Ratterfrequenzen von 483 bis 515,2 Hz korrespondiert.

Anhand der Rohdaten zeigt sich ferner die hohe Rauigkeit der Schleifscheibe nach dem Abrichten. Da für die Untersuchungen ein Prozess mit geringer Zustellung gewählt wurde, arbeitet die Schleifscheibe nicht im Bereich der Selbstschärfung, so dass die Rauigkeit im Prozessverlauf abnimmt, insbesondere im ersten Schleifzyklus.

Bereits KALISZER geht davon aus, dass die anfängliche Entstehung der Welligkeit auf eine Unwucht der Schleifscheibe zurückzuführen ist. Der hieraus resultierende Zusammenhang zwischen Rattern und Unwucht wird im folgenden Abschnitt näher untersucht.

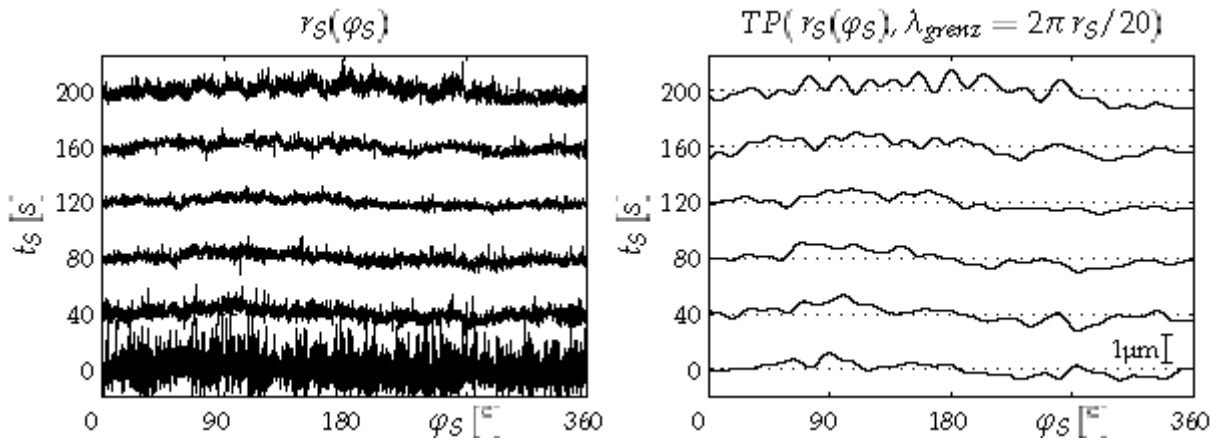


Bild 5.12: Entwicklung der Werkzeugwelligkeit im Prozessverlauf

5.7 Unwucht

Die Schleifscheibenwelligkeit ist einer der Hauptauslöser von Ratterschwingungen. Wenn nicht direkt eine Resonanz der Maschinenstruktur, nichtlineare Stick-Slip-Effekte in der Spindelkopfführung oder eine mangelhafte Gleichförmigkeit der Zustellung für Rattern verantwortlich gemacht werden können, lassen sich Ratterschwingungen im Allgemeinen durch ein Abrichten der Schleifscheibe vollständig beseitigen. Der Abrichtprozess dient dabei einerseits dazu, die Zerspaneigenschaften der Scheibe wieder in einen optimalen Zustand zu bringen und über dem Umfang zu homogenisieren, andererseits werden Welligkeiten, die sich während des Prozesses aufgebaut haben, durch das Abrichtwerkzeug beseitigt. Im Zusammenhang mit der Welligkeit der Schleifscheibe wurde im Rahmen dieser Arbeit festgestellt, dass der Einfluss einer Unwucht des schnell rotierenden Werkzeugs eindeutig als ratterbegünstigend klassifiziert werden kann.

Für die Untersuchungen wurde der automatische 2-Massen Auswuchtkopf der Firma Schmidt-Hoffmann-Systems GmbH (SBS) eingesetzt, um die Scheibenunwucht und damit die Wuchtgüte, das heißt die Amplitude der Auslenkung ε der Scheibe (gemessen am Schleifspindelkasten) aufgrund von Unwucht, gezielt vorzugeben. Das Gerät verfügt über einen Drehzahlmesser und ein Drehzahl abhängiges Bandpassfilter, über das Daten eines Beschleunigungsaufnehmers ausgewertet werden, der oberhalb des schleifscheibenseitigen Lagers der Schleifspindel auf dem Spindelkasten befestigt ist.

In Bild 5.13 ist die von LINDSAY (1973) als Begriff geprägte „Chatter-free (cf) Grinding Time“ t_{cf} der Wuchtgüte ε aufgrund einer eingestellten Unwucht gegenübergestellt.

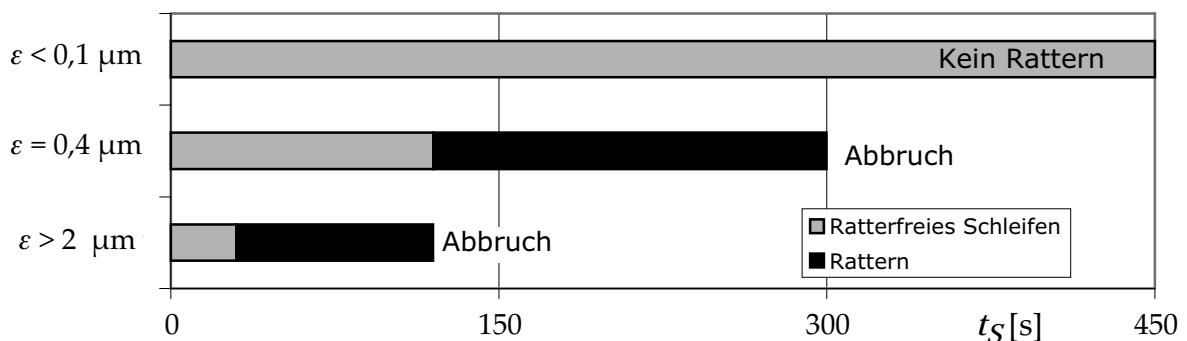


Bild 5.13: Ratterfreie Schleifzeit t_{cf} in Abhängigkeit der Wuchtgüte ε der Schleifscheibe

Mit einer absichtlich nur manuell statisch ausgewuchteten Schleifscheibe mit $\varepsilon > 2 \mu\text{m}$ traten Ratterschwingungen im Versuch bereits nach durchschnittlich ca. $t_{cf}(\varepsilon > 2) \simeq 30 \text{ s}$ auf, bei $\varepsilon = 0,4 \mu\text{m}$ erst nach $t_{cf}(\varepsilon = 0,4) \simeq 120 \text{ s}$. Die Versuche mussten aufgrund heftiger Ratterschwingungen jeweils nach $t_S(\varepsilon > 2) \simeq 120 \text{ s}$ bzw. $t_S(\varepsilon = 0,4) \simeq 300 \text{ s}$ abgebrochen werden. Die übrigen Maschinen- und Prozessparameter wurden während der Versuche nicht variiert. Laut Aussage des Auswuchtkopf-Herstellers SBS bei der Inbetriebnahme des Gerätes entspricht eine Wuchtgüte von $\varepsilon \leq 0,4 \mu\text{m}$ auf der Anzeige des verwendeten Gerätes bereits einer außerordentlich geringen Unwucht, die in industriellen Anwendungen nicht immer erreicht werden kann. Der Schleifmaschinen-Hersteller STUDER-AG (2000) gibt die erreichbare Wuchtgüte eines Hydrowuchtkopfes mit $\varepsilon = 0,2 \mu\text{m}$ an. Die Wuchtgüte statisch ausgewuchteter Scheiben entspricht nach STUDER einem $\varepsilon = 1 \dots 5 \mu\text{m}$.

Durch präzises Vorwuchten per Hand, kombiniert mit dem automatischen Wuchtkopf, war es

an der isoliert aufgestellten Versuchsmaschine möglich, den Unwuchteinfluss auf $\varepsilon < 0,1 \mu\text{m}$ zu reduzieren. Hier wurden die Versuche nach $t_S(\varepsilon < 0,1 \mu\text{m}) \simeq 450 \text{ s}$ abgebrochen, ohne dass Rattereffekte auftraten, vgl. Bild 5.13.

Stand des Wissens

Teure automatische Auswuchtgeräte sind in der industriellen Praxis nur bei Maschinen der Spitzenklasse serienmäßig vorhanden. Für kleinere Maschinen werden wirtschaftlichere, tragbare Geräte angeboten. Diese messen Amplitude und Winkellage der vorhandenen Unwucht und zeigen dem Benutzer die optimalen Positionen der Ausgleichsgewichte der Scheibe an. Nach Auskunft der Hersteller werden Auswuchtgeräte vom Käufer nur selten bestellt. Insbesondere in kleineren Werkstätten werden die Scheiben daher nur selten dynamisch oder semi-automatisch gewuchtet, wie Gespräche mit Anwendern und Herstellern ergeben haben.

Zahlreiche Arbeiten behandeln das effiziente *Abrichten der Schleifscheibe*, wobei in der Regel technologische Aspekte im Vordergrund stehen:

THÖING (1956) und FRANK (1963) untersuchen die erzielbare Wirkrauttiefe sowie den Verschleiß der Abrichtwerkzeuge. LORTZ (1975) behandelt die Kornverteilung und die Spanbildung beim Schleifprozess und geht dabei insbesondere auf die Bedeutung des Abrichtprozesses ein, s. a. FRÜHLING (1976). WEINERT (1976) analysiert Veränderungen der Oberflächenstruktur während des Prozesses. Hinweise zur optimalen Gestaltung eines konventionellen Abrichtprozesses sind in der Arbeit von MESSER (1983) zu finden.

YEGENOGLU (1986) konzentriert sich auf die Beschreibung einzelner Körner sowie eines Kornverteilungsmodells, auf dem u. a. DAVID (1997) aufbaut. Er entwickelt ferner analytisch-technologische Modelle zur Berechnung der Oberflächenbeschaffenheit der Schleifscheibe. EICHHORN (1997) behandelt das Abrichten und Konturieren der Schleifscheibe mit rotierendem Abrichtwerkzeug.

ARCISZEWSKI (1991) untersucht das CD-Schleifen, bei dem kontinuierlich abgerichtet wird. Beim CD-Schleifen spielen Ratterschwingungen keine Rolle, da sich auf der Schleifscheibe verfahrensbedingt keine Wellen ausbilden können. Aufgrund des hohen Materialabtrags auf dem Werkzeug, ist dieses Verfahren für konventionelle Schleifoperationen jedoch kaum wirtschaftlich einzusetzen.

Die *Unwucht der Schleifscheibe* wird nur in wenigen Arbeiten explizit behandelt:

KALISZER (1960) untersucht den Einfluss der Unwucht auf die Ausbildung von Mikrowelligkeiten auf der Schleifscheibenoberfläche und kann zeigen, dass sich diese umso schneller ausbilden, je größer die Unwucht der Scheibe ist. VARGA (1970) verwendet in seinen Berechnungen eine perfekt abgerichtete, aber unwuchtige Scheibe, die sich aufgrund anisotropischer Lagerung auf einer elliptischen Bahn um den Scheibenmittelpunkt bewegt. Er zeigt anhand der Hüllkurve der Bewegung analytisch, dass die resultierende Werkstückoberfläche wellig wird. KIENZLE UND MÜNNICH (1957) und GAWLAK (1984) behandeln allgemeine Aspekte des statischen und dynamischen Auswuchtens von Schleifscheiben.

Gemäß der Ergebnisse von CUNTZE (1966) steigen sowohl die anfängliche Schwingweite des Werkstücks als auch die Anstiegsgeschwindigkeit mit Unrundheit und Unwucht exponentiell an. CUNTZE kann Inhomogenitäten von Werkstück und Schleifscheibe anhand seiner Ver-

suche als Anregungsquellen für Rattern ausschließen und zeigt, dass der Abrichtzustand der Schleifscheibe maßgeblich die Ausbildung von Ratterschwingungen begünstigt.

Diesbezüglich weist CUNTZE auf eine Arbeit von GELFELD (1961) hin, der beschreibt, wie sich eine anfängliche harmonische Welligkeit auf der Scheibe ausbildet, wenn diese unter Unwuchteinfluss abgerichtet wird. Ein Effekt, der ebenfalls von KALISZER UND SINDWANI (1969) und von GAWLAK (1984) untersucht wird, in weiteren Arbeiten zur Abrichtproblematik oder zur Entstehung von Ratterschwingungen jedoch nicht explizit auftaucht. Obwohl die Unwucht in nahezu allen Arbeiten als mögliche Anregungsquelle für erzwungene Schwingungen genannt wird, taucht ihr Einfluss in Modellbetrachtungen zur Schleifprozessdynamik in der Regel nicht explizit auf. Unwucht berücksichtigen LIAO UND SHIANG (1989), sowie WECK UND SCHULZ (2001), die sie als zusätzliche Anregungsquelle verwenden, um im Modell und im Prozess Welligkeiten des Werkstücks zu erzwingen.

Unwucht als Quelle selbsterregter Schwingungen

Da die Frequenz der Schleifscheibendrehzahl in der Regel mehr als eine Ordnung kleiner ist als die auftretenden Ratterfrequenzen, besteht kein direkter Zusammenhang zwischen Unwucht und Rattern. Von allen möglichen Quellen externer Schwingungsanregung ist die Unwucht jedoch die mit dem größten Einfluss auf den Prozess, INASAKI ET AL. (2001). Die Annahme von HOSHI ET AL. (1986) bei den zahlreichen Peaks in einem Ratterspektrum im Abstand der Schleifscheibendrehfrequenz von f_S handele es sich um unterschiedliche Eigenfrequenzen des Schleifsystems, die von Harmonischen einer Unwucht angeregt werden, kann zwar anhand der zahlreich dokumentierten Schwingungsanalysen von Schleifsystemen in der Literatur zurückgewiesen werden, vgl. Kapitel 6, die Anregung des Systems durch die Schleifscheibendrehzahl ist aber permanent vorhanden und zeigt sich in jedem Messsignal des Prozesses.

5.7.1 Abrichtwelligkeit

Die Schleifscheibe bzw. -spindel ist ein kurzer elastischer Rotor, der an der Versuchsmaschine in hoch präzisen, hydrodynamischen Gleitlagern geführt wird. Er wird unterkritisch betrieben. Die erste Eigenkreisfrequenz ω_{S5} der fliegend gelagerten Schleifspindel samt Scheibe liegt bei $2\pi \cdot 2400 \text{ s}^{-1}$ vgl. Abschnitt 6.2 und somit deutlich oberhalb der Kreisfrequenz der Schleifscheibe im Betrieb $\Omega_S \approx 2\pi \cdot 32 \text{ s}^{-1}$.

Unter der vereinfachenden Annahme der Rotor sei symmetrisch gelagert, können die Translationsbewegungen der Schleifscheibe von den Neigungen entkoppelt betrachtet werden. Die Bewegungsgleichung der exzentrisch laufenden Schleifscheibe in der y - z -Ebene mit der Masse m_S hat dann die Form:

$$\mathbf{M} \begin{bmatrix} \ddot{y}_S \\ \ddot{z}_S \end{bmatrix} + \mathbf{D} \begin{bmatrix} \dot{y}_S \\ \dot{z}_S \end{bmatrix} + \mathbf{C} \begin{bmatrix} y_S \\ z_S \end{bmatrix} = r_U \Omega_S^2 m_S \begin{bmatrix} \cos \Omega_S t \\ \sin \Omega_S t \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

Dabei sei r_U der Abstand des Schleifscheibenschwerpunktes M_S vom Wellenmittelpunkt $M_0(\Omega_S = 0)$ der Schleifspindel infolge einer Unwucht U , SCHWEITZER ET AL. (1993), vgl. Bild 5.14 (A).

Der weitere Abrichtvorgang für eine Scheibe mit Unwucht ist in Bild 5.14 skizziert:

- (B) Bei Betriebskreisfrequenz Ω_S bewegen sich der Schwerpunkt M_S und der Wellenmittelpunkt M_0 aufgrund des Vektors der Unwuchtkraft $F_U(\Omega_S)$ auf Kreisbahnen um einen Mittelpunkt M_Ω . Für $\Omega_S \ll \omega_{SS}$ gelten für die Radien $r_{M_S}(\Omega) = r_U + \varepsilon$ sowie $r_{M_0}(\Omega) = \varepsilon \ll r_U$.
- (C) Nach Zustellung des Abrichtwerkzeugs $y_{fu} > 2\varepsilon$ wird am Scheibenumfang je nach aktueller Lage des Unwuchtvektors unterschiedlich viel Material abgetragen, da der Abstand der Punkte M_S und M_0 vom Abrichtwerkzeug mit dem Drehwinkel der Scheibe harmonisch variiert. Zeigt der Unwuchtvektor $F_U(\Omega_S)$ in Richtung des Abrichtwerkzeugs wird beim Abrichten in Bezug auf M_0 viel Material abgetragen.
- (D) Zeigt $F_U(\Omega_S)$ weg vom Abrichtwerkzeug, wird in Bezug auf M_0 weniger Material abgetragen.
- (E) Nach dem Abrichten ist die Außenkontur der Schleifscheibe bei Betriebskreisfrequenz Ω_S zentrisch zur Drehachse durch M_Ω .
- (F) Kehrt bei Stillstand der ursprüngliche Konturmittelpunkt M_0 wieder in den Wellenmittelpunkt zurück, hat der Radiusvektor der Scheibe in Bezug auf M_0 über dem

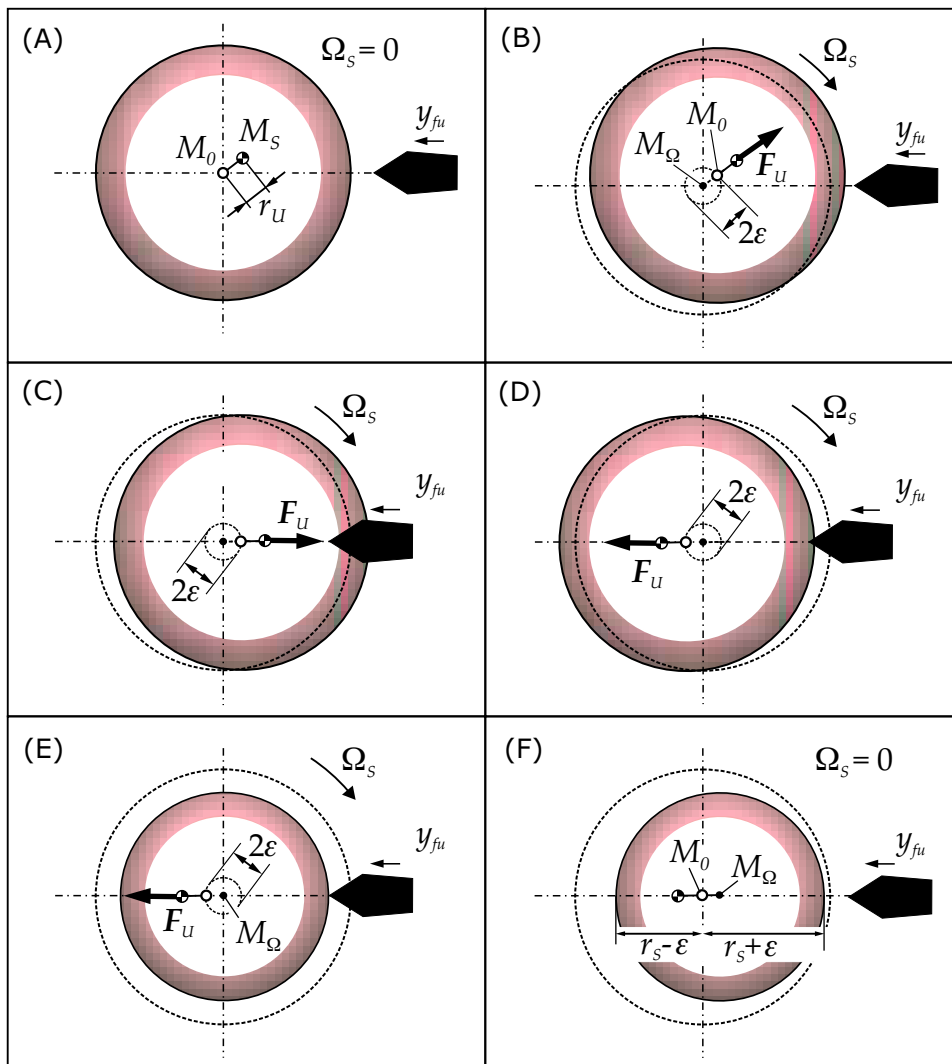


Bild 5.14: Abrichten einer unwuchtigen Schleifscheibe

Umfang eine harmonische Welligkeit mit der Amplitude ε und mit einem Minimum an der Winkellage des Scheibenschwerpunktes M_S bzw. der Unwuchtmasse.

Beginnt der Schleifvorgang, werden Werkstück und Scheibe gekoppelt. Dieses führt zu einer Veränderung der Spindelsteifigkeit und die Auslenkung der Scheibe ε wird reduziert. Bedingt durch die Schleifkräfte nimmt auch die Drehzahl der Schleifscheibe ab, was zu einer geringeren Unwuchtkraft und ebenfalls zu einem geringeren ε führt.

Die unwuchtbedingte Exzentrizität ε verändert sich dabei linear mit der Steifigkeit und quadratisch mit der Drehzahl, Gl. (5.6). Ändert sich ε um 5%, ergibt sich eine wirksame Welligkeit von $\tilde{\varepsilon} = 0,1 \cdot \varepsilon$. Bei einer statisch gut ausgewuchteten Scheibe mit einer Wuchtgüte von $\varepsilon \approx 1 \mu\text{m}$ bedeutet dieses bereits ein $\tilde{\varepsilon} \approx 0,1 \mu\text{m}$, was beim Feinschleifen mit Zustellungen im Bereich von $10 \mu\text{m/s}$ nicht unerheblich ist.

Die Welligkeit, die auf diese Weise beim Abrichten aufgebracht wird, spielt bei der Ratterentstehung eine weit größere Rolle als die Unwucht selbst. In Bild 5.15 ist die Entwicklung von Ratteramplituden in Abhängigkeit der Unwucht beim Abrichten und Schleifen dargestellt. 100% entsprechen dabei der Amplitude $y_w(t_{cf})$ am Ende der ratterfreien Schleifzeit t_{cf} .

Wurde die unwuchtbedingte Exzentrizität beim Abrichten zu $\varepsilon_A = 1 \mu\text{m}$ gewählt, entstanden hörbare Ratterschwingungen bereits nach einer ratterfreien Schleifzeit von $t_{cf} \approx 125 \text{ s}$. Dieses geschah unabhängig davon, ob die Exzentrizität beim Schleifen $\varepsilon_S = 1 \mu\text{m}$ oder $\varepsilon_S = 0,1 \mu\text{m}$ betrug. Nach einem Abrichten mit $\varepsilon_A = 0,1 \mu\text{m}$ entstand hörbares Rattern erst nach nahezu der doppelten Schleifzeit. Die Steigung der Kurven für $\varepsilon_S = 1 \mu\text{m}$ oder $\varepsilon_S = 0,1 \mu\text{m}$ ist wiederum nahezu identisch.

Deutliches Rattern, das für $\varepsilon_A = 1 \mu\text{m}$ zu Rattermarken auf der Oberfläche führte und kurze Zeit später den Abbruch der Versuchsreihe notwendig machte, trat für $\varepsilon_A = 0,1 \mu\text{m}$ bis $t_S = 300 \text{ s}$ im untersuchten Zeitbereich nicht auf. Für $\varepsilon_A < 0,1 \mu\text{m}$ trat auch nach $t_S = 450 \text{ s}$ kein hörbares Rattern auf, vgl. Bild 5.13.

Die dargestellten Ergebnisse aus Bild 5.15 lassen sich für alle im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuchsreihen verallgemeinern. Um eine Anregung durch Unwucht und unwuchtbedingte Exzentrizität auszuschließen, sollte die Wuchtgüte einer Scheibe im Submikrometerbereich liegen. Solange die übrigen Prozessparameter konstant gehalten werden, wird eine bessere Wuchtgüte die Ratterneigung eines Schleifsystems deutlich reduzieren. Eine

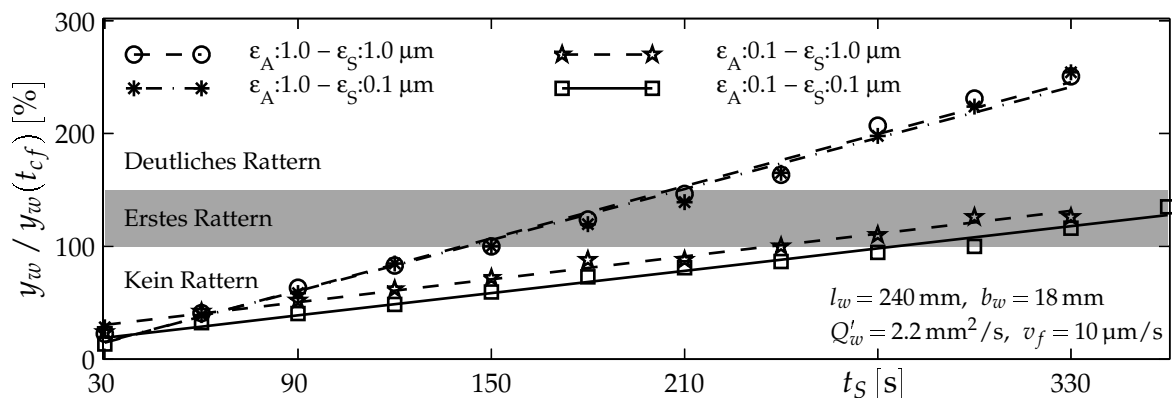


Bild 5.15: Entwicklung der Ratteramplitude in Abhängigkeit von unwuchtbedingter Exzentrizität beim Abrichten (ε_A) und Schleifen (ε_S)

gut ausgewuchtete Schleifscheibe führt außerdem zu einer feineren Oberfläche, wie Ergebnisse von INASAKI ET AL. (2001) beim Flachs Schleifen zeigen.

Für a priori unbekannt Parameterkombinationen ist eine Vorhersage der *ratterfreien Schleifzeit* oder der Ratteramplitude nicht möglich, da die absolute Steigung der Kurven in Bild 5.15 prozessabhängig stark variiert und neben der Unwucht weitere Quellen für Ratterschwingungen existieren, vgl. Bild 2.4.

5.8 Modelldimension

Im Bereich der sogenannten *Nichtlinearen Dynamik* wurden Methoden entwickelt, um die Dimension eines unbekanntes Prozesses abzuschätzen. Diese basieren auf der Analyse einzelner Zeitreihen, d. h. Messdaten aus dem untersuchten Prozess.

Eine Kernfrage, die sich im Verlauf der Modellbildung des Schleifprozesses ergeben hat, ist die Dimension des Modells bzw. die Anzahl der Zustände, die im Modell berücksichtigt werden müssen. Wird zur Abbildung des dynamischen Verhaltens ein Modell mit zwei mechanischen Freiheitsgraden benötigt, wie die Ergebnisse der Schwingungsanalyse aus Abschnitt 5.3 andeuten, oder genügt ein eindimensionales Modell, wie es in der Literatur überwiegend verwendet wird? Um diesbezüglich weitere Informationen über die Systemdynamik zu sammeln, wurden Signale aus dem Schleifprozess mit dem Verfahren der *Korrelationsdimension* untersucht, das nach PARLITZ (1997) oder KANTZ UND SCHREIBER (1997) einen unteren Grenzwert für die Anzahl Zustände des untersuchten Prozesses liefert. Alternative Verfahren sind die Methode der *False Nearest Neighbours*, ABARBANEL (1996), der von BRUNS UND POPP (1999) entwickelte *Nichtlineare Vorhersagefehler* für Systeme mit definierter, bekannter externer Anregung oder die Methode der Füllfaktoren von BUZUG, s. BRUNS UND POPP (1998).

Das Verfahren der Korrelationsdimension wurde hier eingesetzt, da einerseits die Eingabeparameter einfach festlegbar sind und nicht geschätzt werden müssen, und andererseits theoretisch quasi beliebige Zeitreihen verwendbar sind, die den Schleifprozess beschreiben.

Einbettung

Das Verfahren der Korrelationsdimension arbeitet mit einer einzelnen Zeitreihe aus dem Prozess. Dieses Signal $\mathbf{s}(t) = f(\mathbf{x}(t))$ wird auf Basis der von TAKENS (1980) vorgeschlagenen *Versatzzeit-Methode* nach Gl. (5.7) mit einer Versatzzeit t_T in d_E Teilsignale zerlegt und im d_E -dimensionalen Raum als Kurve bzw. als sogenannter Attraktor *eingebettet*, d. h. dargestellt, s. Bild 5.17.

$$\mathbf{p}(t, t_T) = [\mathbf{s}(t), \mathbf{s}(t + t_T), \mathbf{s}(t + 2t_T), \dots, \mathbf{s}(t + (d_E - 1)t_T)] \quad (5.7)$$

SAUER ET AL. (1991) konnten zeigen, dass sich der aus $\mathbf{p}(t, t_T)$ rekonstruierte Attraktor und der Attraktor der originalen Zustände $\mathbf{x}(t) = [x_1(t), \dots, x_m(t)]'$ des Systems ähnlich sind, wenn die Einbettungsdimension d_E des Zeitsignals mindestens doppelt so groß gewählt wird wie die Dimension des untersuchten Systems. Die Versatzzeit t_T , die für die Einbettung der Daten erforderlich ist, kann aus dem ersten Nulldurchgang der Autokovarianzfunktion des Signals ermittelt werden, vgl. BRUNS UND POPP (1998), PARLITZ (1997) und TAKENS (1980).

5.8.1 Korrelationsdimension

Vereinfachend beschrieben, lässt sich die Dimension eines Systems mit m freien Zustandsgrößen in einem Raum mit mehr als m Zuständen anhand eines Attraktors des Systems, d. h. einer Trajektorie seiner dynamischen Bewegung, als m -dimensionales Verhalten erkennen. Eine ebene Bewegung bleibt beispielsweise in einer dreidimensionalen Grafik als zweidimensionale Bewegung erkennbar.

Die Basis des Verfahrens zur Bestimmung der Korrelationsdimension ist die Korrelationssumme $C(r)$, die die Wahrscheinlichkeit angibt, mit der der Abstand zweier beliebig ausgewählter Punkte \mathbf{p}_i und \mathbf{p}_j aus einer Menge von N Punkten im m -dimensionalen Raum kleiner gleich dem Abstand r ist, PARLITZ (1997),

$$C(r) = \frac{2}{N(N-1)} \sum_{i=1}^N \sum_{j=i+1}^N H(r - |\mathbf{p}_i - \mathbf{p}_j|) \quad . \quad (5.8)$$

Um ausgewählte Punkte \mathbf{p}_i des nach TAKENS eingebetteten Datensatzes, Gl. (5.7), wird für verschiedene Einbettungsdimensionen eine d_E -dimensionale Kugel mit r als variablem Radius gelegt. Die Anzahl $C(r)$ der Attraktorpunkte in dieser Kugel wird nach Gl. (5.8) bestimmt. Hieraus wird die Korrelationsdimension $D_2(r)$ als die logarithmische Steigung der Korrelationssumme berechnet, Gl. (5.9), und über dem relativen Kugelradius $r_{rel} = r/r_{max}$ aufgetragen, vgl. PARLITZ (1997) u. a. .

$$D_2(r) = \frac{d \log[C(r)]}{d \log(r)} \quad (5.9)$$

Sofern das untersuchte System eine definierte Dimension aufweist, macht sich diese durch ein Plateau von $D_2(r)$ bemerkbar. Da die Anzahl der Attraktorpunkte eines m -dimensionalen Systems innerhalb der d_E -dimensionalen Kugel proportional zu r^m ist, ist die Steigung $D_2(r)$ in korrespondierenden Abschnitt konstant. Dieses gilt für ausreichend große d_E , weshalb $D_2(r)$ in diesem Bereich für $d_E > m \dots 2m$ gegen den Grenzwert m strebt.

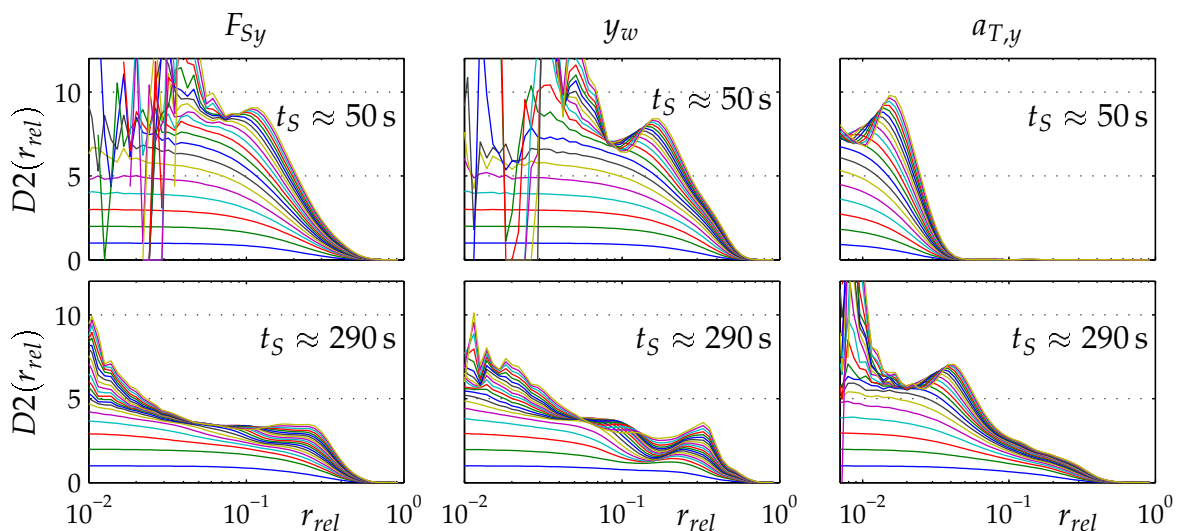


Bild 5.16: Korrelationsdimension für $d_{E,max} = 20$ für Signale ohne und mit Rattern

Ein großer Vorteil des Verfahrens der Korrelationsdimension ist, dass die Einbettungsdimension d_E selbst a priori nicht bekannt sein muss.

Für die Berechnung der Korrelationsdimension wird die Funktion D_2 aus dem TISEAN-Softwarepaket von HEGGER UND KANTZ (1999) eingesetzt.

Untersucht wurden Daten der Werkstückauslenkung, Schleifkraft und Reitstockbeschleunigung. Es wurden Signalverläufe zu Beginn des Prozesses ohne Rattern ($t_S \approx 50$ s) und zum Ende der Werkzeugstandzeit ($t_S \approx 290$ s) mit deutlichen Ratterschwingungen untersucht. Die Datensätze mit einer Abtastrate von 41,3 kHz sind mit einem 4 kHz Tiefpass und einem 15 Hz Hochpass gefiltert und haben eine Länge von jeweils ca. 200 000 Datenpunkten. Die maximal zu untersuchende Einbettungsdimension ist $d_E^{max} = 20$. Ausgesuchte Ergebnisse der durchgeführten Berechnungen sind in Bild 5.16 dargestellt.

Offensichtlich ist der Unterschied zwischen Ergebnissen aus Daten mit Rattern ($t_S \approx 290$ s) und Daten ohne Rattern ($t_S \approx 50$ s) zu erkennen. In den Grafiken der oberen Reihe kurz nach dem Abrichten kann kaum von einer Konvergenz der Steigung gesprochen werden. Schmale Plateaus sind bei Werten von $D_2(F_{Sy}) = 8,5$ bis $D_2(y_w) = 7$ zu erkennen.

Für $t_S \approx 290$ s sind ausgeprägte Ratterschwingungen vorhanden und bei den Kraftdaten hat sich ein deutliches Plateau bei $D_2(F_{Sy}) = 3,5$ gebildet. Bei den Auslenkungen y_w ist eine Konvergenz bei $D_2(y_w) = 4$ für mittlere relative Radien $r_{rel} \approx 0,1$ zu erkennen. Bei den Beschleunigungsdaten ist keine ausgeprägte Konvergenz vorhanden. Für $r_{rel} \approx 0,02$ ist zwar ein Plateau bei sechs zu erkennen, dieses wird aber von einem Überschwingen begleitet.

Die mit dem Verfahren der Korrelationsdimension erhaltenen Ergebnisse

- bestätigen die Beobachtung, dass sich die Dimension des Systems beim Entstehen von Ratterschwingungen reduziert, wie dieses in Abschnitt 5.1f. anhand des Prinzipmodells und der gemessenen Werkstückauslenkungen gezeigt wurde.
- deuten darauf hin, dass ein Schleifprozessmodell mindestens vier unabhängige Zustandsgrößen aufweisen sollte, um den Fall von Ratterschwingungen abbilden zu können. Für den Fall des optimalen Prozesses nimmt die Anzahl der Zustände nochmals zu, wenn die schmalen Plateaus der dargestellten Kurven als Konvergenz zu interpretieren sind. Anderenfalls kann von einem zufälligen Zeitverhalten ausgegangen werden.
- lassen vermuten, dass der Prozess des Ratterns Anteile chaotischen Verhaltens hat, da sich bei der Analyse der Kraftdaten eine sogenannte *fraktale* Dimension bei $D_2(r) = 3,5$ einstellt, die sich bei den Auslenkungen des Werkstücks jedoch nicht findet. Zum Vergleich sei die Arbeit von MOON (1994) genannt, in der er die Steigung des Korrelationsintegrals für sein Modell des Drehprozesses berechnet und anhand einer fraktalen Dimension von $S = 2,6$ dem System chaotisches Verhalten nachweist.

Neben der Dimensionsreduzierung, die anhand der Ergebnisse aus Abschnitt 5.3 offensichtlich ist, liefert die Korrelationsdimension lediglich eine unsichere Aussage über die Systemdimension des realen Schleifprozesses. Das Verfahren gibt außerdem keinerlei Informationen, welche Zustandsgrößen für ein Minimalmodell zu berücksichtigen sind. Sollte der Attraktor eines Rattersignals tatsächlich von der Dimension vier oder höher sein, wäre dieser schwer zu visualisieren bzw. anschaulich darzustellen.

5.8.2 Attraktorrekonstruktion

Sofern der Attraktor des Originalsystems bekannt ist, kann die Versatzzeitmethode nach TAKENS, Gl. (5.7), dazu dienen festzustellen, wie gut eine Zeitreihe bzw. eine Messgröße, den zugrunde liegenden Prozess beschreibt. In Bild 5.17 ist der Originalphasenplan, y_w über \dot{y}_w rekonstruierten Attraktoren im \mathbb{R}^2 gegenübergestellt.

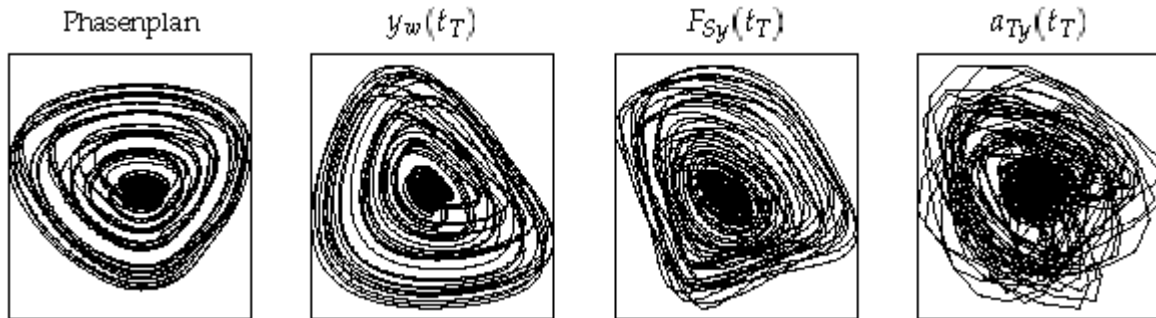


Bild 5.17: Original-Phasenplan, y_w über \dot{y}_w , und rekonstruierte Attraktoren ($t_S \approx 290$ s)

Der aus Wegdaten rekonstruierte Attraktor ähnelt dem Original bis auf eine Drehung um 45° , die für das Einbettungsverfahren charakteristisch ist. Die Rekonstruktion aus der Normalkraft F_{Sy} zeigt eine gewisse, wenn auch deutlich geringere Ähnlichkeit. Der Attraktor der Beschleunigungsdaten ist grundlegend vom Original verschieden und enthält so gut wie keine Information über das Systemverhalten. Dieses bestätigt die Ergebnisse aus Abschnitt 4.2. Dort wurde gezeigt, dass eine gute Korrelation der Kraftmessdaten mit dem Wegsignal vorliegt, während diese zum Beschleunigungssignal deutlich schlechter ist, s. Bild 4.10 und 4.7.

Anhand von Bild 5.17 wird außerdem deutlich, dass die sinnvolle Rekonstruktion des Attraktors eines realen Systems eine Zeitreihe erfordert, die möglichst direkt mit der Systemdynamik korreliert ist. Beschleunigungssignale oder unbehandelte AE-Daten, sind hierzu nicht einzusetzen.

Der rekonstruierte Attraktor von y_w behält auch im \mathbb{R}^3 seine zweidimensionale Gestalt aus Bild 5.17. Im Fall des Ratterns erscheint daher eine Abbildung der Systemdynamik in einem zweidimensionalen Phasenplan als geeignet. Die Zustände Werkstückauslenkung y_w und -geschwindigkeit \dot{y}_w , bzw. y_w^α und \dot{y}_w^α stellen darin die Systemzustände dar, vgl. Abschnitt 5.3.

Unter der Annahme einer Dimension von vier, wie sie das Verfahren der Korrelationsdimension unter Vorbehalt liefert, erscheint es aus Kenntnis des Systems sinnvoll, die Schleifscheibenoberfläche $r_S(t, \alpha = 0)$ im Eingriff als weitere potentielle Zustandsgrößen eines Schleifprozessmodells auszuwählen, da sie einen entscheidenden Einfluss auf die Dynamik des Systems hat. Als potentielle vierte Zustandsgröße sollte auf Basis der Messdaten aus Abschnitt 5.3 die tangentielle Werkstückbewegung z_w oder deren Ableitung gewählt werden. Ihr Einfluss auf die Systemdynamik ist größer als beispielsweise der Einfluss der Werkstückoberfläche, die aufgrund ihrer Filtereigenschaften für die Ausbildung des Ratterns nur selten verantwortlich ist, vgl. Kapitel 2 bzw. Abschnitt 7.2.

6 Systemnachgiebigkeit

Bei der Betrachtung der Nachgiebigkeit eines Schleifsystems sind zwei Bereiche zu unterscheiden. Hinsichtlich der Auslenkung durch den „quasi-statischen“ Anteil der Schleifkraft verhält sich das Werkstück wie ein *langsames* PT1-System mit einer Zeitkonstante im Bereich mehrerer Sekunden, vgl. Bild 2.3. In Bezug auf Ratterschwingungen lässt sich die *schnelle* Systemdynamik durch einen Ein-Massen-Schwinger darstellen, der nichtlinear an die Schleifscheibe gekoppelt ist, vgl. Bild 5.1.

Um die Einflüsse von Werkstück, Schleifscheibe und Maschine auf die schnelle Systemdynamik und insbesondere auf die Ratterfrequenz zu studieren, wurden umfangreiche Schwingungsanalysen durchgeführt. Die erzielten Ergebnisse und aufgedeckten nichtlinearen Aspekte des Systemverhaltens werden im Folgenden beschrieben.

In den Abschnitten 6.1 und 6.2 werden die Kontaktpartner Werkstück und Schleifscheibe zunächst getrennt betrachtet. Die Abschnitte 6.3 und 6.4 beschäftigen sich mit dem Schwingungsverhalten des gekoppelten Systems, das in normaler Richtung zum Schleifkontakt aber auch tangential dazu untersucht wurde. Im Abschnitt 6.5 wird gezeigt, wie die HILBERT-Transformation eingesetzt werden kann, um die Nichtlinearität des Systems nachzuweisen.

6.1 Werkstück

Das Ergebnis eines typischen Ausschwingversuchs am eingespannten *rotierenden* Werkstück *ohne Kontakt* zur Schleifscheibe ist in Bild 6.1 dargestellt. Die Anregung $F_{\delta,yz}$ erfolgte mit einem Impulshammer in einem Winkel von 45° zur y_w - und zur z_w -Koordinate, vgl. Bild 4.14.

Das Werkstücksystem verhält sich in erster Näherung wie ein Ein-Massen-Schwinger. Die Schwingungsantwort weist aber variable Eigenfrequenzen auf. Einerseits besteht ein Unter-

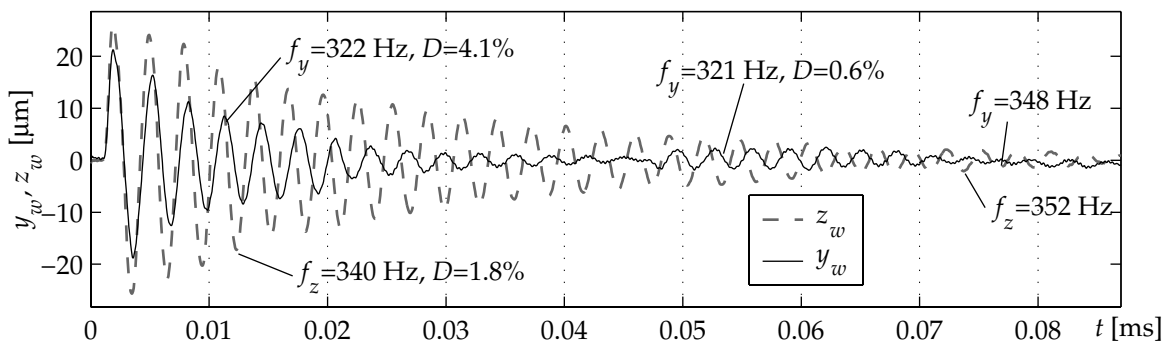


Bild 6.1: $F_{\delta,yz} \mapsto y_w, z_w$: Wegantwort des rotierenden Werkstücks nach Impulsanregung

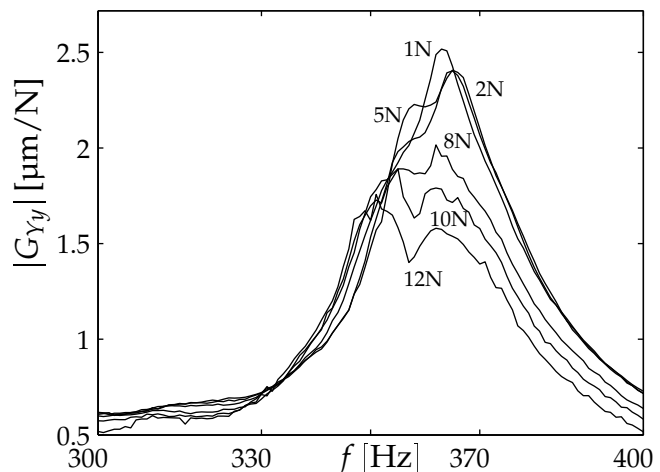
schied zwischen normaler (y_w) und tangentialer (z_w) Schwingfrequenz, andererseits verändert sich die Frequenz mit der Zeit. Es zeigt sich ebenfalls, dass das LEHRsche Dämpfungsmaß D von der Amplitude der Schwingung abhängig ist. Große Amplituden werden mit bis zu $D = 5\%$ bedämpft, während $D = 0,5 \dots 1\%$ für kleine Amplituden gilt, wie die Schwingungsanalyse im Zeitbereich mit dem Programm MEDUSA ergab.

In Bild 6.2 sind die Amplituden der Übertragungsfrequenzgänge $G_{Yy}(j\omega) = y_w^*(j\omega)/F_{sin,y}$ im Bereich der Resonanz dargestellt, die am freien nicht-rotierenden Werkstücksystem im Stepped-Sinus Verfahren mit geregelter Kraftamplitude gewonnen wurden^{2,3}. Diese zeigen ebenfalls, dass die Amplitude der Hauptresonanz mit zunehmender Schwingungs- bzw. Anregungsamplitude abnimmt.

Die **amplitudenabhängige Dämpfung** lässt sich über die Kontaktreibung in der Zentrierbohrung erklären, wie es von sogenannten Reibleisten bekannt ist, WISSBROCK (1985). Reibung durch die Rotation oder die Art der Aufspannung der Schleifprobe in Wellenmitte kann als Ursache ausgeschlossen werden. Der genannte Effekt tritt auch bei einer stillstehenden Welle ohne aufgesetzte Schleifprobe auf. Er ist ferner unabhängig von Durchmesser bzw. Tiefe der Zentrierbohrung. Bei großen Schwingungsamplituden finden Relativbewegungen und Stöße zwischen Werkstück und Spitze statt. Die entstehende Reibung wirkt der Systembewegung entgegen. Bei kleinen Amplituden treten kaum Relativbewegungen zwischen Spitzen und Werkstück auf, und nur wenig Schwingungsenergie wird durch Reibung dissipiert.

Der Effekt der **Lagekopplung** zeigt sich beispielsweise in Bild 6.1 in den aufklingenden Schwingungen in normaler Richtung bei $y_w(t = 0,05 \text{ ms})$. Diese wurden nicht durch eine externe Quelle, z. B. Stick-Slip in der Spitze oder im Antriebsmotor verursacht, da dieser Effekt asynchron zur Antriebsdrehzahl $n_w = 1/s$ auftrat.

Bild 6.2: $F_{sin,y} \mapsto y_w^*$: Übertragungsverhalten des freien Werkstücksystems im Bereich der Resonanz bei unterschiedlichen Anregungsamplituden^{2,3}



²Mit * gekennzeichnete Wegsignale wurden aus Beschleunigungssignalen ermittelt

³ $G_{Yy}(j\omega)$ - Großbuchstaben bezeichnen die Richtung der Anregung, Kleinbuchstaben die der Antwort

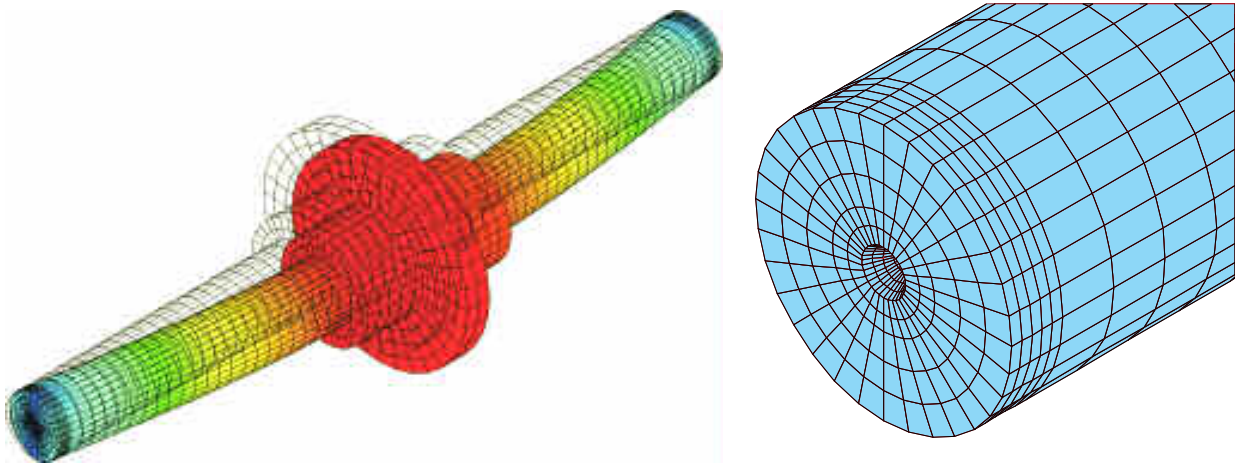


Bild 6.3: FE-Modell des Werkstücks mit Zentrierbohrung

Variable Eigenfrequenzen in normaler und tangentialer Richtung können durch eine anisotrope Reitstockspitze hervorgerufen werden. Die Eigenfrequenzen sind aber auch in einer Schwingungsrichtung nicht konstant. Gerade bei Rotation der Welle ohne Schleifscheibeneingriff waren keine reproduzierbaren Frequenzmessungen möglich. Dieser Effekt lässt sich durch die ständig variierende Kontaktsituation an den Spitzen erklären, durch die das System in den Schwingungsrichtungen unterschiedlich stark verstimmt wird.

Die Randbedingungen des Werkstücksystems, dessen Biegeeigenfrequenzen nicht zuletzt durch die Art der Einspannung bestimmt wird, ändern sich somit permanent. Zur Bestätigung dieser Vermutungen wurden Vergleichsrechnungen mit ANSYS durchgeführt. Das Werkstück wurde mitsamt der Zentrierbohrung in einem FE-Modell abgebildet, s. Bild 6.3. Werden die Randbedingungen $[u_x, u_y, u_z] = \mathbf{0}$ im dargestellten 3D-Modell in Anlehnung an einen nicht optimalen Kontakt nur der Hälfte der Knoten in der Zentrierbohrung eingepreßt, weichen die berechneten ersten Biegeeigenfrequenzen je nach Verteilung der festgelegten Knoten ähnlich dem realen System um bis zu 30 Hz voneinander ab.

Weder Unrundheiten noch eine geringe Schiefstellung der Spitzen zueinander und zu den Zentrierbohrungen lassen sich in der Praxis ausschließen, vgl. KATO ET AL. (1985). Letztere wird unter der Einwirkung der Schleifkraft immer vorliegen, so dass sich selbst bei optimal ausgerichteten Spitzen stets unsymmetrische, variable Kontaktverhältnisse ergeben.

Die wechselnde Kontaktsituation zwischen Werkstück und Werkzeug wird anhand der Bildfolge in Bild 6.4 deutlich. Die Schwingungsamplituden dieses 2D-Modells sind zum Zweck der besseren Darstellung vergrößert worden. Werkstück und Zentrierspitze sind über 1D-

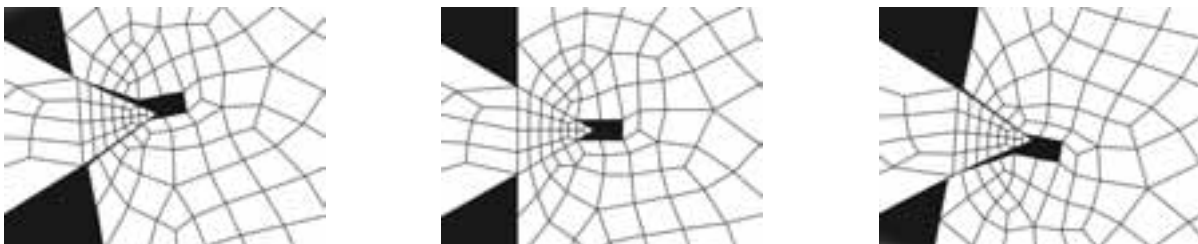


Bild 6.4: Wechselnde Kontaktsituation an der Zentrierspitze

Kontaktelemente verbunden. Die Zentrierspitze ist in einem ideal starren Reitstock eingespannt.

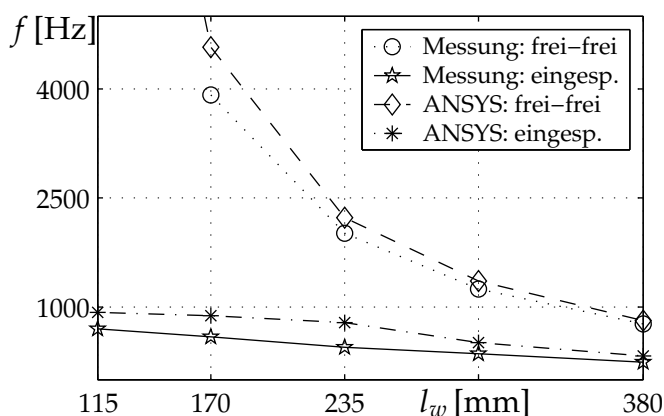
Die in Abschnitt 4.2.2, Bild 4.7, gezeigte Nichtlinearität im Übertragungsverhalten zwischen Reitstock und Werkstückmitte kann mit Hilfe des ANSYS-Modells aus Bild 6.4 als das wechselseitige Anschlagen der Zentrierbohrung an der Spitze interpretiert werden. Dieses führt zu Anteilen im Beschleunigungssignal der Reitstockspitze mit der doppelten Frequenz der Werkstückschwingung.

Die erste Biegeeigenform des eingespannten Werkstücks ist der Eigenmode, der bei allen Werkstücklängen hauptsächlich beobachtet wurde, Bild 6.5 für $l_w = 300$ mm. Diese Schwingungsform sei nach CHEN (1990) im Folgenden als erste Eigenschwingung des *Werkstücksystems* bezeichnet. Deutlich ist an den Schwingungslinien der Einfluss des weichen Reitstocks zu erkennen, dessen Spitze das Werkstück verlängert, während die Spitze des Spindelstocks dynamisch steifer ist. Wird eine MK3-Spitze im Reitstock beispielsweise durch eine MK4-Spitze ausgetauscht, erhöht sich die Ratterfrequenz, CUNTZE (1966).



Bild 6.5: Erste Biegeeigenform des Werkstücksystems auf der KARSTENS 16A

Die experimentell ermittelten Eigenfrequenzen der in der Maschine zwischen Spitzen eingespannten und eines frei-frei gelagerten, auf Schaumstoff liegenden Werkstücks sind einander in Bild 6.6 gegenübergestellt. Im Gegensatz zum hyperbolischen Verlauf ($f_{w1} \sim 1/l_w^2$) der Eigenfrequenz bei den Randbedingungen *frei-frei* ist f_{w1} im eingespannten Zustand deutlich niedriger und sinkt linear mit zunehmender Werkstücklänge l_w . Zum Vergleich sind Eigenfrequenzen aufgetragen, die anhand von ANSYS-Modellen der entsprechenden Werkstücke berechnet wurden, vgl. Bild 6.3. In der Konfiguration *eingespannt* wurden in ANSYS die Knoten der modellierten Zentrierbohrung festgelegt.



l_w [mm]	eingespannt		frei-frei	
	Mess.	ANSYS	ANSYS	Mess.
115	698	926	12035	-
170	588	879	4574	3915
235	446	783	2227	2015
300	355	510	1355	1246
380	241	327	813	767

Bild 6.6: Eigenfrequenzen von freien und eingespannten Werkstücken in Hz

6.2 Schleifscheibe und Schleifspindel

Die ersten Eigenfrequenzen der freien Schleifscheibe, die einen radialen Anteil enthalten, wurden bei radialer Anregung experimentell zu 3550 Hz und zu 4550 Hz bestimmt. Die Schleifscheibe war hierzu an einem Draht aufgehängt. Die erste Eigenfrequenz der aufgespannten Schleifscheibe mit Flansch, deren Schwingungsform eine radiale Komponente enthält, konnte experimentell nicht angeregt werden.

Entsprechende FE-Rechnungen der Schleifscheibe mit Flansch in ANSYS ergaben für die ersten zwei Schwingungsformen, die neben einer axialen auch eine radiale Komponente aufweisen, Frequenzen von 3719 Hz und 5380 Hz, Bild 6.7. Für die erste hauptsächlich radiale Schwingung wurde eine Frequenz von 5680 Hz ermittelt. FOLKERTS (1993) berechnet für eine innen festgelegte Scheibe ohne Flansch die erste radiale Schwingung bei einer Frequenz von 5325 Hz.

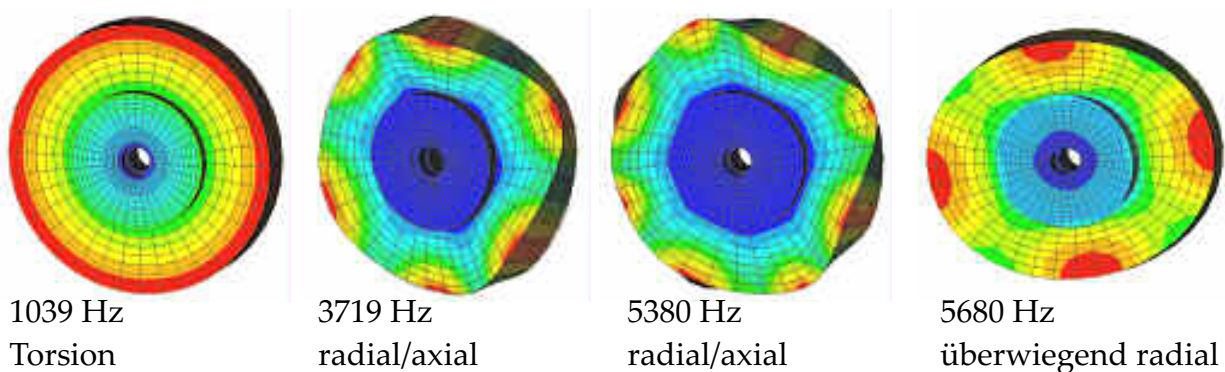


Bild 6.7: Eigenformen der Schleifscheibe mit Flansch aus ANSYS

Die erste torsionale Schwingung der Scheibe, die messtechnisch nicht nachzuweisen war, liegt laut FE-Rechnung bei 1039 Hz, s. a. MANNAN ET AL. (1999). Weitere nicht dargestellte Eigenformen sind Schirmschwingungen bei Frequenzen von 1744 Hz und 4741 Hz, axiale Schwingungen mit einer radialen Knotenlinie bei 1196 Hz, 3644 Hz und 5169 Hz sowie eine axiale Schwingung mit zwei radialen Knotenlinien bei 2338 Hz.

Das verwendete Modell der Schleifscheibe besteht aus 7200 Elementen des ANSYS Typs *Solid45*. Für die Rechnung wurden für die Korundscheibe ein Elastizitätsmodul von $E_S = 50 \text{ kN/mm}^2$, eine Querkontraktionszahl $\nu_S = 0,2$ und eine Dichte von $\rho_S = 3,5 \text{ kg/dm}^3$ angenommen, vgl. FOLKERTS, ROWE ET AL. (1993) und BROWN ET AL. (1971). Der Flansch der Scheibe ist aus Stahl.

Der Frequenzgang der Schleifspindel $G_S(j\omega)$ im Stillstand ohne Kontakt mit dem Werkstück sowie die Kohärenz γ zwischen Schwingungsanregung und -antwort sind in Bild 6.8 dargestellt. Der Frequenzgang wurde bei radialer Impulsanregung an der Schleifscheibe mit einem Beschleunigungsaufnehmer auf dem Scheibenflansch aufgenommen.

Sichtbar sind Resonanzen der Spindel bei 2,4 kHz, 3,3 kHz und 4,16 kHz. Der Peak bei 2,4 kHz gehört zur ersten Biegeeigenfrequenz der Spindel. Rechnungen mit dem Rotordynamik-Programm FEROS des Instituts für Mechanik der Universität Kassel ergaben auf der Basis geschätzter Lagerparameter für die erste Biegeeigenschwingung der auskragenden Spindel mit Scheibe eine Frequenz von 2,1 kHz. Die geringere Resonanz zwischen 1000

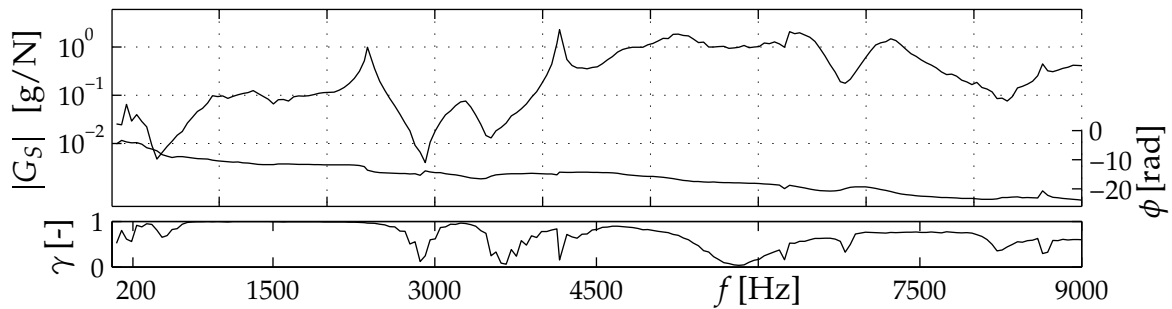


Bild 6.8: $F_{\delta,y} \mapsto a_S$: Frequenzgang von Schleifscheibe und -spindel

und 1300 Hz konnte keiner Schwingungsform zugeordnet werden. Es ist zu vermuten, dass sich darin die Steifigkeit der scheidenseitigen Gleitlagerbuchse im Stillstand zeigt.

Für die Bestimmung der Spindelnachgiebigkeit bei rotierender Schleifscheibe wurden Wirbelstromwegaufnehmer (WWA) verwendet, die auf den Flansch der Schleifscheibe gerichtet waren. Das System wurde mit Schlägen eines 500 g Hammers auf den Scheibenflansch angeregt. Während die WWA im Stillstand eine deutliche Systemantwort auf derartige Kraftimpulse zeigten, war bei Betriebsdrehzahl der Scheibe eine Schwingungsantwort messtechnisch nicht nachzuweisen. Im Verlauf der durchgeführten Ratterversuche wurde mit derselben Sensorik beobachtet, dass sich Ratterschwingungen des Werkstücks erst ab Kraftamplituden > 800 N auf die Position der Spindel auswirken.

Sowohl Schleifspindel und Schleifspindelkopf als auch die Schleifscheibe können somit für ein Prozessmodell *makroskopisch* als ideal steif betrachtet werden. Alle Resonanzen mit radialer Komponente liegen außerhalb des ratterrelevanten Frequenzbereichs. Die hydrodynamische Lagerung und die Drehträgheit des schweren Rotors wirken im Betrieb zusätzlich deutlich stabilisierend. Die *mikroskopische* Kontaktsteifigkeit der Scheibe wird im folgenden Abschnitt näher behandelt. Gemäß der übereinstimmenden Messungen von YOUNIS (1972), KLOTZ (1987), FOLKERTS (1993) sowie DAVID (1997) kann sie im interessierenden Frequenzbereich von $0 \dots 2$ kHz als frequenzunabhängig betrachtet werden.

6.3 Gekoppeltes System

Messungen mit Impulsanregung, während sich die Schleifscheibe im Eingriff befindet, bestätigen die Hypothesen aus Abschnitt 5.3. Demnach handelt es sich bei der sichtbaren Frequenz von 650 Hz in Bild 5.10 auf Seite 61 um die erste Eigenfrequenz f_{Sw1} des gekoppelten Systems.

In Bild 6.9 ist die Antwort des Werkstücksystems auf einen Kraftimpuls $F_{\delta,y}$ während eines Schleifvorganges dargestellt. Die folgenden Standardparameter wurden für die Untersuchungen gewählt: $l_w = 300$ mm, $b_w = 10$ mm, $a_e = 12$ μ m und $F_{S_y}^{stat} \approx 75$ N. Das Werkstück wurde nahe der Zerspanzone in Richtung der negativen Schleifnormalkraft, $-F_{S_y}$, mit dem Impulshammer angeschlagen. Der Kurvenverlauf wurde in MEDUSA im Zeitbereich über ein nichtlineares Identifikationsverfahren mit überlagerten harmonischen Funktionen approximiert. Die identifizierten Parameter Frequenz f , Amplitude A , Dämpfungsmaß D und Phasenlage ϕ dieser Funktionen sind in der Grafik gegeben.

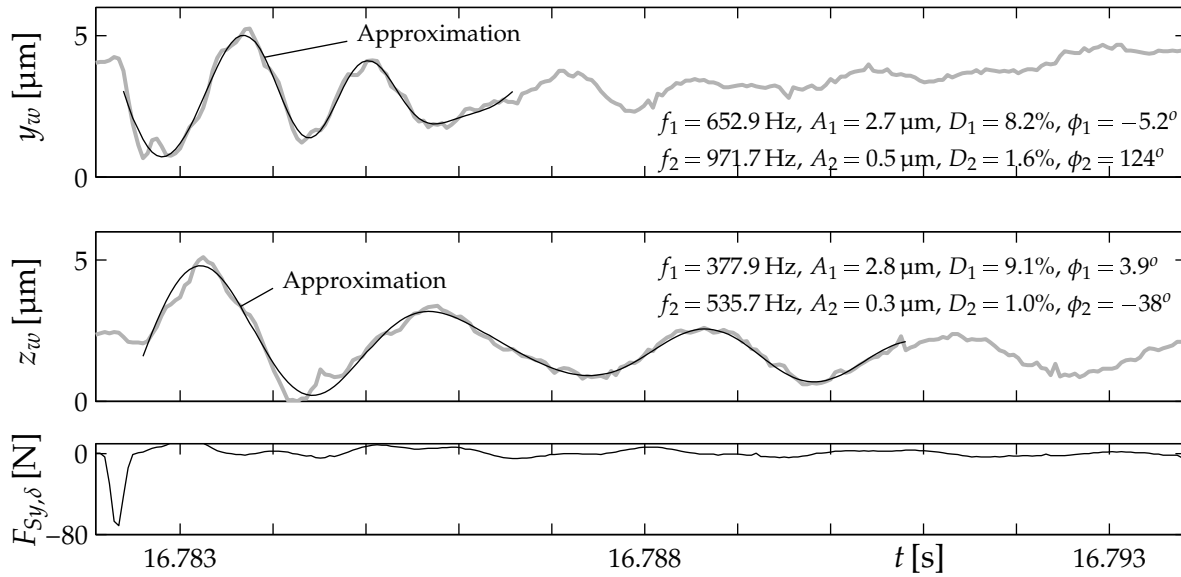


Bild 6.9: $F_{\delta,y} \mapsto X_w$: Impulsanregung während des Schleifbetriebs

Es ergibt sich für die Schwingung normal zum Schleifkontakt, y_w , eine Hauptfrequenz von $f_1 = 652,9$ Hz und ein hohes LEHRsches Dämpfungsmaß von $D = 0,082$.

Die Schwingung in tangentialer Richtung z_w startet nicht gleichzeitig mit dem Kraftimpuls, sondern erst kurz bevor die normale Schwingung ihr Maximum erreicht hat. Hierin zeigt sich die deutliche Kopplung der beiden Schwingungsrichtungen durch den Schnittprozess. Die erhöhte Spandicke, die durch den Impuls in Normalkraftrichtung hervorgerufen wird, regt das Werkstück tangential zu Schwingungen an. Diese tangentiale Schwingung hat eine deutlich niedrigere Frequenz $f_1 = 377,9$ Hz, die in der Nähe der ersten Biegeeigenfrequenz $f_{w1} \approx 360$ Hz liegt, s. Abschnitt 6.4.

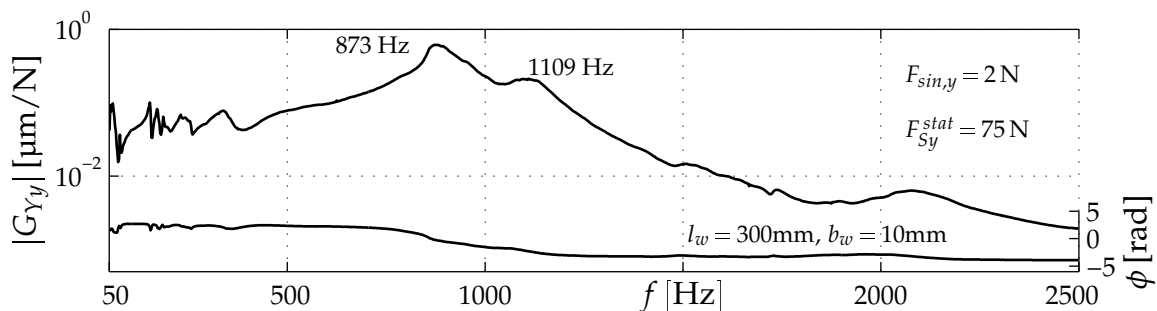


Bild 6.10: $F_{sin,y} \mapsto y_w^*$: Nachgiebigkeitsfrequenzgang des gekoppelten Systems

Wird die Nachgiebigkeit im Stillstand der Maschine untersucht, ergibt sich bei einer prozessähnlichen Kontaktkraft $F_{S_y}^{stat} = 75$ N der in Bild 6.10 gezeigte Nachgiebigkeitsfrequenzgang. Die Hauptresonanz des gekoppelten Systems liegt bei $f_{Sw1} = 873$ Hz und somit deutlich oberhalb des Ratterfrequenzbereichs von $f_R = 644 \dots 451$ Hz, vgl. Bild 5.9. Die zweite Biegeeigenfrequenz des Werkstücksystems ohne Mitnehmer, die vom Magnetaktor angeregt wird, findet sich bei $f_{Sw2} = 1109$ Hz.

Nachgiebigkeitsmessungen am gekoppelten System im Stillstand führen im Allgemeinen zu höheren Eigenfrequenzen als sie im Betrieb auftreten. Daraus lässt sich schließen, dass die

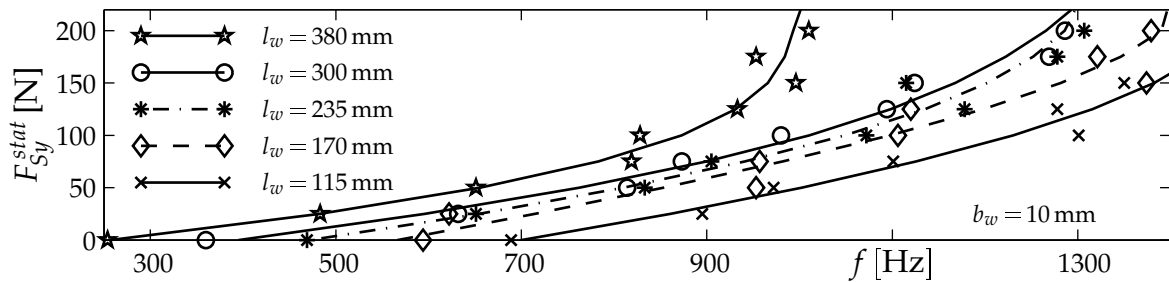


Bild 6.11: Abhängigkeit der Eigenfrequenz von der statischen Last F_{Sy}^{stat}

Kopplungssteifigkeit c_{Sw} im Betrieb sinkt, CUNTZE (1966).

Eine Variation der statischen Kontaktkraft F_{Sy}^{stat} ergab den in Bild 6.11 sichtbaren progressiven Anstieg der Eigenfrequenz f_{Sw1} mit zunehmender Kontaktkraft. Die dargestellten Messpunkte wurden mit Polynomen dritter Ordnung angenähert. Bereits CHEN (1990) und FOLKERTS (1993) haben bei Untersuchungen der Kontaktsteifigkeit der Scheibe festgestellt, dass diese asymptotisch von F_{Sy}^{stat} abhängt.

Für die gewählte Konfiguration stellt sich nach dem Kurvenverlauf in Bild 6.11 eine Hauptresonanz bei 650 Hz erst bei einer deutlich kleineren Schleifkraft ein. Parallel zu einer Variation der statischen Kontaktkraft wurde daher auch die Variation der Kontaktfläche zwischen Werkstück und Schleifscheibe betrachtet. Eine Schleifprobe wurde hierzu mit Aussparungen versehen, Bild 6.12. Durch Rotation des Werkstücks kann die Kontaktfläche variiert werden, ohne die Masse des Werkstücks zu verändern. Von einem Einschleifen des Kontaktbereiches wie es FOLKERTS durchführt, wurde abgesehen, da dieses zu sehr großen Kontaktflächen führt, die im Betrieb beim Außenrundsleifen nicht vorliegen.

Für eine Kontaktkraft von $F_{Sy}^{stat} = 150$ N ergibt sich in erster Näherung eine lineare Abhängigkeit von b_w und f_{Sw1} . Die Streuung der Messwerte ist allerdings sehr groß. Dieses lässt sich auf die undefinierte Kontaktfläche zwischen glattem Werkstück und rauer Scheibe zurückführen. Mit Hilfe von Durchschlagpapier in der Kontaktzone wurde jeweils sichergestellt, dass die Kontaktlänge über der gesamten Breite des Kontaktsegments gleich ist. Hierzu musste bei großen Werkstückbreiten b_w die Winkelstellung des Schleifspindelkopfes angepasst werden, um die Fehlstellung des Werkstücks durch seine Auslenkung zu kompensieren.

Für eine Kontaktkraft von $F_{Sy}^{stat} = 75$ N und eine Breite von $b_w = 10$ mm wurde die tatsächliche Kontaktlänge im Stillstand mit Hilfe des Durchschlagpapiers experimentell im

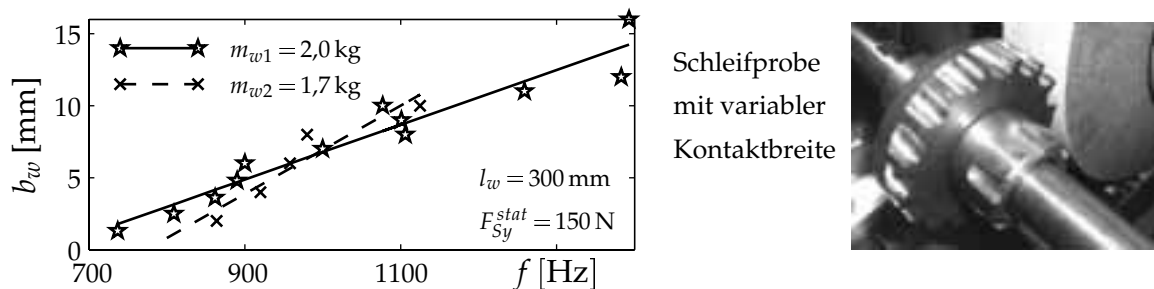


Bild 6.12: Abhängigkeit der Eigenfrequenz f_{Sw1} von der Kontaktbreite b_w

Mittel zu $\ell_C^{stat} \approx 1,4$ mm bestimmt. Die geometrische Kontaktlänge für die Parameter $a = 12$ μ m und $d_{eq} = 64,1$ mm beträgt $\ell_C^{geom} = 0,88$ mm, Gl. (2.2). Gleichungen (2.15f.) nach ROWE ET AL. (1993) liefern für den belasteten Fall glatter Oberflächen eine Kontaktlänge $\ell_C(Rr = 1) = 0,90$ mm. Bei Berücksichtigung rauher Oberflächen ergibt sich $\ell_C(Rr = 2 \dots 5) = 0,95 \dots 1,23$ mm.

Mit Bezug auf die Ergebnisse aus Bild 6.12 lässt sich die höhere Eigenfrequenz bei Messungen im Stillstand der Maschine somit als systematischer Fehler deuten. Dieser entsteht, weil sich im Stillstand eine größere Kontaktfläche ausbildet, als im Schleifeingriff vorliegt. Im Stillstand ergibt sich im Gegensatz zu den Eingriffsverhältnissen im Prozess ein breiterer zylindrischer Kontakt, wie er in der HERTZschen Theorie beschrieben wird.

6.3.1 Nachgiebigkeitsmessungen im Stillstand

Als ein weiteres interessantes Ergebnis der genannten Untersuchungen ergibt sich die Möglichkeit, über eine Variation der Kontaktfläche bezüglich der Nachgiebigkeit im Stillstand künstlich *prozessähnliche* Bedingungen zu schaffen. Für die in Bild 6.13 dargestellten Nachgiebigkeitsfrequenzgänge mit einer Hauptresonanz bei 644 Hz wurde ein zylindrisches Kontaktelement auf den Kraftsensor im Kontakt geschraubt. Dessen Kontaktfläche mit der Scheibe wurde bei $F_{Sy}^{stat} = 75$ N mit Hilfe von Durchschlagpapier zu $A_C = 8$ mm² bestimmt. Bezogen auf eine Kontaktbreite von $b_w = 10$ mm entspricht dieses einer Kontaktlänge von $\ell_C = 0,8$ mm.

Die Hauptresonanz f_{Sw1} eines Schleifsystems lässt sich somit im Stillstand grob abschätzen, sofern die statische Schleifkraft F_{Sy}^{stat} und die Kontaktfläche A_C prozessähnlich gewählt werden. Aufgrund der geometrisch undefinierten inneren Kontaktzone muss jedoch mit einer hohen Schwankungsbreite der experimentell ermittelten Hauptresonanzfrequenz gerechnet werden, s. Abschnitt 6.3.3f..

6.3.2 Relativer Nachgiebigkeitsfrequenzgang

Das Bodediagramm in Bild 6.13 zeigt die absoluten Nachgiebigkeitsfrequenzgänge $G_{ij}(j\omega)$ mit $i, j = w, S$ der KARSTENS 16A und einem Werkstück mit den Maßen $l_w = 300$ mm und $b_w = 10$ mm. Der relative Frequenzgang $G_{rel}(j\omega)$ wurde nach Gl. (6.1) bestimmt, DIETRICH (1985).

$$G_{rel}(j\omega) = G_{ww}(j\omega) + G_{SS}(j\omega) - G_{Sw}(j\omega) - G_{wS}(j\omega) \quad (6.1)$$

Das Werkstück wurde in einem Abstand von ca. 50 mm von der Mitte in Richtung der normalen Schleifkraft F_{Sy} mit einem Impulshammer angeregt (Index $i = w$). Die Schleifscheibe wurde in entgegengesetzter Richtung am Flansch angeschlagen (Index $i = S$). Die Schwingungsantworten (Index j) sind auf dem Werkstück und auf dem Schleifscheibenflansch mit Beschleunigungsaufnehmern aufgezeichnet worden, vgl. Bild 4.14.

Die Gesamtnachgiebigkeit $G_{rel}(j\omega)$ wird durch die Nachgiebigkeit $G_{ww}(j\omega)$ des schlanken *Werkstücksystems* (Werkstück und Reitstock) gekoppelt an die Schleifscheibenoberfläche bestimmt. Die Spindel ist deutlich steifer. Ihre Nachgiebigkeit $G_{SS}(j\omega)$ hat keinen Einfluss auf

die Ortskurve des Gesamtsystems, vgl. Abschnitt 6.2. Gleiches gilt für die Kreuzübertragungsfunktionen $G_{Sw}(j\omega)$ und $G_{wS}(j\omega)$, die vernachlässigt werden können. Solange schlanke Werkstücke geschliffen werden, deren Masse m_w sehr viel geringer ist, als die des Schleifspindelkopfes, sind aufwendige Messungen der relativen Frequenzgänge für eine Bewertung des dynamischen Verhaltens einer Außenrundscheifmaschine nicht erforderlich.

Ein Energieeintrag in das gekoppelte System war nur begrenzt möglich. Im Gegensatz zur Anregung der freien Scheibe, Bild 6.8, wo bis ca. 2500 Hz eine Kohärenz $\gamma \approx 1$ vorliegt, wird beim gekoppelten System ein großer Teil des Impulses durch das System dissipiert. Da im Fall von Rattern ähnliche Verhältnisse wie bei einer Impulsanregung vorliegen, sind die dargestellten Ergebnisse für das System repräsentativ. Sie stimmen mit ähnlichen Messungen von KLOTZ (1987), CHEN (1990), FU ET AL. (1994) und MICHELS (1999) sehr gut überein.

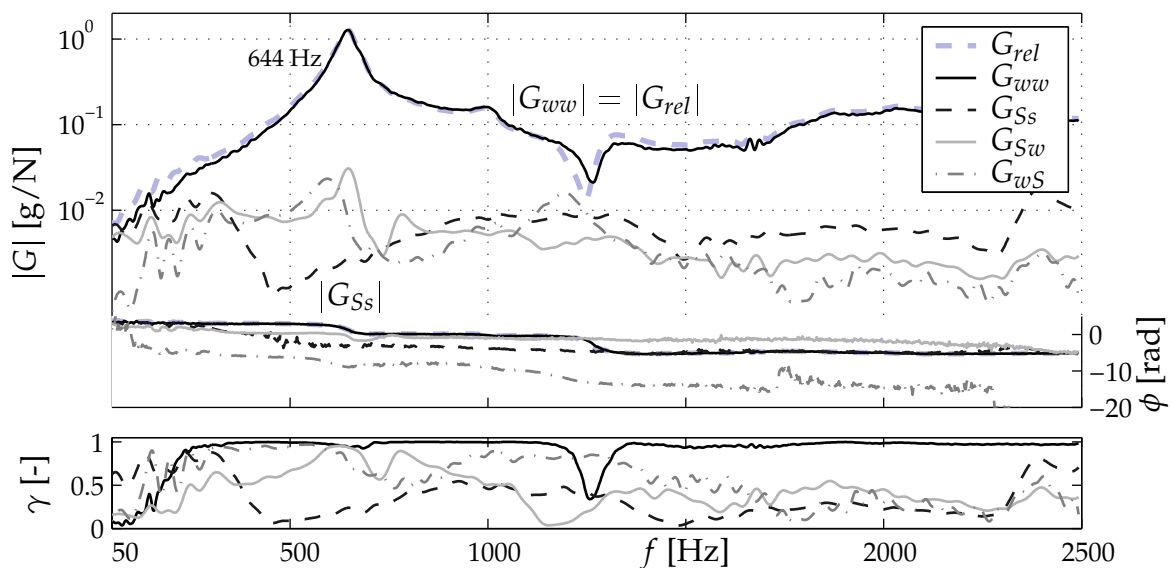


Bild 6.13: $F_\delta \mapsto a_{w,S}$: Frequenzgänge der KARSTENS 16A mit Werkstück $l_w = 300$ mm

6.3.3 Progressive Steifigkeit des Korund

Bild 6.14 zeigt das Ergebnis eines Ausschwingversuchs mit großer Amplitude. Die statische Kontaktkraft wurde zu $F_{Sy}^{stat} = 150$ N gewählt. Ein Kontaktelement mit einer Fläche von $A_C = 4,9$ mm² ergibt bei dieser Kraft für das Werkstück der Länge $l_w = 300$ mm wiederum eine Hauptresonanz von $f_{Sw1} \approx 650$ Hz.

Dargestellt sind die Normalkraft im Kontaktpunkt F_C und die Werkstückauslenkung y_w . Während y_w annähernd symmetrisch zur Nulllage ist, ist das Kraftsignal für große Wegamplituden für negative y_w in Richtung zur Scheibe deutlich größer als für positive Auslenkungen. Für kleine Amplituden ab $t = 0,01$ s zeigen sich symmetrische Verläufe für Weg und Kraft, und das System schwingt quasi-linear. Die Frequenz des Ausschwingens bei kleiner Amplitude ist mit 650 Hz um 40 Hz höher als bei großen Amplituden kurz nach dem Impuls.

Die nichtlineare Federsteifigkeit der Schleifscheibenstruktur wird anhand von Bild 6.14 sehr deutlich. Wie bereits in Abschnitt 5.1ff. anhand des Prinzipmodells und der Ratterbursts erläutert wurde, setzt sich die Steifigkeit des Gesamtsystems c_{Sw} aus der Werkstücksteifig-

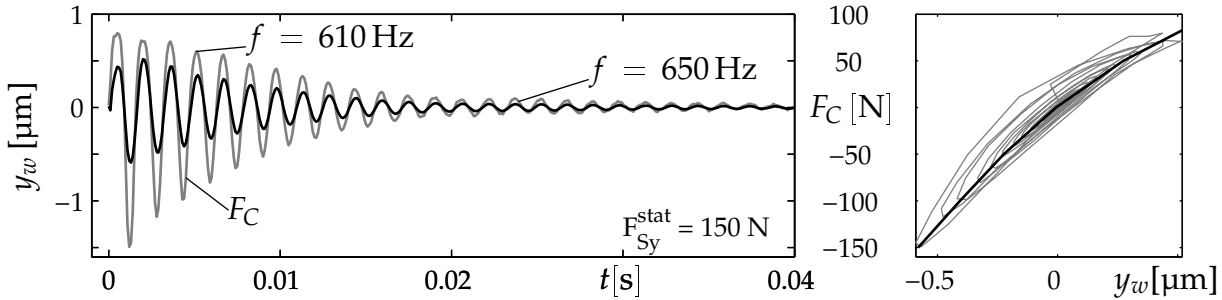


Bild 6.14: Kontaktkraft $F_C(t)$ und Auslenkung $y_w(t)$ nach Impulsanregung

keit c_w und der nichtlinearen Normalsteifigkeit der Schleifscheibe $c_S = f(y_C)$ zusammen, s. Bild 5.7. In der rechten Grafik von Bild 6.14 ist die Schleifkraft F_C über der Auslenkung y_w aufgetragen und durch ein Polynom dritter Ordnung angenähert. Gemäß der Modellvorstellung ergeben sich drei Bereiche unterschiedlicher Steifigkeit:

- Bei geringen Schwingungsamplituden ist die Gesamtsteifigkeit c_{Sw}^{lin} quasi-linear und konstant. Die elastische Bindung bestimmt die Nachgiebigkeit des Schleifkontakts.
- Bei großen Schwingungsamplituden in Richtung der Scheibe, zeigt sich die höhere Steifigkeit des Korund, $c_{Sw} = c_{Sw}^{nl-} > c_{Sw}^{lin}$.
- Schwingt das Werkstück mit großer Amplitude weg von der Scheibe, reduziert sich die Steifigkeit auf $c_{Sw} = c_{Sw}^{nl+} < c_{Sw}^{lin}$.

Während einer Schwingung mit großer Amplitude hält sich das Werkstück für je einen Teil einer Periode in einem der drei Bereiche auf. Die mittlere Gesamtsteifigkeit des Systems reduziert sich bei großen Amplituden, weil das Werkstück den längsten Anteil einer nicht-symmetrischen Schwingungsperiode unter dem Einfluss der Steifigkeit c_{Sw}^{nl+} verbringt (oder sogar den Kontakt zur Scheibe verliert).

Die Form der Hysterese in Bild 6.14 (rechts) zeigt ferner, dass die Steifigkeit der Körner in der Bindung beim Zurückfedern des Werkstücks größer ist als beim Einfedern. Dieses deutet auf eine Erholungszeit hin, die die Körner benötigen, um aus dem verdichteten Zustand in den normalen zurückzukehren. Mehrere Impulsversuche auf derselben Stelle der Scheibe haben gezeigt, dass dieser Verdichtungs-/Erholungsvorgang scheinbar reversibel verläuft, da das Schwingungsverhalten des Systems über mehr als zwanzig Impulse konstant blieb.

Ausschwingversuche wurden für Werkstücke der Längen $l_w = 115, 170, 235, 300$ und 380 mm durchgeführt. In Bild 6.15 sind die ersten Eigenfrequenzen f_{Sw1} als Ergebnisse von Ausschwingversuchen mit unterschiedlichen Erregerkräften F_δ dargestellt. Die ersten Eigenfrequenz f_{Sw1} des Werkstücksystems nehmen mit zunehmender Werkstücklänge l_w , wie zu erwarten, ab. Gleichzeitig ist zu erkennen, dass f_{Sw1} bei großer Schwingungsamplitude direkt nach dem Kraftimpuls um 15 bis 100 Hz geringer ist, als während des Ausschwingens mit kleiner Amplitude 20 ms nach der Anregung.

Die Messergebnisse zeigen außerdem die geringe Abhängigkeit der ermittelten Frequenz von der Anregungsamplitude. Die Frequenz direkt nach dem Impuls hängt aufgrund der progressiven Steifigkeit natürlich von der Höhe der Impulses ab. Sofern die Schwingung aber erst nach 20 ms betrachtet wird, ergibt sich nur eine geringe Schwankungsbreite der Frequenzen von ca. 30 Hz über der Impulshöhe, die für eine a priori Abschätzung der Ratterfrequenz

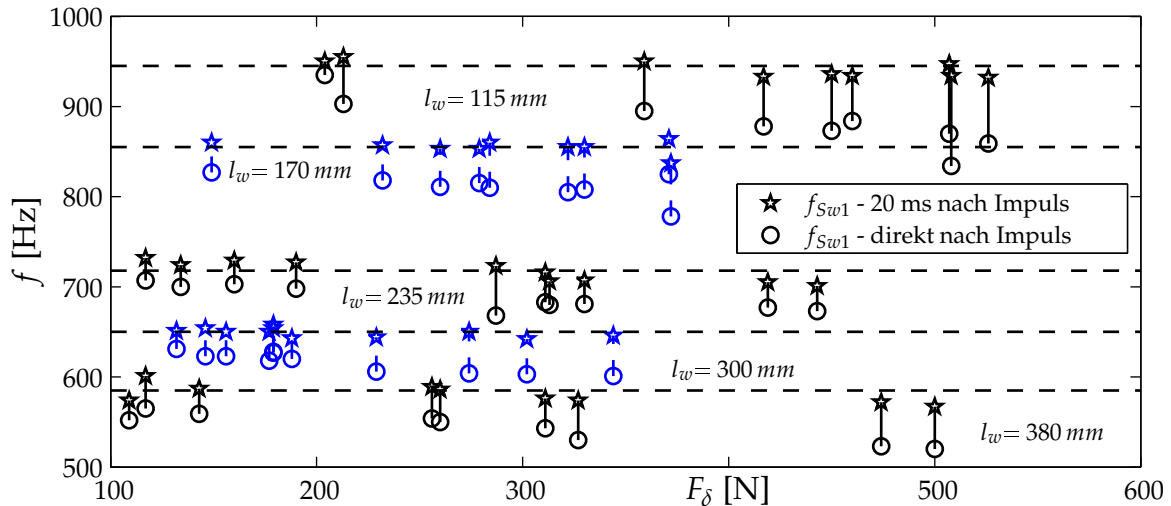


Bild 6.15: $F_{\delta,y} \mapsto a_{w,y}$: Variation der Hauptresonanzen des Schleifsystems

akzeptabel ist. Die generell zu beobachtende, geringe Abnahme der Frequenz für große $F_{\delta,y}$ ist auf die Abnahme der Kontaktkraft um ein bis fünf Newton pro Impuls zurückzuführen.

Die Abhängigkeit der Systemnachgiebigkeit vom Schleifscheibentyp wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht. Härtere Schleifscheiben führen, wie zu erwarten, zu einer höheren Ratterfrequenz, wie POLACEK (1964) berichtet.

6.3.4 Nichtlineare Effekte bei frequenzdiskreter Anregung

Die in Bild 6.16 dargestellten Ausschnitte aus Stepped-Sinus-Frequenzgängen für $l_w = 300$ mm und $b_w = 10$ mm zeigen, dass die Amplitude der Hauptresonanz mit steigender Anregungsamplitude und sinkender Andruckkraft zunimmt; Eigenschaften des Schleifsystems, die SABOTKE (1988) qualitativ wie quantitativ in ähnlicher Form beschreibt.

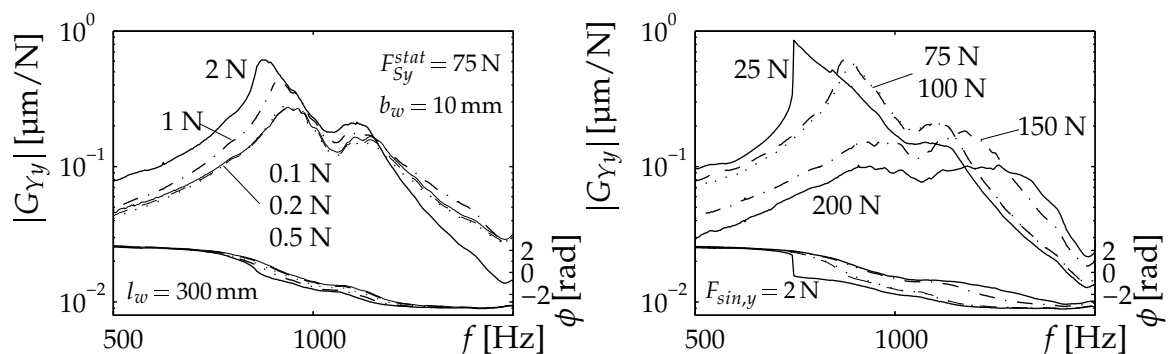


Bild 6.16: $F_{sin,y} \mapsto y_w^*$: Variation von $F_{sin,y}$ und F_{Sy}^{stat}

Für eine sehr geringe Anpresskraft von 25N, die im Fall von Rattern kurzzeitig vorliegen kann, ergibt sich der für nichtlineare Systeme typische sprunghafte Anstieg oder Abfall der Resonanzamplitude. Wie bei einer Feder mit degressiver oder progressiver Kennlinie existieren unterschiedliche Steifigkeiten für kleine und große Schwingungsamplituden. Zwischen

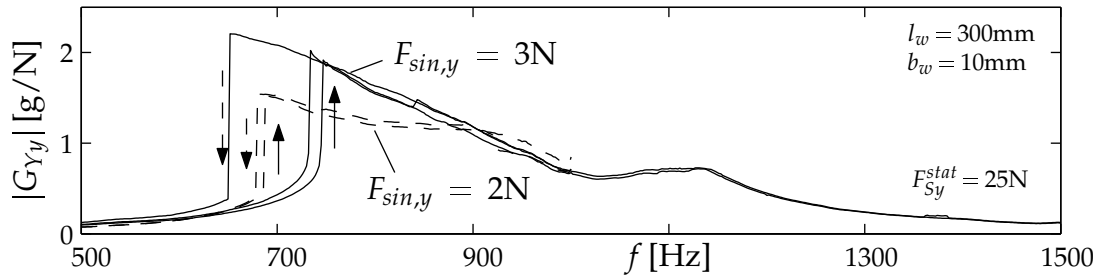


Bild 6.17: $F_{Sy} \mapsto a_{w,y}$: Nichtlineares Verhalten bei geringer Kontaktkraft

diesen Bereichen kann das System im Bereich einer Resonanz zu einem beliebigen Zeitpunkt umschalten, wie in Bild 6.17 für Up- und Down-Sweeps bei unterschiedlicher Anregungsamplitude dargestellt ist.

6.3.5 Vergleich von Stepped-Sinus- und Impulsanregung

Anhand eines Vergleichs von Frequenzgängen, die im Stepped-Sinus-Verfahren und per Impulsanregung gewonnen wurden, s. Bild 6.18, soll verdeutlicht werden, welche Unterschiede und Probleme sich bei der entsprechenden Untersuchung des nichtlinearen Systems Schleifkontakt ergeben können.

- Der Resonanzpeak in der Frequenzantwort der Impulsanregung ist weniger spitz als bei Stepped-Sinus-Anregung. Die Dämpfung des Systems ist aber in beiden Fällen identisch.
- Die Resonanz des Stepped-Sinus-Frequenzganges ist unsymmetrisch. Darin zeigt sich die progressive Steifigkeit des Systems und die Neigung zu Sprüngen in der Resonanzamplitude, vgl. Bild 6.17.
- Die Resonanzamplitude, die sich bei Impulsanregung ergibt, ist um 30% geringer als bei Stepped-Sinus-Anregung mit $F_{sin,y} = 1\text{ N}$. Da der Amplitudenverlauf bei Stepped-Sinus Anregung von $F_{sin,y}$ abhängt, vgl. Bild 6.16, lässt sich keine „richtige“ Anregungsamplitude angeben. Bei Impulsanregung lassen sich zahlreiche Messungen mit unterschiedlicher Impulshöhe in kurzer Zeit durchführen. Die Abweichung der Resonanzamplitude der Übertragungsfunktion bei Kraftimpulsen mit $F_{\delta,y} = 132 \dots 344\text{ N}$ lag bei 6,1%, bezogen auf die maximale Amplitude aller Tests.
- Die Resonanzfrequenz variiert für beide Anregungsarten mit der Anregungsamplitude, vgl. Bild 6.15 und Bild 6.16. Bei $F_{Sy}^{stat} = 150\text{ N}$ und $A_C = 4,9\text{ mm}^2$ liefert die Impulsanregung im Mittel $f_{sw1} = 644\text{ Hz}$ als erste Eigenfrequenz des gekoppelten Systems, die Magnetaktor-Anregung ergibt eine höhere Frequenz von 678 Hz. Diese deutliche Differenz von 34 Hz lässt sich dadurch erklären, dass das Anschlagen des Systems mit dem Impulshammer zu einer Abnahme der statischen Anpresskraft um ca. 10 N führt, was wiederum die Eigenfrequenz senkt.

Im Zusammenhang mit Bild 6.12 wurde festgestellt, dass eine *grobe Abschätzung* der Eigenfrequenz des gekoppelten Systems möglich ist, wenn Kontaktkraft und die Kontaktfläche prozessähnlich gewählt werden. Wie die Kurven in Bild 6.18 bestätigen, ist es aus systematischen Gründen nicht möglich, den genauen Amplitudengang eines Schleifsystems im Stillstand zu ermitteln.

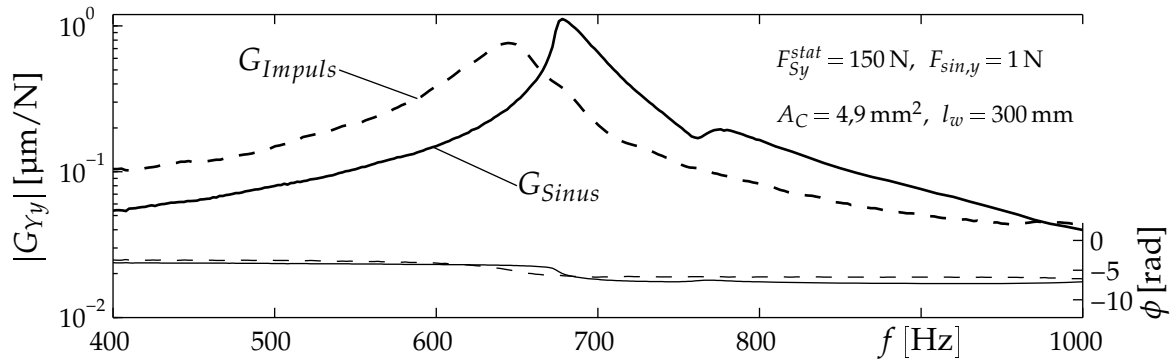


Bild 6.18: $F_{Sy} \mapsto y_w$: Frequenzgänge per Impuls- und Stepped-Sinus Anregung

6.3.6 In-situ Stepped-Sinus-Anregung

Neben der in-situ-Impulsanregung im Schleifbetrieb, vgl. Bild 6.9, wurde mit dem Magnetaktor *während des laufenden Prozesses* im Stepped-Sinus Verfahren angeregt. Der ermittelte Betrag der Übertragungsfunktion $G_{Yy}(j\omega) = F_{Wy}(j\omega)/F_{sin,y}$ ist insgesamt von schlechter Qualität. Bei linear skaliertem Ordinate weist $|G_{Yy}(j\omega)|$ aber ein deutliches Maximum bei 640 Hz auf, Bild 6.19. Eine Ansammlung von Peaks findet sich ferner zwischen 800 und 900 Hz. In letzterem Frequenzbereich liegt die zweite Biegeeigenfrequenz des Werkstücksystems mit Mitnehmer, wie der zum Vergleich dargestellte, skalierte Betrag des Frequenzgangs des freien Werkstücksystems, $G_{frei}(j\omega)$, verdeutlicht.

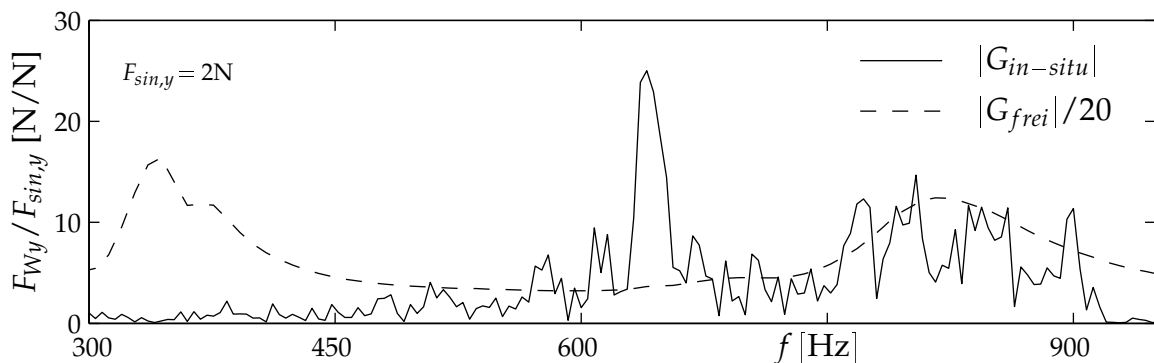


Bild 6.19: $F_{sin,y} \mapsto F_{Wy}$: Betrag des Übertragungsverhaltens im Schleifbetrieb

Die schlechte Qualität des Frequenzganges ist systematisch begründet, denn bei der in-Situ-Schwingungsanalyse ist es unmöglich, das Nutzsignal vom vorhandenen Signal bei der Anregungsfrequenz zu trennen, vgl. Bild 5.2 in Abschnitt 5.2. Es ist nicht verwunderlich, wenn im Spektrum in Bild 6.19 lokale Maxima an den Harmonischen der Schleifscheibendrehfrequenz f_s auftreten. Eine Anregung mit einer dieser Harmonischen kann parallel die Wellenbildung auf der Scheibe begünstigen. Die Anregung unter einem nicht ganzzahligen Frequenzverhältnis reduziert die Wellenbildung, was zu einem Einbruch im Frequenzgang der Schwingungsantwort führt.

Höhere Anregungsamplituden als die gewählten $F_{sin,y} = 2$ N sowie längere Einschwingzeiten als 80 Perioden pro Frequenz waren im Schleifbetrieb nicht möglich, da sie nach Durchlauf der Hauptresonanz zur frühzeitigen Entwicklung von Ratterschwingungen führen.

6.4 Kopplung der Schwingungsrichtungen

Nach einer Impulsanregung des Werkstücks in Richtung der Schleifnormalkraft beginnt dieses aufgrund einer Kopplung der Schwingungsrichtungen über den Schnittprozess auch in tangentialer Richtung mit einer Schwingung, vgl. Bild 6.9 auf Seite 80. Die Frequenz dieser Schwingung liegt in der Nähe der ersten Biegeeigenfrequenz f_{w1} des freien Werkstücksystems.

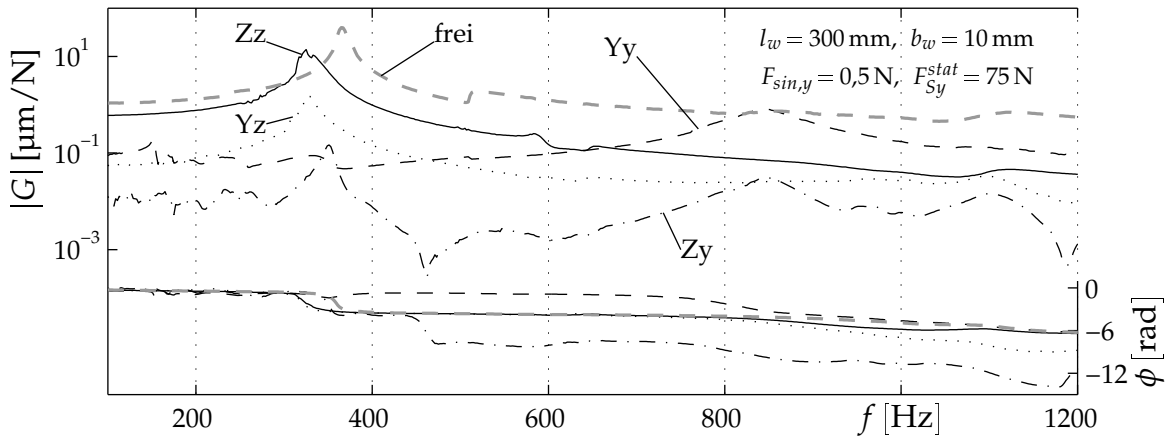


Bild 6.20: $F_S \mapsto X_w^*$: Schwingungsantworten bei Anregung in zwei Freiheitsgraden

Die Übertragungsfunktionen aus Stepped-Sinus Anregungen in normaler und in tangentialer Richtung sind in Bild 6.20 im Vergleich zur Resonanzkurve des ungekoppelten Werkstücksystems dargestellt. Großbuchstaben bezeichnen wiederum die Richtung der Schwingungsanregung, Kleinbuchstaben die der Antwort.

Während die Schwingungsamplitude des Werkstücks in normaler Richtung durch den Kontakt mit der Schleifscheibe begrenzt wird, wird eine Werkstückschwingung tangential zur Scheibe kaum behindert. Die Kurve zu $G_{Zz}(j\omega)$ weist eine im Vergleich zu $G_{Yy}(j\omega)$ sehr hohe Resonanzstelle auf, deren Frequenz nur gering von der ersten Eigenfrequenz des freien Werkstücks abweicht. Tangentiale Schwingungen regen normale Schwingungen an, wie anhand von $G_{Zy}(j\omega)$ zu sehen ist. Deren Amplitude ist gegenüber der Schwingung in tangentialer Richtung eine Größenordnung niedriger, liegt aber in der Größenordnung der Hauptresonanz von $G_{Yy}(j\omega)$.

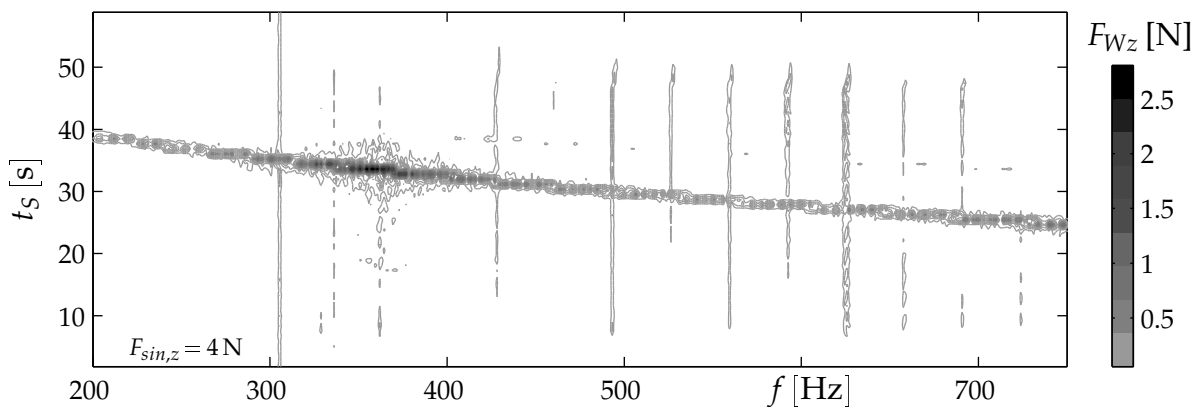


Bild 6.21: $F_{sin,z} \mapsto F_{W,z}$: In-situ Anregung mit Magnetaktor in tangentialer Richtung

Ein Frequenz-Sweep mit tangential eingeleiteter Magnetkraft während eines Schleifprozesses zeigt in der Wasserfall-Kontur-Darstellung die deutliche Resonanz des Werkstücksystems bei $f_{w1} \approx 360$ Hz, Bild 6.21.

Tangentiale Schwingungen in der Biegeeigenfrequenz konnten während des Schleifens beobachtet werden. In den Rattersignalen in Bild 6.22 sind außerhalb des Ratterbursts in tangentialer Richtung z_w Schwingungen mit $f \approx 240$ Hz zu sehen. Diese Frequenz entspricht f_{w1} des verwendeten Werkstücksystems der Länge $l_w = 380$ mm, vgl. Bild 6.6. Obwohl das Werkstücksystem im Kontakt nachweislich quasi-frei tangential schwingen könnte, zeigt die Analyse der Werkstückauslenkungen, dass dieser Freiheitsgrad im Schleifbetrieb kaum angeregt wird. Der in Bild 6.22 gezeigte Effekt tritt sehr selten auf, s. a. Abschnitt 7.3.3.

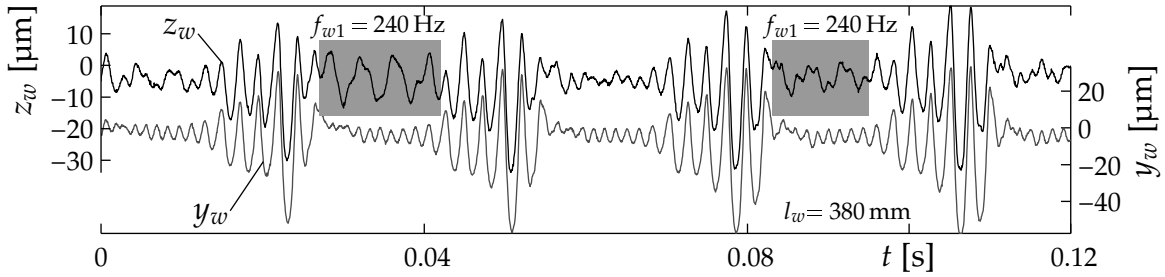


Bild 6.22: Tangentiale Schwingungen des Werkstücksystems mit f_{w1}

6.5 Hilbert-Transformation

Zur Feststellung der (Nicht-)Linearität eines Systems anhand von aufgenommenen Nachgiebigkeitsfrequenzgängen lässt sich die HILBERT-Transformation \mathcal{H} hervorragend einsetzen, wie im Folgenden gezeigt wird. Deren Grundgleichung für ein reelles Zeitsignal $f(x)$ ist in Gl. (6.2) dargestellt.

$$\mathcal{H}\{f(x)\} = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{f(a)}{x-a} da \quad (6.2)$$

Im Gegensatz zur FOURIER-Transformation verlässt diese Integraltransformation den Originalbereich nicht, so dass reelle Daten in den Zeitbereich und komplexe Daten in den Frequenzbereich abgebildet werden.

Wie SIMON UND TOMLINSON (1984) zeigen, gelten Gl. (6.3) bzw. Gl. (6.4) für die HILBERT-Transformation linearer Systeme im Frequenzbereich.

$$\operatorname{Re}\{G(\omega)\} = \mathcal{H}\{\operatorname{Im}[G(\omega)]\} \quad \operatorname{Im}\{G(\omega)\} = -\mathcal{H}\{\operatorname{Re}[G(\omega)]\} \quad (6.3)$$

$$\operatorname{Re}\{G(\omega_c)\} = -\frac{2}{\pi} P.V. \int_0^{+\infty} \frac{\omega \operatorname{Im}\{G(\omega)\}}{\omega^2 - \omega_c^2} d\omega$$

$$\operatorname{Im}\{G(\omega_c)\} = \frac{2\omega_c}{\pi} P.V. \int_0^{+\infty} \frac{\operatorname{Re}\{G(\omega)\}}{\omega^2 - \omega_c^2} d\omega \quad (6.4)$$

Weichen Real- und Imaginärteil eines Systems nach dieser Transformation deutlich voneinander ab, kann das Systemverhalten als nicht linear angenommen werden.

Geringe Abweichungen entstehen, sofern die zur Analyse zur Verfügung stehenden Übertragungsfrequenzgänge nicht den gesamten Frequenzbereich von 0 Hz bis ∞ abdecken, was bei experimentell aufgenommenen Daten stets der Fall ist. Das Integral aus Gl. (6.4) soll nach dem CAUCHYSCHEN Hauptwert (P.V. = *Principal Value*) ausgewertet werden, s. BRONSTEIN UND SEMENDJAJEW (1991).

Berechnet wurden die HILBERT-Transformierten der Frequenzgänge des Werkstücks in tangentialer und normaler Richtung zum Schleifkontakt, vgl. Bild 6.20. Die Anregung des Systems erfolgte im Stillstand mit elektrodynamischen Shakern. Für eine optimale Darstellung wurden die Amplituden der Ortskurven auf ihr jeweiliges Maximum bezogen, Bild 6.23.

In den linken vier NYQUIST-Diagrammen sind die Ortskurven des Systems für den Fall ohne Kontakt zwischen Werkstück und Schleifscheibe den entsprechenden HILBERT-Transformierten gegenübergestellt. Die Funktionen $\mathcal{H}(j\omega)$ und $G(j\omega)$ ähneln sich bis auf geringe Abweichungen. Das freie Werkstückssystem verhält sich linear, vgl. Bild 6.1.

In den rechten vier Ortskurven wurden die Übertragungsfunktionen untersucht, die bei Kontakt des Werkstücks mit der Schleifscheibe aufgenommen wurden. Die HILBERT-Transformierte im Fall Yy ist gegenüber $G(j\omega)$ geringfügig verschoben. Die übrigen HILBERT-Transformierten des Systems unterscheiden sich in der Form deutlich von den zugehörigen Frequenzgängen $G(j\omega)$. Letzteres unterstreicht die starke Nichtlinearität im Übertragungsverhalten, sobald der Kontakt zwischen Werkstück und Scheibe an der Übertragung beteiligt ist.

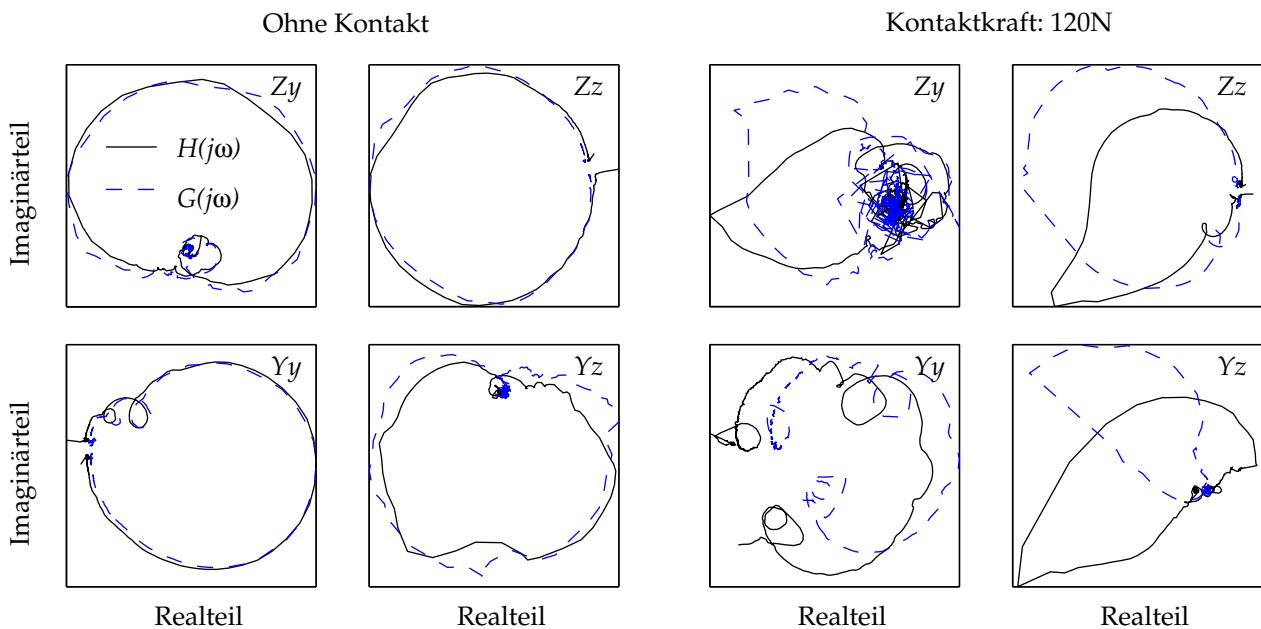


Bild 6.23: Frequenzgänge und HILBERT-Transformierte

Eine sichere Aussage über die Art einer Nichtlinearität ist anhand der HILBERT-Transformation nicht möglich.

7 Schleifprozesssimulation

Zur Simulation der Schleifprozessdynamik wurde das zweidimensionale Prinzipmodell für das Außenrundeinstechschleifen aus Abschnitt 5.1 in MATLAB/Simulink realisiert. Es ist in der für den Schleifprozess typischen Blockschaltbildform in Bild 7.1 dargestellt. Die Standardkomponenten und speziell die hier neu entwickelten Module, die die Ergebnisse der Kapitel 5 und 6 widerspiegeln, werden in den folgenden Abschnitten beschrieben. Ihr Einfluss auf das Prozessergebnis in der Simulation wird ausführlich diskutiert.

Im Block *Kontakt & Materialabtrag* wird in jedem Zeitschritt die aktuelle Eingriffskinetik bestimmt, die zur Berechnung von *Werkstückkontur* und *Schleifkräften* benötigt wird. Der Abschnitt 7.1 beschreibt diesbezüglich die numerische Diskretisierung des Werkstücks zur Bestimmung der aktuellen Zerspanzone. Der Abschnitt 7.2 geht speziell auf die Berechnung der Kontaktlänge ℓ_C und des bezogenen Zeitspanvolumens Q'_w ein.

Das Verfahren zur Bestimmung des Schleifkraftvektors F_S wird im Abschnitt 7.4 erläutert. Die Schwingungsanregung des Systems durch Schnittkrafttauschen erfolgt physikalisch motiviert, indem die zufällige Verteilung der Schleifkörner entweder als stochastische Variation der Schleifkraft formuliert wird, Abschnitt 7.4, oder alternativ bzw. kombiniert mit einer Schleifkraftvariation durch die Oberflächenrauigkeit der Scheibe ausgedrückt wird, Abschnitt 7.5. Bereits im eindimensionalen System konnte eine Variation der Schleifkraft erfolgreich zur Rattererzeugung eingesetzt werden, vgl. Bild 5.7f..

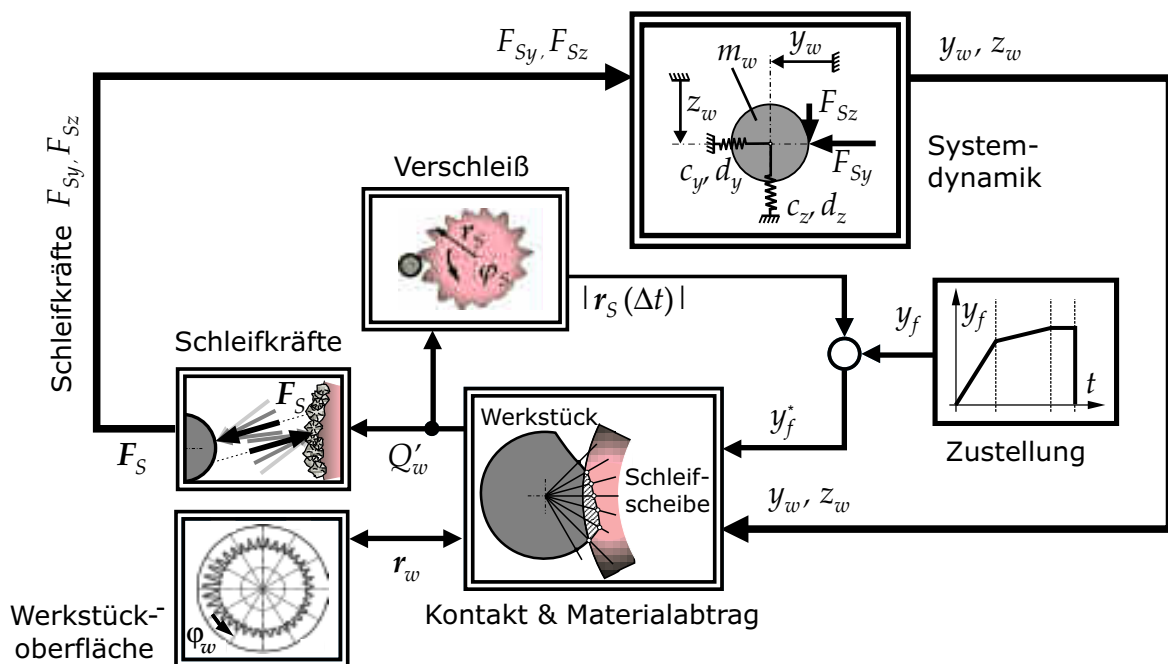


Bild 7.1: Das erstellte Schleifprozessmodell in Blockschaltbildform

Der Block *Systemdynamik* enthält das abschnittsweise definierte Systemmodell ähnlich Gln. 5.2 und 5.3, das einen tangentialen und einen normalen Freiheitsgrad hat, vgl. Bild 6.20. Die dynamischen Parameter können aus den Ergebnissen der Nachgiebigkeitsmessungen in Abschnitt 6.3 identifiziert werden, Abschnitt 7.3.

Der wichtigste Block für eine realitätsnahe Rattersimulation ist der *Werkzeugverschleiß*, da dieser auch in der Praxis Hauptverursacher des Ratterns ist, wie in den vorherigen Kapiteln herausgearbeitet wurde. Das für diese Untersuchungen eigens neu entwickelte kompakte Verschleißmodul wird in Abschnitt 7.7 vorgestellt. Weiterhin werden im Modell eine *Unwucht* der Schleifscheibe und eine dadurch bedingte Welligkeit berücksichtigt, vgl. Abschnitt 5.7. Deren Einfluss auf die Ratterneigung konnte im Rahmen dieser Arbeit ebenfalls nachgewiesen werden.

Einige Modellparameter lassen sich aus den zur Verfügung stehenden Messsignalen identifizieren, vgl. Kapitel 4, wie zum Beispiel die modalen Größen, die sich durch in-situ Messungen während des Prozesses bestimmen lassen. Zahlreiche Parameter sind im Schleifeingriff jedoch nicht messtechnisch erfassbar und können nur grob geschätzt werden, wie z. B. die lokalen Nachgiebigkeiten, die Veränderung der Werkzeugrauigkeit oder der lokale Werkzeugverschleiß. Sofern diese unbekanntes Größen für das dynamische Verhalten von Bedeutung sind, werden in einem Optimierungsverfahren physikalisch sinnvolle Zahlenwerte gesucht. Die Auswirkung der Änderung einzelner Parameter auf den dynamischen Prozess wird beispielhaft demonstriert. Eine systematische Variation der freien Variablen einzelner Modellkomponenten zur Erstellung von Parameterkarten ist nicht Gegenstand dieser Arbeit. Die Hauptzielsetzung des Gesamtmodells ist hingegen die Betrachtung der dynamischen Prozesseigenschaften, oder besser Prozesseigenheiten, die das Schleifen von anderen Zerspanprozessen abheben.

Die Simulation orientiert sich an Messergebnissen, die im Schleifversuch für ein Werkstück der Länge $l_w = 300$ mm erzielt wurden, vgl. Kapitel 6. Sofern im Text nicht anders genannt, werden die folgenden festen Standardparameter verwendet:

Tabelle 7.1: Feste Parameter der Simulation

Werkstück					
Drehzahl	$n_w = 1 \text{ s}^{-1}$	Durchmesser	$d_w = 80 \text{ mm}$		
Schleifscheibe					
Drehzahl	$n_s = 32,22 \text{ s}^{-1}$	Durchmesser	$d_s = 350 \text{ mm}$	Masse	$m_s = 16 \text{ kg}$
Vorschubgeschwindigkeiten					
Schruppen	$\dot{y}_f = 12 \text{ } \mu\text{m/s}$	Schlichten	$\dot{y}_f = 6 \text{ } \mu\text{m/s}$		

7.1 Abrasiver Kontakt

Die Kontaktsituation zwischen Werkzeug und Werkstück hat herausragende Bedeutung für ein Schleifprozessmodell, denn durch sie werden sowohl die Zerspanungsgrößen Zeitspanvolumen, Kontaktlänge und Spandicke definiert, die zur Berechnung der Schleifkräfte erforderlich sind, als auch die Oberflächen der Kontaktpartner. Die Werkstückoberfläche definiert die Qualität des Bearbeitungsprozesses. Die Welligkeit der Schleifscheibenoberfläche ist hauptverantwortlich für die Entstehung von Rattern.

Ein Schleifkontaktmodell muss die Kontaktlänge $\ell_C(t)$, das bezogene Zeitspanvolumen $Q'_w(t)$ sowie die neuen Werkstück- und Schleifscheibenoberflächen nach dem Eingriff liefern, $\mathbf{r}_w(t + \Delta t)$ bzw. $\mathbf{r}_S(t + \Delta t)$. Seine Eingangsgrößen sind die Schwingungszustände von Werkstück und Schleifscheibe $\mathbf{Z}_w(t)$ und $\mathbf{Z}_S(t)$, die Oberflächengeschwindigkeiten der Kontaktpartner $v_w(t)$ und $v_S(t)$ sowie die Werkstück- und Werkzeugkonturen $\mathbf{r}_w(t)$ und $\mathbf{r}_S(t)$.

Die Betrachtung der Eingriffszone erfolgt hier ohne die in anderen Arbeiten übliche Transformation auf die Verhältnisse beim Flachsleifen gemäß Gl. (2.3), vgl. Abschnitt 2.2.2, da die freie Schwingung des Werkstücks in tangentialer Richtung beim Flachsleifen durch Werkstückmaterial behindert wird, vgl. Bild 2.2.

Aus diesem Grunde sowie um eine möglichst anschauliche Darstellung der Kontaktvorgänge und eine Visualisierung der echten Spanform zu erhalten, werden in der Simulation sowohl das Werkstück als auch die Schleifscheibe als Geometrien mit kreisförmigem Grundkörper beschrieben. Der technologische Vergleich unterschiedlicher Schleifverfahren mit Hilfe eines äquivalenten Durchmessers d_{eq} , wie ihn OSTERHAUS (1994) oder ZITT (1998) durchführen, ist für die Zielstellung dieser Arbeit nicht von Bedeutung.

Da Rattermarken beim reinen Einstechschleifen stets über der gesamten Schleifbreite b_w auftreten, genügt ein zweidimensionales Modell, um die Oberflächenkontur des Werkstücks hinreichend zu beschreiben. Die verfügbaren Rechner mit Intel Pentium[®] IV oder AMD Athlon[®] Prozessoren mit Taktzeiten von bis zu 2,53GHz und Hauptspeicher in der Größenordnung von einem Gigabyte setzen einer 2D-Diskretisierung in MATLAB/Simulink dabei keine Grenzen hinsichtlich verfügbarem Speicher und stellen ausreichend Rechenleistung zur Verfügung.

Werkstückoberfläche

Die Werkstückoberfläche wird mit N_w Punkten in Polarkoordinaten diskretisiert. Jeder Punkt \mathbf{p}_i hat die zwei Eigenschaften Radius r_{pi} und Winkel α_{pi} .

$$\mathbf{p}_i = [r_{pi}, \alpha_{pi}]^T \quad \text{mit } i = 1 \dots N_w \quad \text{und} \quad \alpha_{p,i+1} - \alpha_{pi} = \frac{2\pi}{N_w} \quad (7.1)$$

$$\mathbf{p}_i^{yz} = [p_i^y, p_i^z]^T = [r_{pi} \cdot \sin(\alpha_{pi}), r_{pi} \cdot \cos(\alpha_{pi})]^T \quad (7.2)$$

Die Menge Punkte $\mathbf{P}_w(t)$, die die Werkstückkontour zu einem Zeitpunkt t beschreibt, sei somit

$$\mathbf{P}_w(t) = [\mathbf{p}_1(t), \dots, \mathbf{p}_{N_w}(t)] \quad . \quad (7.3)$$

Befindet sich das Werkstück im Eingriff, entspricht ein Materialabtrag einem Verschieben

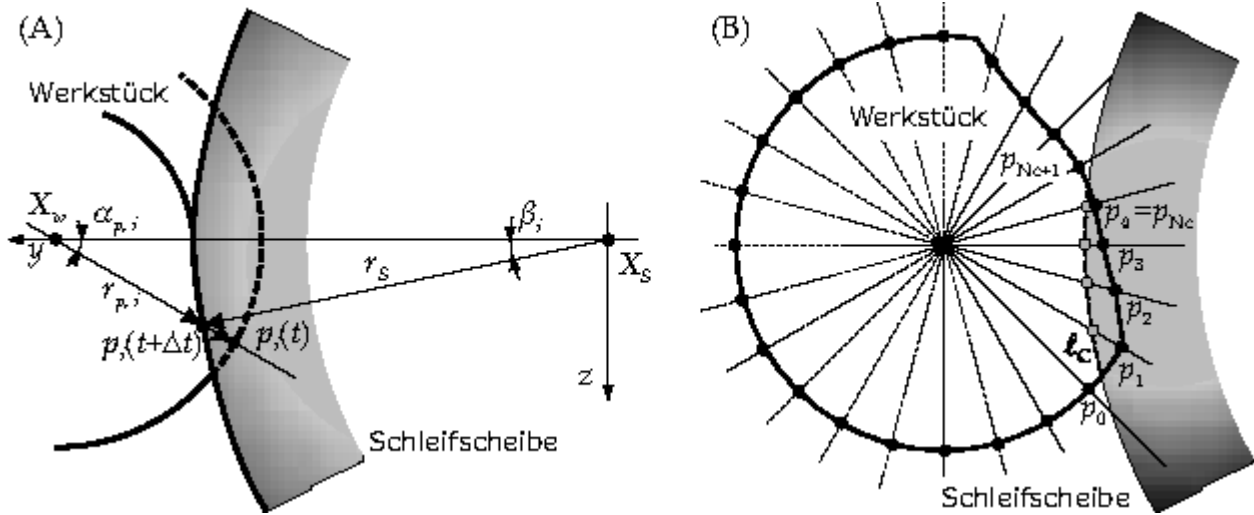


Bild 7.2: Schematische Darstellung zur Ermittlung der Punkte im Kontakt

der betroffenen Oberflächenpunkte \mathbf{p}_j mit $j = k_1 \dots k_2$ im Modell entlang ihrer Mittelpunktsstrahlen $\overline{\mathbf{p}_j^{yz} \mathbf{X}_w(t)}$ zum aktuellen Werkstückmittelpunkt $\mathbf{X}_w(t) = [y_w, z_w]^T$, bzw. einer Multiplikation des Radius r_{pj} mit einem *Konturfaktor* $\kappa_j < 1$.

$$\mathbf{p}_j(t + \Delta t) = [\kappa_j \cdot r_{pj}(t), \alpha_{pj}(t + \Delta t)] \quad (7.4)$$

bzw.

$$\mathbf{p}_j^{yz}(t + \Delta t) = \mathbf{X}_w + \kappa_j \cdot (\mathbf{p}_j^{yz}(t) - \mathbf{X}_w) \quad (7.5)$$

Schleifscheibe

Die Schleifscheibe wird für die Berechnung des Eingriffbogens als idealer kreisrunder Körper mit dem Radius r_s aufgefasst, s. Bild 7.2 (B). Punkte \mathbf{p}_j mit $j = 1 \dots N_C$, die sich augenblicklich mit dem Rand der Schleifscheibe im Kontakt befinden, erfüllen die Kreisgleichung

$$\mathbf{p}_j^{yz}(t + \Delta t) = \mathbf{X}_S + \underbrace{\left[\mathbf{X}_S \mathbf{p}_j^{yz}(t + \Delta t) \right]}_{r_s} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta_j \\ \sin \beta_j \end{bmatrix} \quad (7.6)$$

Wie in Bild 7.2 (A) skizziert ist, führt Gleichsetzen von Gl. (7.5) und Gl. (7.6) sowie die Elimination des unbekanntem Winkels β_j auf eine quadratische Gleichung in κ_j . Mittelpunktsstrahlen, die für reelle κ_j und $\kappa_{j,1} < \kappa_{j,2}$ den Beziehungen $\kappa_{j,1} < 1$ und $\kappa_{j,2} \geq 1$ genügen, sind Punkte auf dem Kontaktbogen.

Aus den $\kappa_{j,k}$ wird ein Vektor $\boldsymbol{\kappa}$ mit N_w Elementen gebildet. Dessen j -tes Element berechnet sich zu $\boldsymbol{\kappa}(j) = \kappa_{j,1}$, wenn \mathbf{p}_j im Kontakt liegt. Wenn \mathbf{p}_j keinen Kontakt mit der Schleifscheibe hat, ist $\boldsymbol{\kappa}(j) = 1$.

Die Erzeugung der Werkstückkontour lässt sich somit wie folgt zusammenfassen:

$$\begin{aligned}
 \mathbf{X}_w(t - \Delta t), \mathbf{X}_S(t - \Delta t) &\Rightarrow \mathbf{X}_w(t), \mathbf{X}_S(t) \\
 \alpha_{pi}(t - \Delta t) &\Rightarrow \alpha_{pi}(t) = \alpha_{pi}(t - \Delta t) + \dot{\varphi}_w \cdot \Delta t \\
 \text{Gl. (7.6)} \stackrel{!}{=} \text{Gl. (7.5)} &\Rightarrow \kappa_{j,1/2} \\
 \boldsymbol{\kappa} &\Leftarrow [1 \cdots 1 \quad \kappa_{1,1} \cdots \kappa_{N_C,1} \quad 1 \cdots 1] \\
 \mathbf{P}_w(t) \cdot \boldsymbol{\kappa} &\Rightarrow \mathbf{P}_w(t + \Delta t)
 \end{aligned} \tag{7.7}$$

Zur optimalen Diskretisierung der Werkstückoberfläche werden bei einem Werkstückdurchmesser von $d_w = 80 \text{ mm}$, einem bezogenen Zeitspanvolumen von $Q'_w = 3 \text{ mm}^2/\text{s}$ und einer Kontaktlänge von weniger als einem Millimeter ca. 10 000 Punkte auf der Werkstückoberfläche benötigt.

Da die aktuelle Position und Orientierung des Werkstücks in jedem Zeitschritt bekannt ist, kann die Suche nach Kontaktpunkten auf einen engen Winkelbereich um die aktuelle Kontaktzone beschränkt werden. Der numerische Aufwand des Algorithmus, der bezogen auf die Anzahl der möglichen Kontaktpunkte eine Komplexität von $O(N_C^3)$ aufweist, reduziert sich so erheblich, da in einem optimalen Feinschleifprozess nur ca. 0,2% bis 0,5% der Werkstückoberfläche im Eingriff sind. Fällt ein Ende des Kontaktbogens aus dem Suchbereich heraus, wird dieser dynamisch erweitert, was beispielsweise im Falle eines Abhebens und Wiederauftreffens auf die Scheibe notwendig werden kann.

In Bild 7.3 ist der gemessene Rundheitsschrieb einer Werkstückoberfläche dargestellt, die sich aufgrund sehr starker Ratterschwingungen ausgebildet hat. Ein Oberflächensegment wurde mehrfach vergrößert, wobei Hoch- und Querachse stark unterschiedliche Skalierungen haben. In der rechten Grafik in Bild 7.3 sind zur Verdeutlichung der Auflösung der Simulation Punkte auf der Werkstückoberfläche dargestellt. Diese entsprechen einer Dichte von 8900 Punkten auf dem gesamten Umfang des Werkstücks.

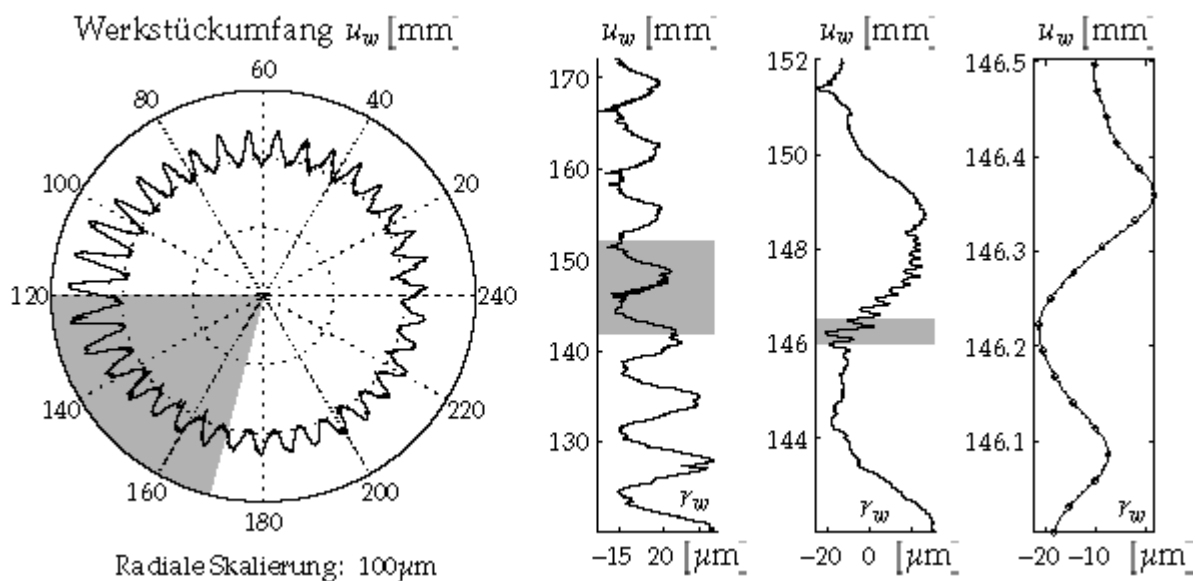


Bild 7.3: Reale Werkstückoberfläche nach starkem Rattern

7.2 Kontaktlänge und Zeitspanvolumen

Kontaktlänge und Zeitspanvolumen werden numerisch aus den vorliegenden Kontaktdaten bestimmt. Die Kontaktlänge ℓ_C wird über die N_c Werkstückpunkte im Kontakt wie folgt berechnet:

$$\ell_C = \sum_{j=1}^{N_c-1} \left| \overline{\mathbf{p}_j \mathbf{p}_{j+1}} \right| + \ell_C^E + \ell_C^A \quad (7.8)$$

Während der Abstand zweier benachbarter Kontaktpunkte in Gl. (7.8) in sehr guter Näherung durch die Länge eines Kreissegmentes ausgedrückt werden kann

$$\sum_{j=1}^{N_c-1} \left| \overline{\mathbf{p}_j \mathbf{p}_{j+1}} \right| \approx (N_c - 1) \cdot \frac{2\pi r_w}{N_w}, \quad (7.9)$$

ergeben sich die Längen von Einlauf und Auslauf des Kontaktbogens, ℓ_C^E und ℓ_C^A , über den Schnittpunkt des Schleifscheibenkreises mit jenen Randsegmenten deren einer Punkt außerhalb des Kontaktbogens liegt, wie in Bild 7.4 dargestellt ist.

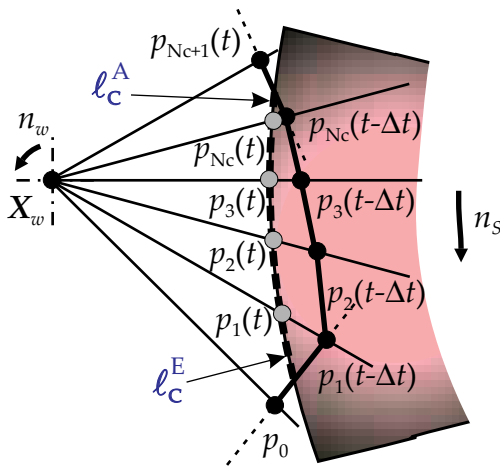


Bild 7.4: Kontaktbogen

Die numerisch berechnete Kontaktlänge ist in der rechten Grafik in Bild 7.5 für Werkstückdrehzahlen von $n_w = 1 \dots 4 \text{ s}^{-1}$ über dem Vorschub v_f dargestellt. Die Kontaktlänge nimmt nichtlinear mit v_f zu und steigt ebenfalls nichtlinear mit sinkender Werkstückdrehzahl, wie zu erwarten war.

In der linken oberen Grafik wird die simulierte Kontaktlänge mit der geometrischen Kontaktlänge aus Gl. (2.2), und der Kontaktlänge nach ROWE ET AL. (1993), Gl. (2.15), verglichen. Hierzu wurden die Simulationsergebnisse mit dem äquivalenten Durchmesser d_{eq} auf das Flachsleifen transformiert. Die maximale Abweichung von der geometrischen Kontaktlänge beträgt bei einer Diskretisierung mit 10 000

Punkten 1,5%. Zu ROWEs Kontaktlänge ergibt sich im Fall nicht rauer Oberflächen ($R_r = 1$) eine systematische Abweichung von maximal 3%. Diese entsteht, weil Gl. (2.16) eine Kontaktlängenänderung aufgrund lokaler Nachgiebigkeiten berücksichtigt, die im Modell nicht enthalten ist, vgl. Abschnitt 7.3.2. Geringe Schwankungen des Zeitspanvolumens, die sich aufgrund der Näherungslösung aus Gl. (7.8) ergeben, werden durch ein nachgeschaltetes PT1-Glied mit einer Zeitkonstante von $T_s = 20 \cdot t_s$ geglättet. Die Simulationsschrittweite für das nichtlineare System liegt in der Größenordnung von $t_s = 15 \mu\text{s}$, so dass das Übertragungsverhalten des PT1-Gliedes die Systemdynamik im Bereich bis 2 kHz nicht nennenswert beeinflusst.

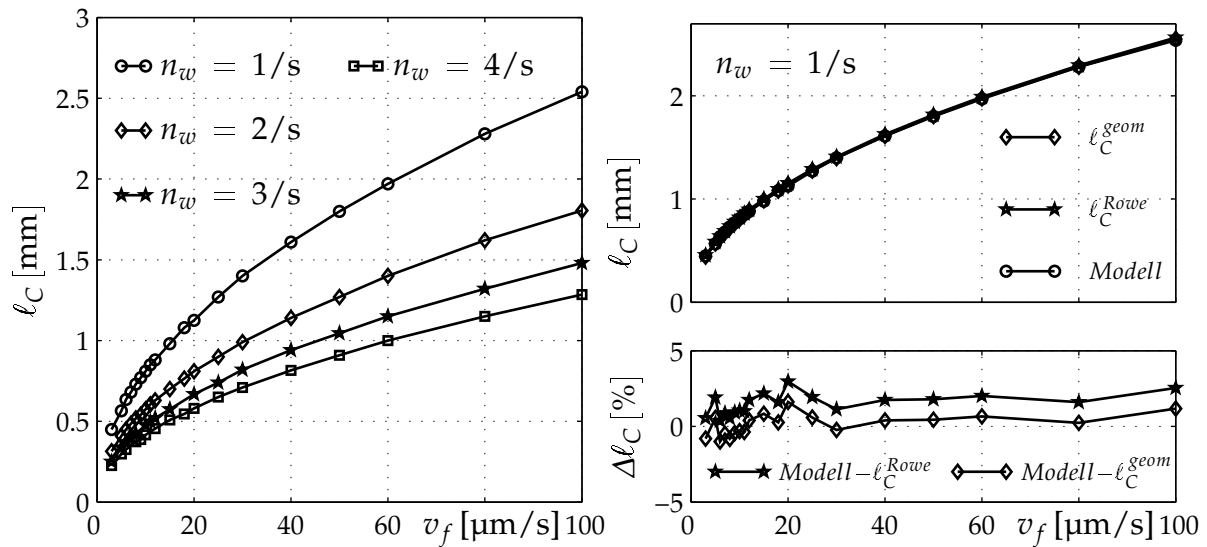


Bild 7.5: Simulierte, geometrische und nach ROWE ET AL. berechnete Kontaktlängen im Vergleich

Das bezogene Zeitspanvolumen Q'_w wird numerisch aus den Kontaktaten bestimmt. Hierzu wird die Kontaktzone in Dreiecke $\Delta(\mathbf{p}_1, \mathbf{p}_2, \mathbf{p}_3)$ zerlegt, deren Flächen aufaddiert werden:

$$Q'_w \approx \sum_{j=1}^{N_c-1} \Delta(\mathbf{p}_j(t), \mathbf{p}_j(t - \Delta t), \mathbf{p}_{j+1}(t)) + \sum_{j=1}^{N_c-1} \Delta(\mathbf{p}_j(t - \Delta t), \mathbf{p}_{j+1}(t - \Delta t), \mathbf{p}_{j+1}(t)) + \Delta^E + \Delta^A. \quad (7.10)$$

In Bild 7.6ff. werden Kontaktlänge $\ell_C(t)$ und bezogenes Zeitspanvolumen $Q'_w(t)$ für jeweils unterschiedliche Zerspansituationen dargestellt. Die verschiedenen schattierten Abschnitte dienen der Visualisierung der Spanform. Bereiche derselben Farbe beschreiben den Eingriffsbogen der Schleifscheibe für eine konstante Anzahl von n Abtastschritten. Die Anzahl n variiert mit der benötigten Abtastfrequenz. Für die monofrequente Anregung in Bild 7.6 wurde n so gewählt, dass sich pro Periode der Anregungsfrequenz jeweils fünfzehn Farbwechsel ergeben. Aufgrund der stark unterschiedlich skalierten Ordinate und Abszisse haben die Eingriffsbögen in den Grafiken nicht sichtbar die Form eines Kreisabschnitts.

Die Ergebnisse aus Bild 7.6 zeigen Spanformen, die sich bei einer rein kinematischen, harmonischen Anregung des Werkstücks mit einer Frequenz f_{exc} und einer Amplitude (p-p) von $\hat{y} = 10 \mu\text{m}$ ergeben. Die jeweils obere Grafik einer der sechs Abbildungen zeigt den ersten Schliff einer ideal glatten Werkzeugoberfläche, die untere zeigt den folgenden Überschliff desselben Abschnitts. Zusätzlich sind die korrespondierenden Verläufe von Kontaktlänge und Zeitspanvolumen dargestellt, die auf ihr jeweiliges Maximum im untersuchten Zeitabschnitt skaliert wurden:

$$\widehat{\ell}_C = \ell_C / \max(\ell_C), \quad \widehat{Q}'_w = Q'_w / \max(Q'_w). \quad (7.11)$$

Für $d_{eq} = 65 \text{ mm}$, $a = 12 \mu\text{m}$, $v_w = 2\pi \cdot 40 \text{ mm/s}$ sowie eine Anregungsamplitude von $\hat{y} = 5 \mu\text{m}$ liegt die Übergangsfrequenz nach SCHIEFER (1980) bei $f_t(\hat{y}, v_w) = 99 \text{ Hz}$, vgl. Tab. 2.4. Die Abhebefrequenz ergibt sich zu $f_l(\hat{y}, v_w) = 217 \text{ Hz}$. Wie in Bild 7.6 (a) und (b) zu sehen ist, kann sich die Relativschwingung für $f_{exc} < f_t$ auf der Oberfläche als Welligkeit abbilden,

während eine Schwingung mit $f_{exc} = 120 \text{ Hz}$ und $f_t < 120 \text{ Hz} < f_l$ zu Facetten auf der Oberfläche führt, Bild 7.6 (d). Bei $f_{exc} = 300 \text{ Hz} > f_l$ verlieren Scheibe und Werkstück zeitweise den Kontakt, Bild 7.6 (f).

Große Schwankungen von Q'_w und ℓ_C ergeben sich bei erneutem Überschleif einer welligen Oberfläche, wenn ein nicht ganzzahliges Frequenzverhältnis zwischen Werkstückdrehzahl n_w und Anregungsfrequenz f_{exc} vorliegt, wie in Bild 7.6 in Grafik (a) im Vergleich zu (c) und (e) zu sehen ist.

Anhand der normierten Verläufe von Zeitspanvolumen und Kontaktlänge wird deutlich, dass sich diese beiden Zerspanungsgrößen nur qualitativ gleichen. Die Kontaktlänge reagiert viel stärker auf eine Änderung der Spanform als das Zeitspanvolumen. Gerade beim Zerspanen welliger Oberflächen bei multifrequenter Anregung entstehen sowohl lange, schlanke Späne mit großem Kontaktbogen als auch kurze, dicke Späne. Bei den anzustrebenden nicht ganzzahligen Frequenzverhältnissen von Werkstück- und Schleifscheibendrehzahl, können sich Welligkeiten im Verlauf mehrerer Umdrehungen zum Teil gegenseitig wieder auslöschen.

Während sich die kinematischen Spankonturen für *glattes Zerspanen* prinzipiell analytisch berechnen lassen, wie z. B. bei SNOEYS UND BROWN (1969) oder KASSEN (1969) gezeigt, ist eine numerische Berechnung erforderlich, wenn nicht periodische oder raue Oberflächenprofile, multifrequente Bewegungen und die Dynamik des Systems berücksichtigt werden sollen. Diese ist anhand des hier vorgestellten Modell möglich.

Kontaktlängen, Zeitspanvolumina und Spanformen, die sich bei multifrequenter kinematischer und dynamischer Anregung ergeben sind in Bild 7.7 (a) und (b) für Ausschnitte aus je vier aufeinanderfolgenden Werkstückumdrehungen dargestellt. Als Weganregung in Richtung von y_w wurden vier harmonische Schwingungen mit den Frequenzen [32 Hz, 650 Hz, $650 \pm 32 \text{ Hz}$] sowie den Amplituden [$2 \mu\text{m}$, $2 \mu\text{m}$, $0,5 \mu\text{m}$, $0,5 \mu\text{m}$] ohne Phasenverschiebung überlagert. Diese Wahl der Anregung lehnt sich an den Frequenzkomponenten an, die bei Rattern im realen Prozess vorliegen, vgl. Bild 5.10.

Bei der rein kinematischen Betrachtung verlieren Werkstück und Scheibe aufgrund der hochfrequenten Anregung oberhalb von f_l oftmals den Kontakt. Kontaktlänge und Zeitspanvolumen schwanken sehr stark. Die niederfrequenten Komponenten der Anregung machen sich durch eine Modulation mit 32 Hz bemerkbar. Auf der Werkstückoberfläche bildet sich eine hochfrequente facettenartige Welligkeit aus, deren Amplitude bis zu einem Mikrometer beträgt. Die Amplitude der niederfrequenten Welligkeit kann sich vollständig abbilden.

Hat bereits das kinematische System aufgrund von Unterschnitt eine Filterwirkung für hohe Frequenzen wird diese bei der dynamischen Simulation noch bedeutender. Bei identischer Anregung weicht das Zeitspanvolumen im dynamischen System dagegen nur um ca. 25% vom stationären Wert ab. Die hoch- und niederfrequenten Oberflächenwelligkeiten haben deutlich geringere Amplituden als in der kinematischen Simulation, Bild 7.7 (b).

Die eigenen experimentellen Beobachtungen zeigen, dass sich hörbare Ratterschwingungen zunächst nicht auf die Oberflächenqualität auswirken, Ähnliche Ergebnisse zeigen KUHFUSS (1984), THOMPSON (1992), FOLKERTS (1993) oder FU ET AL. (1996), die die Werkstückoberfläche als ein effektives Wellenfilter beschreiben. Dieser Filtereffekt wird bei der Simulation der Eingriffskinematik sehr gut nachgebildet.

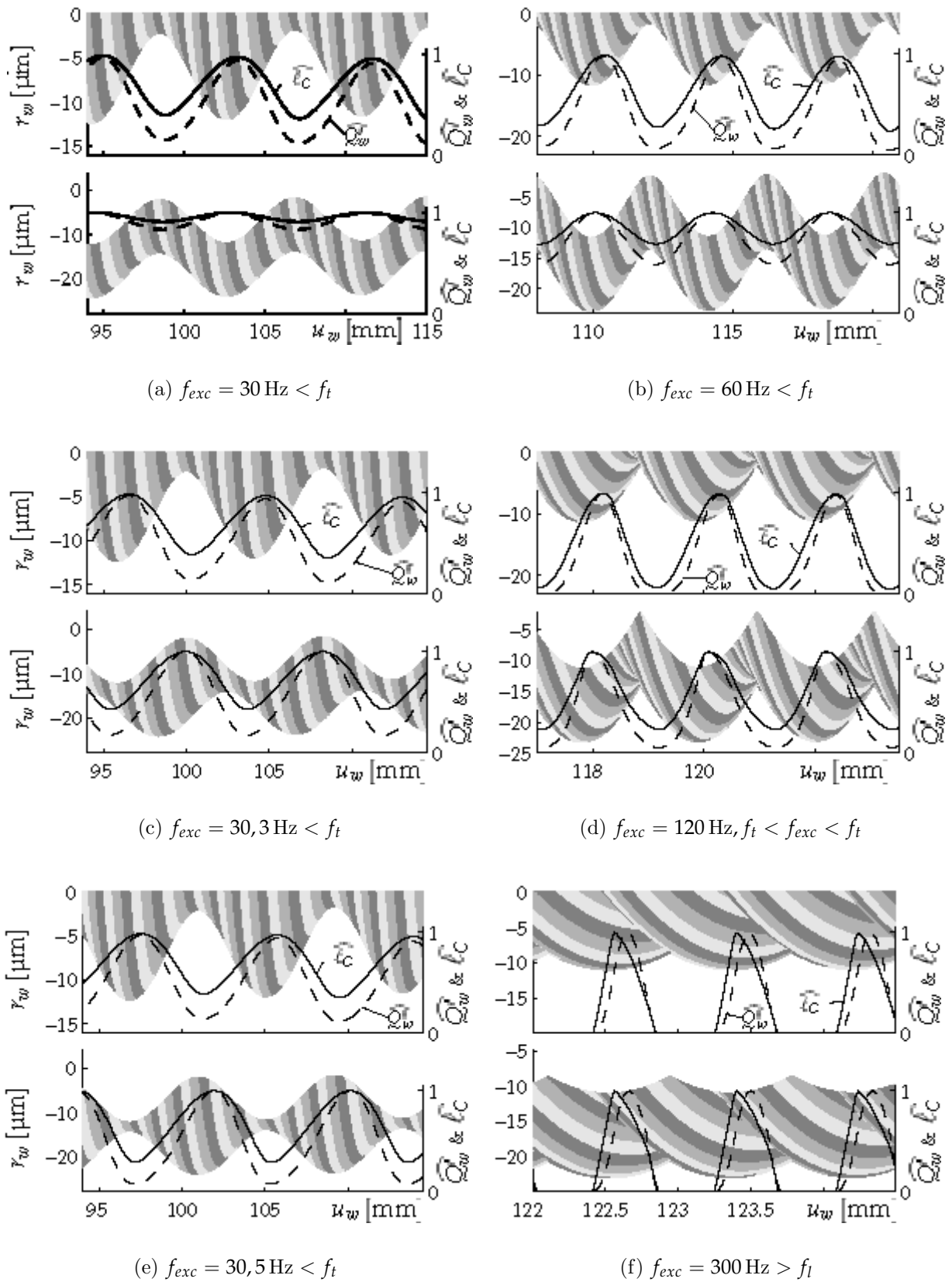
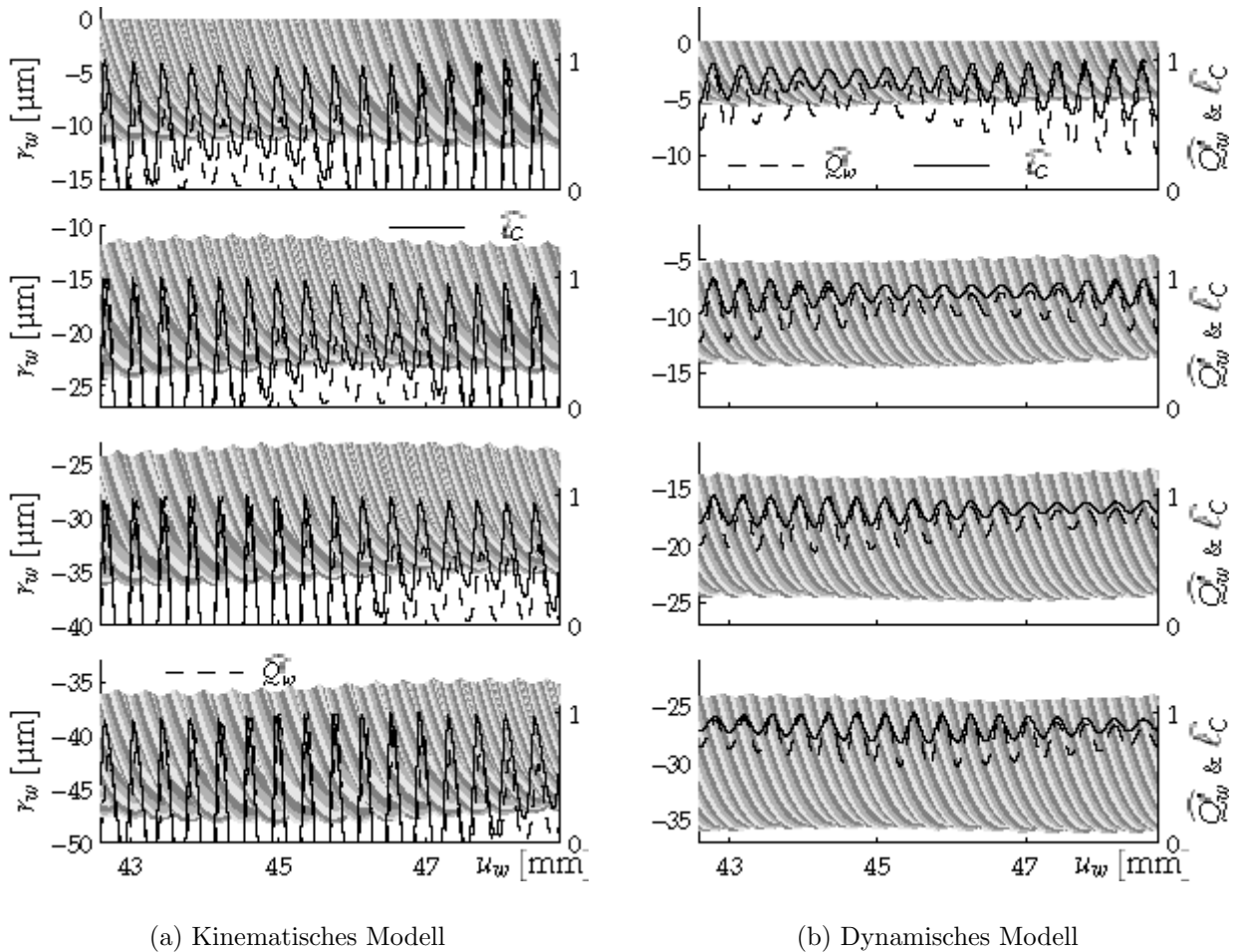


Bild 7.6: Spanformen, Kontaktlänge und Zeitspanvolumen des kinematischen Modells

Um eine Schädigung der Werkstückoberfläche durch Schwingungen zu vermeiden, sollte sich die erste Eigenfrequenz des Werkstücksystems deutlich oberhalb der Übergangsfrequenz f_t des Prozesses befinden. In diesem Fall ist zu erwarten, dass die Detektion von Ratter-schwingungen und ein automatisiertes Beenden des Prozesses möglich sind, bevor sichtbare Rattermarken entstanden sind. Da Welligkeiten bevorzugt beim Anschliff entstehen, wenn das Zeitspanvolumen insgesamt gering ist und Welligkeiten zu prozentual großen Schwankungen führen, ist eine Verkürzung der Anschnittphase empfehlenswert. Dabei wird nicht nur die Hauptzeit des Prozesses verringert, sondern auch eine Phase bevorzugter Schwingungsanregung. Gleiches gilt für das Ausfeuern.



(a) Kinematisches Modell

(b) Dynamisches Modell

Bild 7.7: Spanformen, Kontaktlänge und Zeitspanvolumen bei multifrequenter Anregung

Eine zu Bild 7.7 (b) identische Weganregung wurde in tangentialer Richtung z_w durchgeführt, ergab aber praktisch keine Variation der Zerspangrößen. Eine Schwankung von 5% des stationären Wertes zeigte sich erst bei unrealistisch großen Amplituden von $50\ \mu\text{m}$ für die 32 Hz und die 650 Hz Komponente. Der Einfluss einer tangentialen Bewegung auf die Spanerzeugung und sukzessive auf die Kraftberechnung kann somit vernachlässigt werden.

7.3 Dynamische Nachgiebigkeit

Neben der intensiven Analyse des Schwingungsverhaltens des Schleifsystems, der Bestimmung der Ratterfrequenz und der Aufdeckung von Nichtlinearitäten war es das Ziel der Nachgiebigkeitsmessungen in Kapitel 6, Frequenzgänge zum Einsatz im Schleifprozessmodell zu bestimmen.

Die für ein Modell relevante dynamische Nachgiebigkeit eines Schleifsystems lässt sich demnach in die folgenden Komponenten untergliedern:

- Die *langsame* Dynamik, die die Auslenkung des Werkstücksystems infolge der quasi-statischen Schleifkraftkomponenten beschreibt. Nur wenn der Betrag dieser Steifigkeit $k^{stat} = |G_{rel}(\omega = 0)|$ wie im Schleifversuch gewählt wird, ergeben sich Schleifkräfte und Zeitspanvolumina wie im realen Prozess.
- Die *schnelle* Dynamik, die die Hauptresonanz des Werkstücksystems beschreibt, welche bei ausreichend großer Anregung zu Ratterschwingungen führt.
- Die Schnittsteifigkeit, die sich aufgrund der Prozessmodellierung aus $|F_S| = f(y_w, z_w)$ ergibt, beeinflusst die Hauptresonanzfrequenz des Gesamtsystems und muss bei der Festlegung der schnellen Systemdynamik berücksichtigt werden.
- Die lokale Nachgiebigkeit des Werkstückmaterials in der Kontaktzone wird in der Simulation nicht explizit berücksichtigt wird, s. Abschnitt 7.3.2.

Nicht betrachtet werden im Modell die Nachgiebigkeit des Schleifspindelkopfes, die gegenüber der Werkstückdynamik vernachlässigbar klein ist, vgl. Bild 6.8, der Einfluss des Verschleißes auf die dynamischen Eigenschaften des Gesamtsystems, s. Abschnitt 7.7, sowie nichtlineare Effekte des nicht-rotierenden Systems, wie sie z. B. in Abschnitt 6.3.4 und Abschnitt 6.5 gezeigt werden.

7.3.1 Schnelle und langsame Systemdynamik

Es wird ein abschnittweise definiertes System verwendet, dass analog zum reduzierten Prinzipmodell aus Bild 5.7 zwischen den zwei Zuständen *Kontakt*, $|F_S| > 0$, und *Kein Kontakt*, $|F_S| = 0$ unterscheidet. Im ersten Fall werden unterschiedliche Nachgiebigkeiten in normaler und tangentialer Richtung, $G_{Yy}(j\omega)$ bzw. $G_{Zz}(j\omega)$, sowie die gegenseitige Kopplung der tangentialen und normalen Komponenten, $G_{Yz}(j\omega)$ und $G_{Zy}(j\omega)$, berücksichtigt, Gl. (7.12).

Zur Approximation des dynamischen Verhaltens des realen Systems werden die modalen Parameter der Ortskurven des Systems im Frequenzbereich identifiziert. Hierzu wird auf die Ergebnisse der experimentellen Schwingungsanalyse in Kapitel 6 zurückgegriffen. In Bild 7.8 sind einige der im Stillstand gewonnenen Frequenzgänge den identifizierten Systemen gegenübergestellt. Für $G_{Zz}(j\omega)$ und $G_{frei}(j\omega) = G_{frei,Yy}(j\omega) = G_{frei,Zz}(j\omega)$ genügen jeweils PT2-Systeme, wie in Gl. (7.12) beschrieben.

Für die Abbildung des Frequenzgangs $G_{Yy}(j\omega)$ werden zwei Systeme parallel geschaltet. Das erste, A_{yy1} , ist ein PT2-System mit einer Resonanz bei $\omega_{yy1} = 2\pi \cdot 650$ Hz, das die *schnelle Dynamik* des gekoppelten Systems beschreibt.

$$\dot{\mathbf{Z}} = \begin{cases} \text{diag} [\mathbf{A}_{yy1} & \mathbf{A}_{zz} & \mathbf{A}_{yy2} & \mathbf{A}_{yz} & \mathbf{A}_{zy}] \mathbf{Z} + \mathbf{B} \begin{bmatrix} \mathbf{F}_{Sy} \\ \mathbf{F}_{Sz} \end{bmatrix} & \text{für } |F_S| > 0 \\ \text{diag} [\mathbf{A}_{y,frei} & \mathbf{A}_{z,frei} & 0 & 0 & 0] \mathbf{Z} & \text{für } |F_S| = 0 \end{cases}$$

$$\text{mit } \mathbf{Z} = [y_{wy1} \quad \dot{y}_{wy1} \quad z_{wz} \quad \dot{z}_{wz} \quad | \quad y_{wy2} \quad \dot{y}_{wy2} \quad | \quad z_{wy} \quad \dot{z}_{wy} \quad y_{wz} \quad \dot{y}_{wz}]^T$$

$$\text{und } \mathbf{A}_{ij} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_{ij}^2 & -2D_{ij}\omega_{ij} \end{bmatrix}_{i=y,z, j=y,y1,y2,z, frei, frei}$$

$$\text{sowie } \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & k_{yy1} & 0 & 0 & | & 0 & k_{yy2} & | & 0 & 0 & 0 & k_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & k_{zz} & | & 0 & 0 & | & 0 & k_{zy} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T.$$

(7.12)

Das zweite System, \mathbf{A}_{yy2} , berücksichtigt die *langsame Dynamik* des Werkstücks und dient hauptsächlich der Anpassung des Frequenzgangs im Bereich geringer Frequenzen, da das untersuchte System für Frequenzen in der Nähe von 0 weicher wird, wie der mittleren Grafik von Bild 7.8 entnommen werden kann. Die quasi-statische Auffederung des Werkstücks durch die Schleifkraft hat prinzipiell PT1-Charakter mit einer Zeitkonstante $T_1 > 1$ s wie in Bild 7.12 zu erkennen ist. Anstelle eines PT1-Systems wurde ein mit $D_{yy2} = 1$ stark gedämpftes System zweiter Ordnung mit einer Resonanz bei $\omega_{yy2} = 2\pi \cdot 240$ Hz eingesetzt.

Die Funktion $G_{Zy}(j\omega)$, d.h. die normale Auslenkung des Systems in Folge einer Tangentialkraft, kann durch zwei Systeme zweiter Ordnung mit Resonanzen bei f_{w1} und f_{sw1} beschrieben werden, vgl. Bild 6.20. Aufgrund der im Verhältnis niedrigen Resonanzamplituden ist ihr Einfluss auf den dynamischen Prozess nur sehr gering. Der Frequenzgang $G_{Yz}(j\omega)$, d.h. die tangential Antwort des Systems auf eine Normalkraftanregung, wird im Modell benötigt. Diese Kopplung führt dazu, dass die tangential Bewegung der normalen wie im realen System folgt. Es wird vereinfachend angenommen, dass $G_{Yz}(j\omega) = G_{Zz}(j\omega)/10$ gilt.

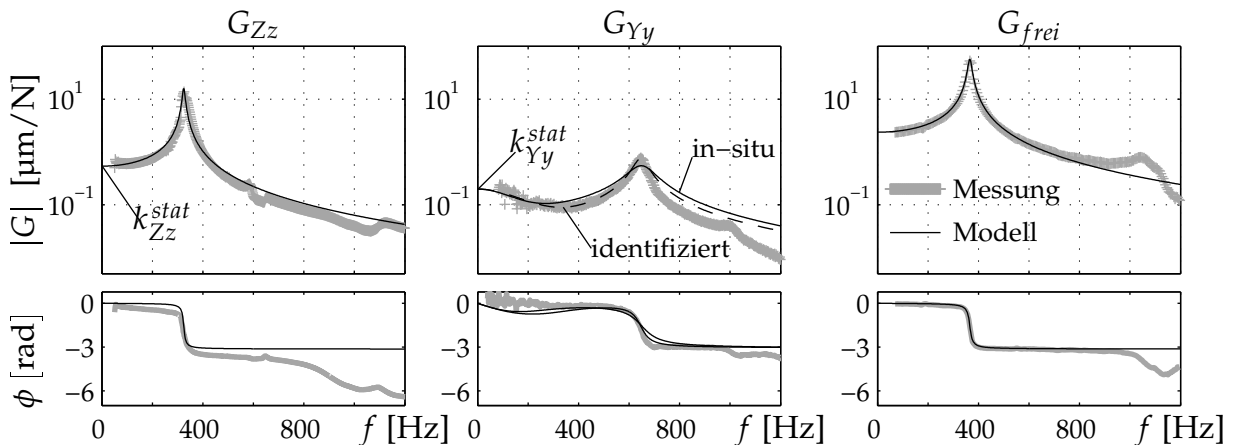


Bild 7.8: Übertragungsfunktionen des Werkstücksystems

Die gemessenen Frequenzgänge sind in Bild 7.8 den identifizierten gegenübergestellt. Einflüsse der zweiten Biegeeigenfrequenz des Werkstücks im Bereich von 1100 Hz werden vernachlässigt, ebenso der Phasenabfall von G_{ZZ} für Frequenzen größer f_{Sw1} .

Für die Integration der Nachgiebigkeit in das Modell wurde für das gekoppelte System das Dämpfungsmaß $D_{yy1} = 0,082$ aus in-situ Impulsversuchen übernommen, vgl. Bild 6.9. Diese spiegeln die relevante Nachgiebigkeit im Betrieb wieder. Im Bereich der Resonanz ergibt sich gegenüber der Messung im Stillstand ein flacherer Amplitudenverlauf, wie anhand der durchgezogenen Linie in der mittleren Grafik von Bild 7.8 zu sehen ist.

Der Übertragungsfrequenzgang $G_{frei}(j\omega)$ wird in der dargestellten Form in den Block *Systemdynamik* des Schleifprozessmodells übernommen. Um eine Resonanzfrequenz des gekoppelten Systems bei den gewünschten 650 Hz zu erreichen, müssen gegenüber der reinen Identifikation eines Frequenzganges die bereits genannte Schnittsteifigkeit sowie lokale Nachgiebigkeiten der Kontaktpartner in der Eingriffszone berücksichtigt werden, s. Abschnitt 7.3.3.

7.3.2 Lokale Nachgiebigkeiten

Die lokale Nachgiebigkeit des Werkstückmaterials in der Kontaktzone kann prinzipiell ähnlich wie über den in Abschnitt 7.1 eingeführten Konturfaktor κ , Gl. (7.4), in die Simulation integriert werden, indem die geometrische Schnitttiefe

$$h_{w,i}^{geom} = r_{pi} \cdot (1 - \xi_{w,i}) \quad (7.13)$$

am Kontaktpunkt \mathbf{p}_i mit einem Elastizitätsfaktor $\xi_{w,i}$ gewichtet wird. Dieser beschreibt, welcher Anteil an $h_{w,i}^{geom}$ am Kontaktpunkt \mathbf{p}_i tatsächlich abgetragen wird, während die restliche Schnitttiefe aufgrund kurzzeitiger Deformation der Kontaktzone stehen bleibt.

$$h_{w,i}^{real} = \xi_w \cdot h_{w,i}^{geom} \quad \text{mit} \quad 0 < \xi_w \leq 1 \quad (7.14)$$

Gleichung (7.14) lässt sich analog auf die Segmente des Oberflächenvektors r_S der Schleifscheibe anwenden. Dieses Vorgehen entspricht weitestgehend einer Strategie von CHEN UND ROWE (1996B), die die lokale Nachgiebigkeit in der Simulation erfassen, indem sie die Schnitttiefe ihrer Körner reduzieren.

Der Faktor $\xi_{w,i} = \xi_{w,i}(\mathbf{p}(\ell_C), i)$ hängt von der Verteilung des Anpressdrucks $p(\ell_C) = f(F_{Sy})$ auf die i Knoten der Kontaktzone ab. Ein iteratives Berechnungsverfahren ist erforderlich, wie ALLDIECK (1994) es einsetzt, da ein Gleichgewicht zwischen äußerer Kraft und der Summe der inneren Kräfte an den Knotenpunkten erzielt werden muss. Die reale Verteilung des Anpressdrucks $p(\ell_C)$ bei hohem Materialabtrag ist in der Literatur bisher nicht näher untersucht wurden. Eine Beschreibung des Kontakts, die einem Eingriff beim Flachsleifen bereits sehr nahe kommt, wird von BROMMUNDT (1998) geliefert. Dieser berechnet die Druckverteilung für ein Eisenbahnlaufrad, das unter Reibung auf einer Schiene abrollt. Er erhält einen nicht-HERTZschen Kontakt mit einer asymmetrischen Druckverteilung $p(\ell_C)$, deren maximale Amplitude zur Einlaufzone des Rades verschoben ist.

Im Rahmen der durchgeführten Simulationen wurde auf die explizite Berechnung lokaler Nachgiebigkeiten des Werkstück- sowie des Schleifscheibenmaterials verzichtet. Die lokale Nachgiebigkeit der Schleifscheibe wird als masselose Feder angenommen. Untersuchungen

von DAVID (1997), FOLKERTS (1993), KLOTZ (1987) und YOUNIS (1972) zeigen übereinstimmend, dass diese Annahme zulässig ist. Die lokale Nachgiebigkeit des Werkstücks wird als (sehr geringer) Teil der globalen Nachgiebigkeit aufgefasst, der auch für die Ausbildung der Werkstückoberfläche aufgrund des abrasiven Charakters des Prozesses nur von untergeordnetem Einfluss ist.

7.3.3 Nachgiebigkeit im Modell

Auf Basis der Frequenzgänge aus Bild 7.8 wurden die Nachgiebigkeitsfrequenzgänge des Modells nach den folgenden Gesichtspunkten synthetisiert:

- Die statische Auslenkung im Fall des Kontakts muss mit der Realität übereinstimmen. Die Skalare in \mathbf{B} ergeben sich direkt anhand der gemessenen Ortskurven für $|G(\omega = 0)|$.
- Die Frequenz f_{yy1} zur Resonanz der Ortskurve $G_{Yy}(j\omega)$ wird zu 350 Hz gewählt. Diese entspricht der ersten gemessenen Biegeeigenfrequenz des realen freien Werkstücksystems. Gekoppelt mit dem Schnittprozess ergibt sich der Frequenzbereich kleiner Systemeigenschaften in y_w von ca. 680 Hz bis 750 Hz. Dieser wurde bei Standardparametern ($y_f = 12 \mu\text{m/s}$, $n_w = 1 \text{s}^{-1}$) und Anregung durch eine Reibwertvariation $\mu^{dyn}(t) = 0,01$ ermittelt.
- Die Koppelnachgiebigkeiten werden zu $G_{Yz}(j\omega) = G_{Zz}(j\omega)/10$ und $G_{Zy}(j\omega) = 0$ angenommen. Letztere Annahme wird getroffen, da der Einfluss der Tangentialkraft auf die horizontale Bewegung zwei Ordnungen unter dem der Normalkraft liegt.
- Das Dämpfungsmaß des Systems für die Resonanz in y -Richtung wird aus dem in-situ-Impulstest mit $D_{y1} = 0,082$ übernommen.
- Das Dämpfungsmaß für die Resonanz in z -Richtung muss mit $D_z \geq 0,7$ sehr groß gewählt werden. Kleinere Werte von D_z führen anderenfalls zu extrem großen Schwingungen tangential zum Kontakt, wie sie in der Praxis nicht auftreten. Physikalisch lässt sich eine hohe Dämpfung durch die Verschleißarbeit an Werkstück und Scheibe erklären. Ein großer Teil der Schnittkraft F_{S_z} wird in Reib- bzw. Schnittleistung umgesetzt, so dass tangentiale Bewegungen stark bedämpft werden, ähnlich wie bei einem Reibdämpfer.

In Bild 7.9 ist die tangentiale Impulsantwort des Werkstücks auf einen tangentialen Kraftstoß während des laufenden Prozesses dargestellt, vgl. Bild 6.9 auf Seite 80. Die genannte hohe Dämpfung führt dazu, dass das Werkstück derartige schwach gedämpfte Schwingungen selbständig nicht beginnt, s. a. Abschnitt 6.4.

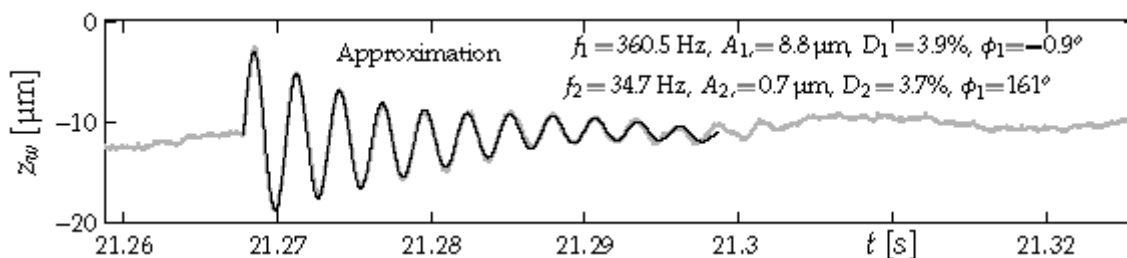


Bild 7.9: $F_{\delta,z} \mapsto z_w$: Tangentiale in-situ Impulsantwort des Werkstücksystems

7.4 Schleifkräfte und Schleifkoeffizient

Die Schleifkraft beim Zerspanen mit geometrisch unbestimmten Schneiden wird neben dem eigentlichen makroskopischen Materialabtrag durch zahlreiche Mikrovorgänge bestimmt, die in der Wirkzone zwischen den beiden rotierenden Kontaktpartnern stattfinden. Die quasi-statischen Anteile des Schnittkraftvektors $\mathbf{F}_S^{stat} = [F_{Sy}^{stat}, F_{Sz}^{stat}]^T$ ergeben sich in Relation zum gewählten bezogenen Zeitspanvolumen Q'_w . Diskontinuierliche Spanbildung, die variierende Schneidenzahl im Eingriff, unregelmäßige Kornausbrüche und Verschleiß sowie Zonen unterschiedlicher Schärfe führen zu dynamischen Schwankungen \mathbf{F}_S^{dyn} . Diese sind als sogenanntes *Schnittkrafttrauschen* für den Schleifprozess charakteristisch und stellen eine nicht zu vernachlässigende, breitbandige Anregungsquelle für Ratterschwingungen dar, vgl. DAVID (1997). Schnittkrafttrauschen wird in dem hier vorgestellten Modell erstmalig explizit formuliert, um die entsprechende Anregung von Schwingungen zu erzielen.

Die Schnittkraft eines Schleifscheibensegments wird von der Verteilung der aktiven Schneiden und vom Freivolumen des Schneidenraums bestimmt, das kurzzeitig die abgetragenen Späne aufnehmen muss, bevor diese im Idealfall vom Kühlschmiermittelstrom aus der Zerspanzone geschwämmt werden. Ist das Freivolumen groß, z. B. bei einer frisch abgerichteten, scharfen Scheibe, kann mehr Material abgetragen werden als bei einer stumpfen oder zugesetzten Scheibe, deren Freivolumen entsprechend geringer ist. Der Schleifkoeffizient

$$\mu = \frac{F_{Sz}}{F_{Sy}} < 1 \quad , \quad (7.15)$$

der in Analogie zu einem Reibprozess mit μ bezeichnet wird, ist bei einer scharfen Scheibe größer als bei einer stumpfen und wird deutlich vom Kühlschmiermittel beeinflusst, OTT (1985). Wird dieser globale Effekt auf die aktuellen Eingriffsverhältnisse übertragen, ergibt sich ein variabler Koeffizient

$$\mu(t) = \mu^{stat} + \mu^{dyn}(t) \quad . \quad (7.16)$$

Dessen quasi-statischer Anteil μ^{stat} hängt von den aktuellen Prozessparametern ab, der dynamische Anteil μ^{dyn} wird von der Verteilung der Schleifkörner auf dem aktuellen Scheibensegments im Eingriff bestimmt.

Stochastisches Reibgesetz

Zur Formulierung des variablen Schleif- bzw. Reibkoeffizienten $\mu(t)$ innerhalb der Simulation wird gedanklich ein Bürstenmodell nach HINRICHS (1997) eingesetzt, das auf Arbeiten von HAESSIG UND FRIEDLAND (1991) basiert. Eine Abbildung dieses Modells zur Berechnung der Reibkraft ist in Bild 7.10 einem idealisierten Schleifkorneingriff beim Flachsleifen gegenübergestellt: Das Bürstenmodell besteht aus zwei Körpern mit Borsten, die miteinander interagieren. Die Borsten auf dem einen Körper sind ideal steif und gleichmäßig verteilt, die anderen sind als elastisch definiert und zufällig verteilt, so dass sich zu einem Zeitpunkt t nur wenige Borsten gegenüberliegen und im Kontakt befinden. Werden die Körper in z -Richtung gegeneinander verschoben, werden die elastischen Borsten mit Kontakt ausgelenkt. Der Kontakt reißt ab, sobald eine maximale Auslenkung z_{max} überschritten wurde. Mit der Auslenkung z_i der i -ten elastischen Borste und deren Federsteifigkeit c_B ergibt sich für $N_C(t)$ Borsten in Kontakt unabhängig von der Normalkraft F_y eine tangentiale Reibkraft

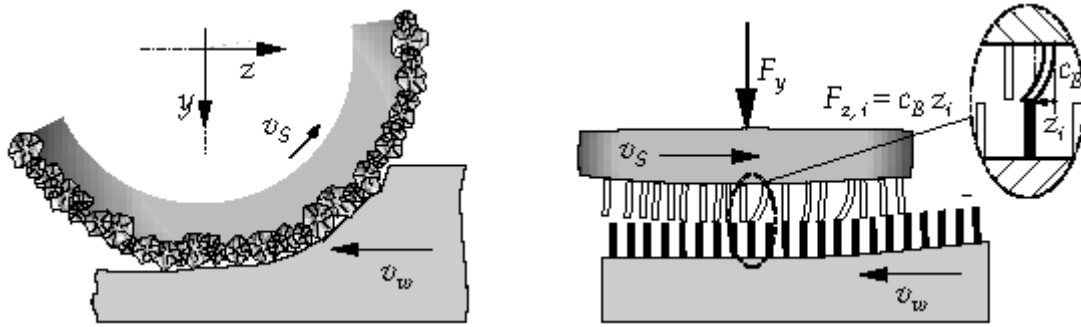


Bild 7.10: Bürstenmodell im Vergleich zum Schleifkorneingriff

$$F_z(t) = \sum_{i=1}^{N_C(t)} F_{z,i}(t) = \sum_{i=1}^{N_C(t)} c_B \cdot z_i(t) . \tag{7.17}$$

Am Beispiel eines Reibschwingers hat HINRICHS gezeigt, dass sich das numerisch aufwendige Bürstenmodell durch ein stochastisches Reibgesetz ersetzen lässt, bei dem der Reibwert $\mu(t)$ als Summe eines konstanten Mittelwertes $\bar{\mu}$ und eines zufällig verteilten Anteils $\mu(t, \sigma)$ beschrieben wird.

Ähnlich stellt sich der Schleifprozess dar: Die zufällig verteilten Schleifkörner greifen in das Werkstückmaterial ein, abhängig von der Anzahl der aktiven Schneiden, dem verfügbaren Freivolumen, dem elastischen Verhalten der Körner in der Bindung und dem elastisch-plastischen Verhalten des Werkstückmaterials stellen sich eine Normal- und eine Reibkraft ein.

Wie Signale des Kraftsensors in der Zentrierspitze zeigen, unterliegt beispielsweise der messtechnisch bestimmbare *Pseudo-Reibwert*

$$\tilde{\mu}(t) = F_{Wz}(t) / F_{Wy}(t) \tag{7.18}$$

einer Normalverteilung. Dessen GAUSS-Kurve $h(\tilde{\mu})$ über $\tilde{\mu}$ ist in Bild 7.11 einer generierten Normalverteilung (graue Balken) mit gleichem Mittelwert und Standardabweichung gegen-

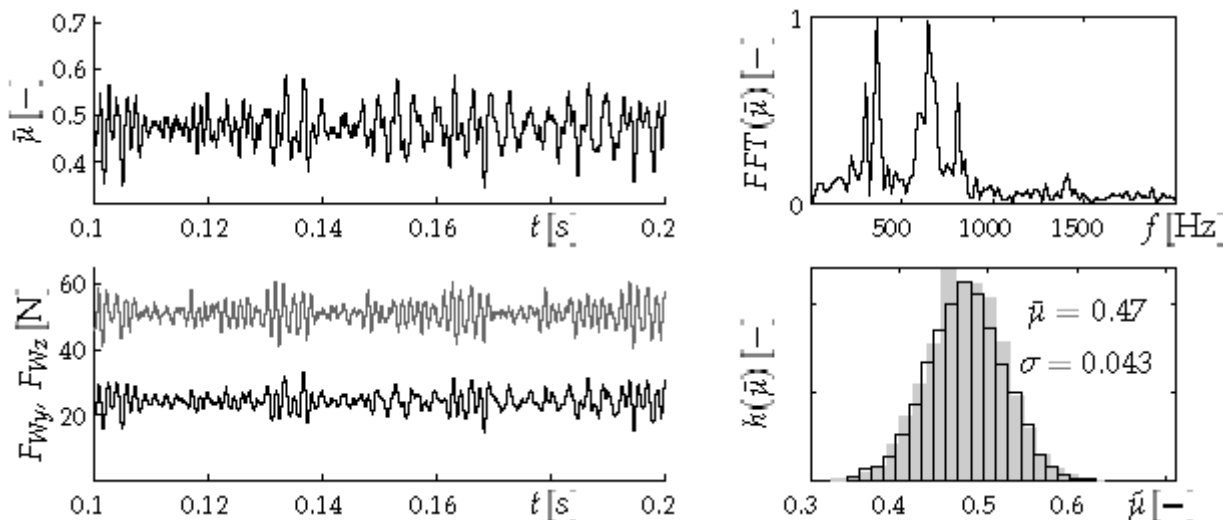


Bild 7.11: Signal, Verteilung und Spektrum des Pseudo-Reibwerts $\tilde{\mu}$

übergestellt, vgl. Abschnitt 8.2. Der sogenannte LILLIEFORS-Test, der in Abschnitt 8.2 näher beschrieben wird, bestätigt eine Normalverteilung von $\tilde{\mu}(t)$, während die Schleifkraftkomponenten $F_{Wz}(t)$ und $F_{Wy}(t)$ nicht normalverteilt sind. Diese sind in Bild 7.11 als Zeitsignale gemeinsam mit $\tilde{\mu}(t)$ dargestellt.

Ausgewählt wurde ein Signalabschnitt zu Beginn eines Prozesses ohne Rattern, wo die Verfälschung der Messwerte durch die Trägheitskräfte des Werkstücks gering ist, vgl. Abschnitt 4.2.3. Wie das Spektrum $\text{FFT}(\tilde{\mu}(t))$ zeigt, sind aber sowohl bei $f_{Sw1}^{yy} \approx 650$ Hz als auch bei $f_{Sw1}^{zz} \approx 330$ Hz große Peaks zu finden, die wahrscheinlich auf Trägheitseinflüsse zurückzuführen sind. Wie groß der Anteil der Trägheitskräfte gegenüber den tatsächlichen Schleifkraftschwankungen ist, lässt sich aufgrund des nichtlinearen Übertragungsverhaltens des Kraftsensors nicht bestimmen, Abschnitt 4.2.3.

Die statische Komponente μ^{stat} des Schleif- bzw. Reibkoeffizienten $\mu(t)$ lässt sich anhand der Ergebnisse aus Bild 7.11 nach Gl. (7.15) aus den Mittelwerten der Kraftsignale ermitteln. Der dynamische Anteil $\mu^{dyn}(t)$ wird im Modell durch eine Normalverteilung ausgedrückt, die die Kornverteilung des aktiven Schleifscheibensegments beschreibt. Hierzu wird der normalen Schleifkraftkomponente F_{Sy} gemäß Gl. (7.19) ein $\check{\mu}^{dyn}(t)$ eingeprägt. Das tatsächliche $\mu^{dyn}(t)$ ergibt sich aus dem Verhältnis der Schleifkraftkomponenten. Zur Vermeidung numerischer Probleme wird das Frequenzspektrum von $\mu^{dyn}(t)$ mit einem Tiefpassfilter auf 2 kHz begrenzt. Die Schleifkräfte im Modell ergeben sich zu

$$\mathbf{F}_S = \begin{bmatrix} F_{Sy} \\ F_{Sz} \end{bmatrix} = |\mathbf{F}_S| \cdot \begin{bmatrix} \cos \alpha_{FS} \cdot (1 + \check{\mu}^{dyn}(t)) \\ \sin \alpha_{FS} \end{bmatrix} \quad (7.19)$$

$$\text{mit } \mu(t) = \mu^{stat} + \mu^{dyn}(t) = \frac{F_{Sz}}{F_{Sy}} \quad \text{und} \quad \alpha_{FS} = \arctan(\mu^{stat}).$$

Betrag der resultierenden Schleifkraft

Die Berechnung von $|\mathbf{F}_S|$ erfolgt nach Gl. (7.20) aus dem bezogenen Zeitspanvolumen, vgl. Abschnitt 2.3.

$$|\mathbf{F}_S| = k_F^{Q'_w} \cdot Q'_w \quad (7.20)$$

In Bild 7.12 sind gemessenen Schleifkräften \mathbf{F}_W simulierte Kraftverläufe für $\mu^{dyn}(t) = 0$ gegenübergestellt. Die quasi-statischen Komponenten der gemessenen Schleifkräfte wurden mit einem Spline-Verfahren bestimmt, wie es in Zusammenhang mit Bild 4.13 in Abschnitt 4.2.7 beschrieben wird. In die Grafik wurde ebenfalls ein simulierter Schleifkraftverlauf eingetragen, bei dem diese proportional zur Kontaktlänge ℓ_C bestimmt wurde.

Die nach Gl. (7.20) berechnete Schleifkraft hat sowohl für Schrupp- als auch für Schlichtzustellung einen annähernd korrekten Schleifkraftpegel. Das Kraftsignal, das proportional zur Kontaktlänge bestimmt wurde, liefert aufgrund der nichtlinearen Abhängigkeit dieser von der Zustellung a_e einen deutlich zu geringen Wert für den Kraftabfall beim Wechsel der Zustellung von Schruppen auf Schlichten, vgl. Gl. (2.2).

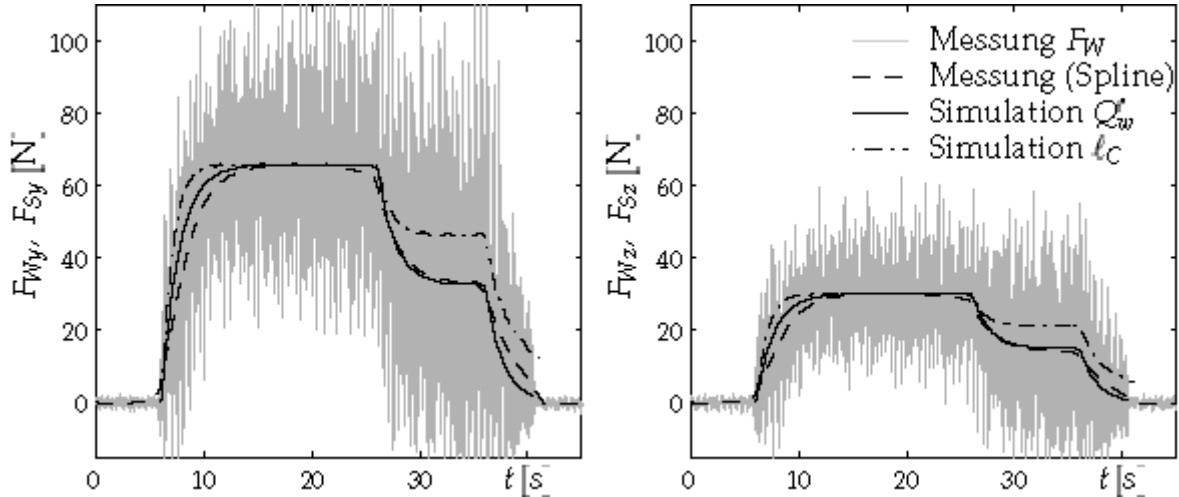


Bild 7.12: Gemessene und simulierte Schleifkraftverläufe im Vergleich

Progressive Steifigkeit

Aufgrund der Eingriffsverhältnisse beim Schleifen ergibt sich eine nichtlineare Abhängigkeit von Werkstückauslenkungen und Schleifkräften, die bereits im Rahmen des Prinzipmodells sowie der Ausschwingversuche diskutiert wurde, s. Bild 5.7 bzw. Bild 6.14. Für Werkstückbewegungen in Richtung der Schleifscheibe verhält sich das reale System im Stillstand wie eine harte Feder. Für Werkstückbewegungen weg von der Schleifscheibe ist das System weich, d. h. die Steifigkeit des Kontakts degressiv. Die Steifigkeit des gekoppelten Systems im Prozess wird zum Teil durch diese Kontaktsteifigkeit bestimmt. Gleichzeitig wirkt sich aber die Schnittsteifigkeit, die sich nach Gl. (7.20) ergibt, auf die Gesamtsteifigkeit aus.

In Bild 7.13 (b) ist die Schleifkraftvariation ΔF_{Sy} in Abhängigkeit einer Sprunganregung y_C des Werkstücks aufgetragen. Die „natürliche“, nichtlineare Schnittsteifigkeitskennlinie $k_F(Q'_w) = f(y_C)$ des Modells, die sich rein aus der Eingriffskinematik ergibt, ist mit dem Faktor $\Delta k_F^{hart} = 1$ versehen. Für Bewegungen, die den Kontakt verstärken, zeigt sich ein schwach progressives Verhalten. Für Bewegungen, die den Kontakt lockern, verhält sich das System degressiv.

Um die zusätzliche progressive Steifigkeit des Korn-Bindungs-Verbandes auszudrücken, die sich im Ausschwingversuch sowie bei den Stoßschwingungen eines Ratterbursts in Bild 5.6 zeigt, wird der Betrag der Schleifkraft $|F_S|$ mit einer nichtlinearen Funktion k_F^{nl} gewichtet, die in Bild 7.13 (a) dargestellt ist. Unter der Annahme, das Materialverhalten sei an eine Änderung des bezogenen Zeitspanvolumens $Q'_w = f(y_C)$ gekoppelt, wird k_F^{nl} als abschnittsweise definierte Funktion von \dot{Q}'_w bestimmt.

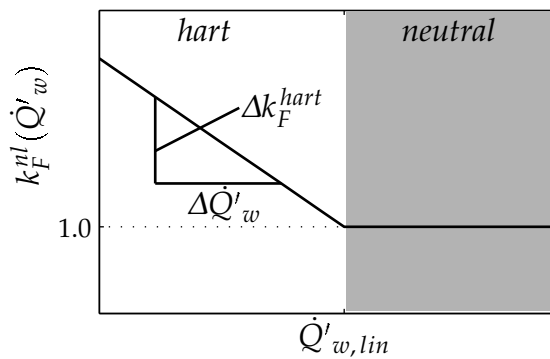
- Für ein nahezu konstantes Zeitspanvolumen, $\dot{Q}'_w \approx 0$ gelte $k_F^{nl}(\dot{Q}'_w) = 1$. Die zusätzliche Nichtlinearität wird ausgeblendet.
- Bei einer großen Zunahme des Zeitspanvolumens ergibt sich progressives Verhalten für $k_F^{nl}(\dot{Q}'_w) > 1$.

Unter Berücksichtigung von $k_F^{nl}(\dot{Q}'_w)$ berechnet sich der Betrag der Schleifkraft analog zu Gl. (7.20) gemäß

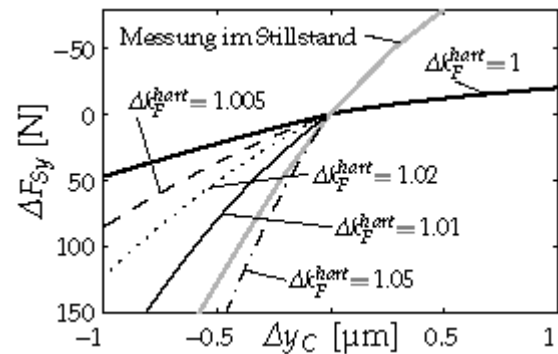
$$|F_S| = k_F^{nl}(\dot{Q}'_w) \cdot k_F^{Q'_w} \cdot Q'_w. \quad (7.21)$$

Freie Parameter der Funktion $k_F^{nl}(\dot{Q}'_w)$ sind die Steigung $\Delta k_F^{hart} / \Delta \dot{Q}'_w$ sowie der Wert von $\dot{Q}'_{w,lin}$, der den Bereich von $k_F(\dot{Q}'_w) = 1$ begrenzt. Letzterer wird auf Basis eines stabilen simulierten Prozesses zu $\dot{Q}'_w = 750 \text{ mm}^3/\text{mm s}^2$ festgelegt. Die Steifigkeitsverläufe, die sich für $\Delta \dot{Q}'_w = 2250 \text{ mm}^3/\text{mm s}^2$ und verschiedene Δk_F^{hart} ergeben, können Bild 7.13 (b) entnommen werden.

Ein progressiver Steifigkeitsverlauf, der dem bedingt vergleichbaren Ergebnis des Ausschwingversuchs im Stillstand entspricht, ergibt sich für $\Delta k_F^{hart} = 1,038$, vgl. Bild 6.14.



(a) Progressive Materialsteifigkeit



(b) Normalsteifigkeit

Bild 7.13: Schnittsteifigkeit bei Berücksichtigung progressiven Korn-Bindung-Verhaltens

Dynamische Schleifkraft

In den Bildern 7.14, 7.15 und 7.16 sind simulierte Schleifprozesssignale für unterschiedlich gewählte Standardabweichungen von $\check{\mu}^{dyn}(t)$ bzw. $\mu^{dyn}(t)$ aufgezeichnet. Auf der jeweils linken Seite befinden sich im oberen Bildteil die Schleifkraftverläufe. Darunter sind die Verläufe der Werkstückauslenkungen zu sehen. Je ein Ausschnitt von F_{Sy} , F_{Sz} , y_w und z_w zeigt die Signalform zum Ende des Schruppens. Im rechten Teil der Grafiken sind Ausschnitte aus den simulierten Oberflächenprofilen dargestellt, wie sie zum Ende des Schruppens ($t_S = 12 \text{ s}$), zum Ende des Schlichtens ($t_S = 17 \text{ s}$) und zum Ende des Ausfeuerns ($t_S = 22 \text{ s}$) vorlagen.

Die Schwingungsanregung des Systems nimmt mit der Reibwertvariation zu. Die Variation der Schleifkraftamplituden, der Werkstückauslenkungen und der gemittelten Rautiefe R_z der Werkstückoberfläche verhält sich in einem Bereich von $\check{\mu}^{dyn}(t) = 0 \dots 0,1$ linear zu $\check{\mu}^{dyn}(t)$. Die Amplitude der dynamischen Werkstückauslenkung liegt in der Simulation in der Größenordnung der Oberflächenrauigkeit. Für $\mu^{dyn}(t) = 0,04$ ergibt sich in der Simulation ein $R_z = 0,16 \mu\text{m}$, das um den Faktor vier niedriger liegt als in der DIN 4766 T1 beschrieben, HOISCHEN (1995).

Diese Ergebnisse zeigen, dass die Reibwertvariation ein geeignetes Mittel darstellt, um eine Schwingungsanregung durch Schnittkrafttrauschen zu simulieren. Im Vergleich mit den Schleifkraftverläufen aus Bild 7.11 ist das Schnittkrafttrauschen, das in der Simulation durch eine Reibwertvariation entsteht größer. Eine Normalkraftschwankung im Bereich von 20 N ergibt sich im Modell für ein $\mu^{dyn}(t) = 0,021$. Die Standardabweichung des Pseudo-Reibwerts $\check{\mu}^{dyn}(t)$ in Bild 7.11 liegt mit 0,043 etwa doppelt so hoch.

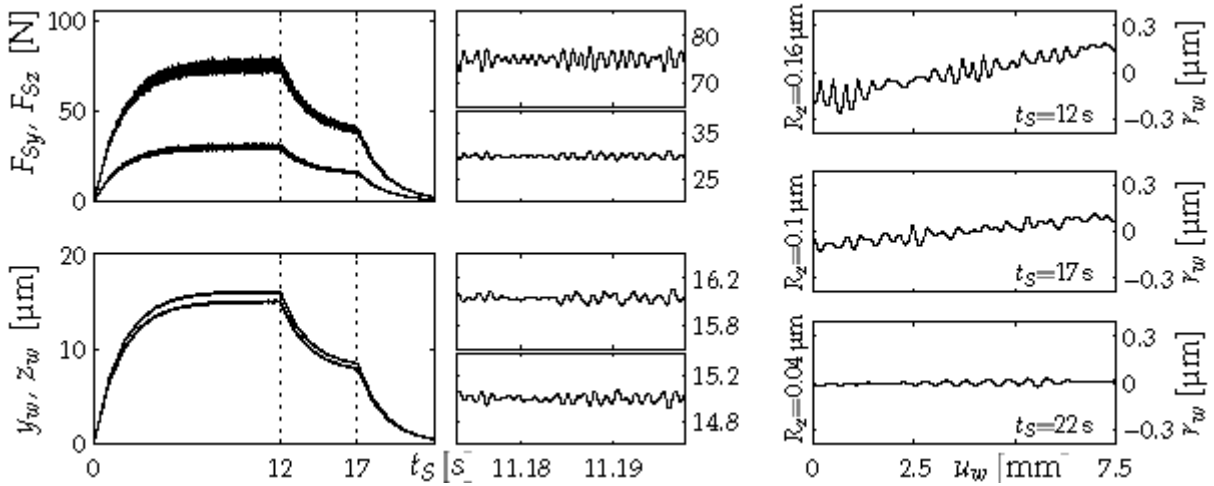


Bild 7.14: Simulierter Schleifprozess für $\check{\mu}^{dyn}(t) = 0,01$ bzw. $\mu^{dyn}(t) = 0,004$

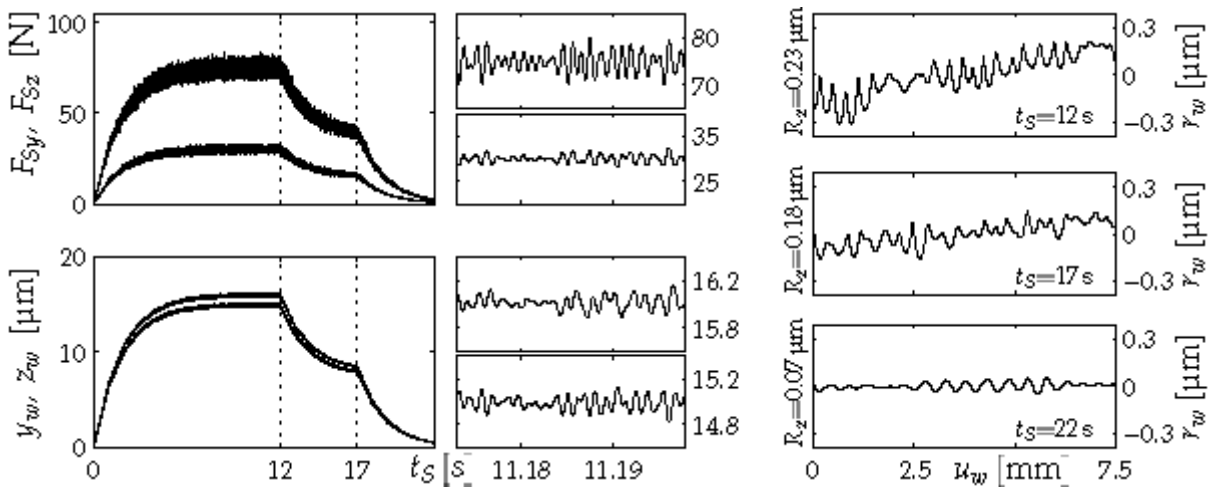


Bild 7.15: Simulierter Schleifprozess für $\check{\mu}^{dyn}(t) = 0,02$ bzw. $\mu^{dyn}(t) = 0,008$

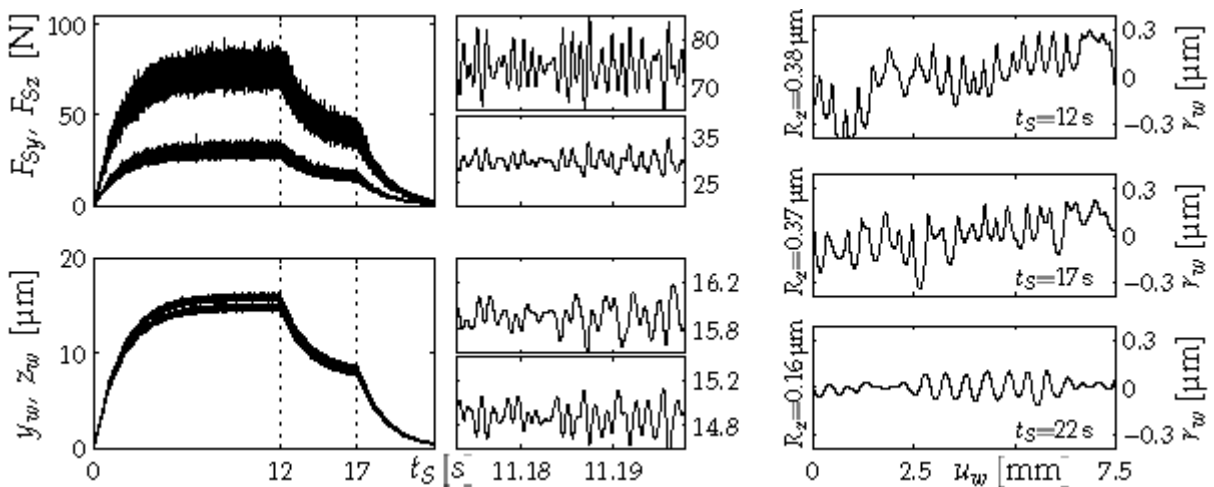


Bild 7.16: Simulierter Schleifprozess für $\check{\mu}^{dyn}(t) = 0,05$ bzw. $\mu^{dyn}(t) = 0,021$

7.5 Raue Oberflächen

Parallel oder alternativ zur Variation der Schleifkraft, kann auch die Rauigkeit der interagierenden Oberflächen im Prozess stochastisch beschrieben werden. Auf Seiten des Werkstücks kann dem Vektor der Werkstückradien \mathbf{r}_p zu Beginn der Simulation eine Variation mit dem Mittelwert null und der gemittelten Rautiefe R_z in Form einer Standardabweichung $\sigma_S = R_z$ hinzugefügt werden. Unter der Annahme, das zu schleifende Bauteil entstamme einem Längsdrehprozess, lässt sich nach DIN 4766 T1 für die Simulation z. B. $R_z = 4\ \mu\text{m}$ wählen.

Die Rauigkeit bzw. Kornverteilung der Schleifscheibe wird im Modell durch eine Variation der Schnitttiefe des aktuellen Kontaktsegments ausgedrückt. Für die $N_C(t)$ Oberflächenpunkte des Werkstücks im Kontakt wird ein korrespondierender Korrekturvektor $\mathbf{R}_S^{rau}(\ell_C, t)$ mit $q \cdot N_C(t)$ Punkten generiert, der mit normalverteilten Zufallszahlen gefüllt wird. Die Standardabweichung $\sigma_S(\mathbf{R}_S^{rau})$ drückt die Abweichung der Kornhöhe von der mittleren Kornhöhe aus. Sie stellt ein Maß für die Kornverteilung bzw. für die Schärfe des aktuellen Scheibensegments dar, vgl. DAVID (1997). Zur Untersuchung von Verschleißeffekten oder Zusetzen der Schleifscheibe kann der Vektor \mathbf{R}_S^{rau} für den gesamten Umfang der Scheibe gezielt vorgegeben und während der Simulation modifiziert werden.

In jedem Abtastschritt der Rechnung wird in Anlehnung an die Arbeiten von WERNER (1971) und KASSEN (1969) unter allen Körnern, die den aktuellen Kontaktbogen durchlaufen haben, das Kontur erzeugende Korn als Maximum von $\mathbf{R}_S^{rau}(\ell_C, t)$ gesucht. Der Materialabtrag der aktuellen Kontaktzone wird um die Abweichung dieser Kornhöhe von der mittleren Kornhöhe $\bar{\mathbf{R}}_S^{rau}$ korrigiert.

$$\Delta \mathbf{R}_S(t) = \max(\mathbf{R}_S^{rau}(\ell_C, t)) - \bar{\mathbf{R}}_S^{rau} \quad (7.22)$$

Die Störung $\Delta \mathbf{R}_S^{rau}(t)$ wird linear auf die Kontur aufgebracht, indem der Radius der Scheibe, der zur Berechnung des Kontaktbogens eingesetzt wird, in jedem Zeitschritt modifiziert wird, vgl. KÖNIG UND STEFFENS (1982).

Die Bilder 7.17 und 7.18 zeigen simulierte Schleifkraftverläufe in Abhängigkeit von σ_S für $\ddot{y}(t) = 0$. Die Auswirkung von σ_S auf die Werkstückoberfläche \mathbf{r}_w , die Werkstückschwingungen y_w und z_w sowie die Schleifkräfte F_{Sy} und F_{Sz} wird wiederum anhand von Signalausschnitten verdeutlicht, vgl. Bild 7.14ff.. Im Vergleich zur Reibwertvariation aus Abschnitt 7.4 ergeben sich bereits für kleine $\sigma_S = 50\ \text{nm} \dots 100\ \text{nm}$ ähnliche Rauigkeiten, wobei die Oberflächenkontur des Werkstücks zusätzlich eine Mikrorauigkeit erhält, die in den Oberflächenprofilen in Bild 7.17f. zu sehen ist. Bei ähnlicher gemittelter Rautiefe R_z der erzeugten Werkstückoberfläche fällt das Schnittkraftrauschen bei Variation der Rauigkeit deutlich geringer aus, als bei einer Reibwertvariation. Die Variation der Kornhöhe bzw. der Schnitttiefe führt ferner zu einer Variation des bezogenen Zeitspanvolumens Q'_w , der bei der Bestimmung des Faktors $k_F^{Q'_w}$ berücksichtigt werden muss. In der Simulation ergibt sich ein beschleunigter Anstieg der Schleifkräfte sowie dadurch bedingt ein Einschwingen des Systems über mehrere Werkstückumdrehungen. Sofern die erzeugte Oberfläche im Mittelpunkt der Untersuchungen steht, ist eine Variation der Rauigkeit sinnvoll, um eine realitätsnahe Mikrorauigkeit zu erzeugen. Sollen hauptsächlich der Schleifkraftverlauf oder die Auslenkungen betrachtet werden, bietet die Reibwertvariation eine nebenwirkungsfreie Möglichkeit, das System zu Schwingungen anzuregen.

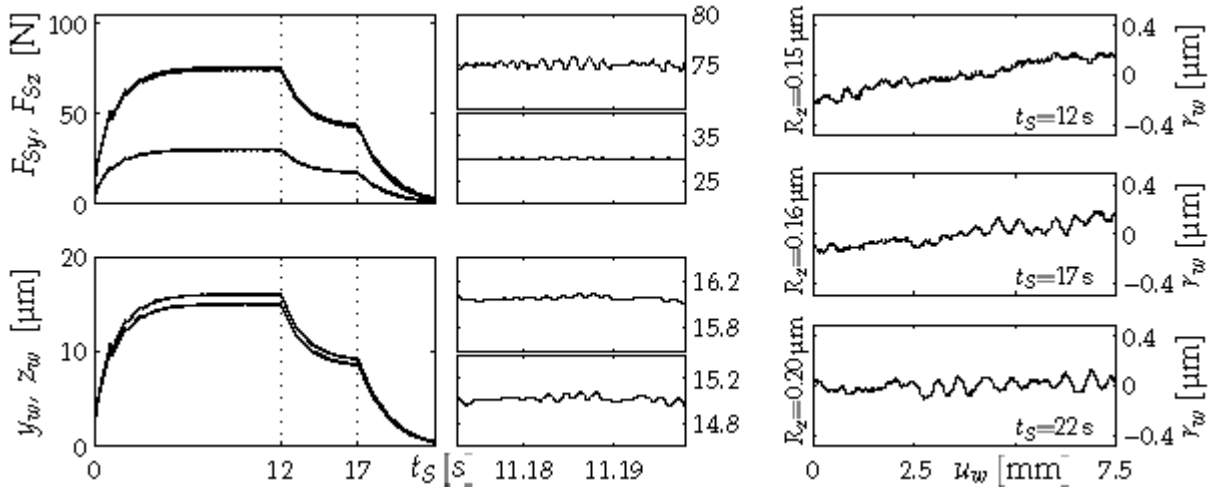


Bild 7.17: Simulierte Prozessdaten bei einer Variation der Scheibenrauigkeit $\sigma_s = 0,05 \mu\text{m}$

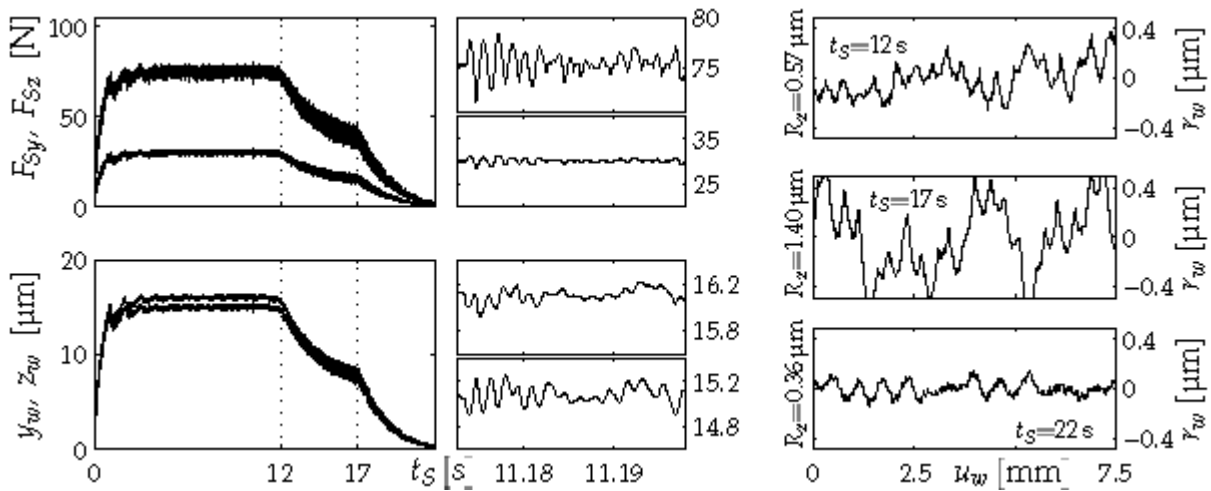


Bild 7.18: Simulierte Prozessdaten bei einer Variation der Scheibenrauigkeit $\sigma_s = 0,1 \mu\text{m}$

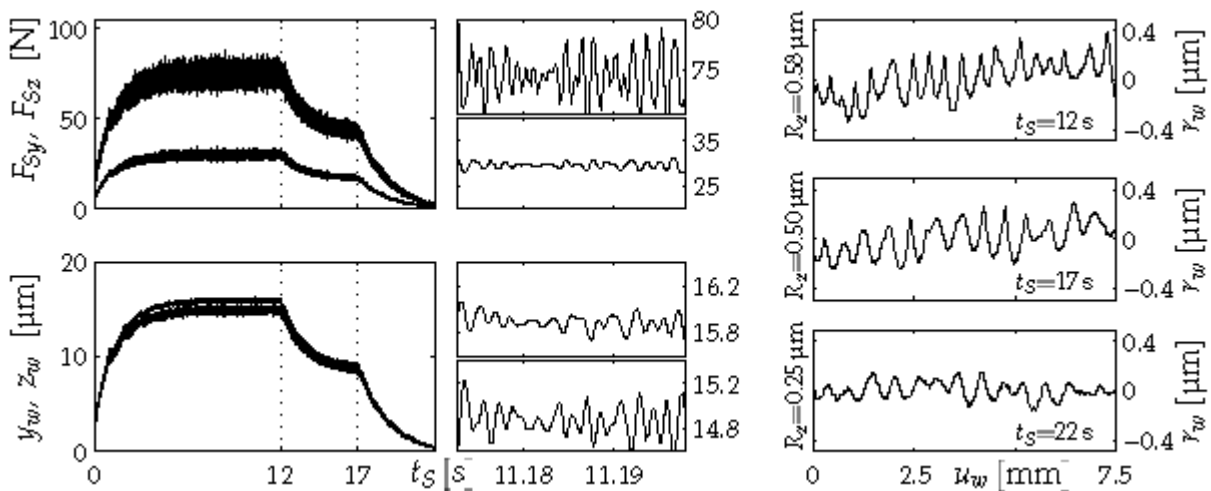


Bild 7.19: Reibwertvariation $\mu^{dyn}(t) = 0,025$ kombiniert mit einer Rauigkeit $\sigma_s = 0,05 \mu\text{m}$

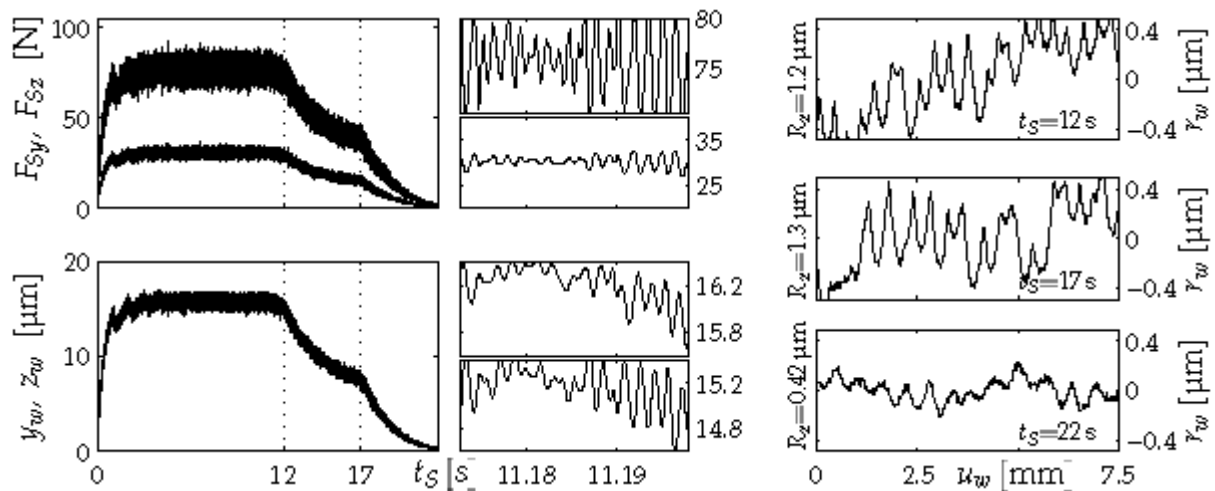


Bild 7.20: Reibwertvariation $\check{\mu}^{dyn}(t) = 0,025$ kombiniert mit einer Rauigkeit $\sigma_S = 0,1 \mu\text{m}$

In Bild 7.19f. sind simulierte Schleifprozessdaten für eine Kombination aus Reibwertvariation $\check{\mu}^{dyn}(t) = 0,025$ und Rauigkeiten $\sigma_S = 0,05 \dots 0,1 \mu\text{m}$ aufgezeichnet. Die Variation der Kornhöhe um σ_S dient der Erzeugung einer Mikrorauigkeit auf der Oberfläche, während die Reibwertvariation für die gewünschte Schwankungsbreite der Kraftsignale sorgt. Für $\sigma_S = 0,05 \mu\text{m}$ liegt die gemittelte Rautiefe am Prozessende bei $R_z = 0,25 \mu\text{m}$. Für $\sigma_S = 0,1 \mu\text{m}$ wird ein $R_z = 0,42 \mu\text{m}$ in der Größenordnung eines realen Schleifprozesses erreicht.

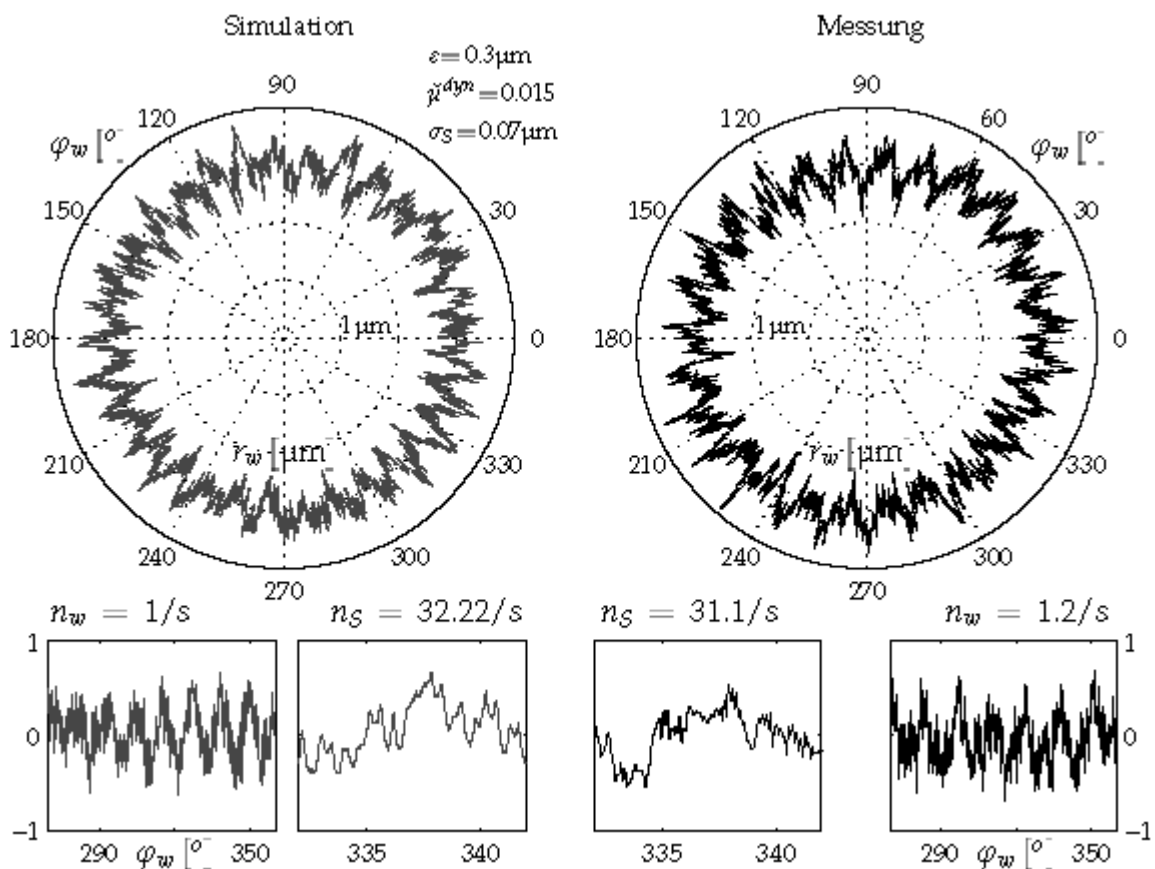


Bild 7.21: Vergleich eines simulierten und eines gemessenen Werkstückprofils

Eine simulierte und eine gemessene Oberfläche werden in Bild 7.21 verglichen. Das simulierte Profil auf der rechten Seite und das echte auf der linken zeigen sehr deutliche Ähnlichkeit bezüglich mikro- und makroskopischer Welligkeit. Anhand der vergrößerten Ausschnitte in der Mitte von Bild 7.21 zeigt sich aber, dass die Mikrorauigkeit der echten Werkstückoberfläche immer noch sichtbar feiner ist als die im Modell erzeugte Kontur.

7.6 Unwucht und Abrichtwelligkeit

Da in Abschnitt 6.3 gezeigt werden konnte, dass das dynamische Verhalten der Schleifspindel keinen direkten Beitrag zum Rattern leistet, wurde dieses im Modell vernachlässigt. Separat wird im Modell jedoch die Auswirkung einer Schleifscheibenunwucht berücksichtigt.

Speziell die unwuchtbedingte Abrichtwelligkeit ε der Schleifscheibe hat eine wesentliche Auswirkung auf die Entstehung von Ratterschwingungen, wie in Abschnitt 5.7 verdeutlicht wird. Innerhalb der Simulation kann dem Verschleißvektor $\mathbf{R}_{SW}(t_S = 0)$ der Schleifscheibe eine wirksame Welligkeit $\tilde{\varepsilon} < \varepsilon$ als entsprechende harmonische Funktion eingeprägt werden, s. Abschnitt 7.7. Die Funktion

$$\mathbf{R}_S^{-\varepsilon} = \tilde{\varepsilon} \left(1 - \frac{F_{Sy}}{\max(F_{Sy})} \right) \cdot \sin(\Omega_S t) \quad (7.23)$$

kompensiert diese Welligkeit für kleine F_{Sy} und sorgt dafür, dass sich die wirksame Welligkeit $\tilde{\varepsilon}$ in Abhängigkeit der Normalkraft F_{Sy} auf die Kontaktzone auswirkt.

Die Unwucht der Schleifscheibe kann in der Simulation als eine harmonische Kraft $F_U(\Omega_S t, \varepsilon)$ in Folge einer bekannten Auslenkung ε des Schleifscheibenmittelpunktes betrachtet werden. Da die Spindellager der Versuchsmaschine messtechnisch nicht zugänglich sind, und im Modell das elastische Verhalten der Spindel vernachlässigt wird, wurde nicht untersucht, welcher Anteil der Unwuchtkraft auf das Werkstück einwirkt. Sofern Unwucht im Modell berücksichtigt wird, wird vereinfachend $\tilde{\varepsilon}$ zur Berechnung des auf das Werkstück wirkenden Kraftanteils verwendet

$$F_U(\Omega_S t, \tilde{\varepsilon}) = \tilde{\varepsilon} \Omega_S^2 m_S \sin(\Omega_S t + \pi) . \quad (7.24)$$

Auch in der Simulation wirkt speziell die unwuchtbedingte Welligkeit ratterbegünstigend. Die Auswirkung geringer Unwuchtkräfte ist hingegen nicht signifikant. Für $\tilde{\varepsilon} = 0$ ergeben sich trotz starker Anregung durch Schleifkraftvariation oder Kornhöhenschwankung stabile Simulationen ohne oder nur mit sehr geringem Anstieg der Schwingungsamplitude während des Schlichtens, Bild 7.16 bzw. Bild 7.18.

Eine systematische Variation der Unwucht und der Abrichtwelligkeit wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt. Für die folgenden Simulationen wurde ein $\tilde{\varepsilon} = 0,1 \mu\text{m}$ verwendet.

7.7 Verschleiß

Nach DIN 50320 ist Verschleiß der fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines Körpers hervorgerufen durch mechanische Ursachen. Dieser Materialverlust bzw. Abtrag ist

für die Schwingungsentwicklung im Schleifprozess von entscheidender Bedeutung, so dass für die Simulation ein eigenes Verschleißmodell entwickelt wurde, das es ermöglicht, den nicht zu vernachlässigenden Einfluss von regenerativen Welligkeiten der Schleifscheibenoberfläche auf die Schwingungsentwicklung numerisch zu betrachten.

Es wurde darauf verzichtet, die Schleifscheibenoberfläche ähnlich wie die Werkstückoberfläche fein zu diskretisieren und ein direktes Finite-Elemente Kontaktproblem zweier nicht-runder Körper zu formulieren, das im 2D-Raum bereits ohne Berücksichtigung von Materialabtrag komplexe Algorithmen erfordern würde, die zu extrem hohen Rechenzeiten führen, SEXTRO (2002). Um die Intersektion von Werkstück und Schleifscheibe trotz Berücksichtigung von Verschleiß auf der Basis einfacher geometrischer Beziehungen bestimmen zu können, vgl. Abschnitt 7.1, wird das folgende dreistufige Verfahren einer *indirekten Diskretisierung* der Schleifscheibenoberfläche eingesetzt:

- Stufe 1: Annahme einer kreisrunden Schleifscheibe zur geometrischen Bestimmung der Kontaktzone.
- Stufe 2: Berechnung des *makroskopischen* Verschleißes. Die Welligkeit der Scheibenoberfläche wird durch einen Vektor \mathbf{R}_{SW} beschrieben. Die aktuelle Welligkeit $R_{SW}(\varphi_S = 0, t)$ wird zur aktuellen Zustellung $y_f(t)$ hinzugefügt. An die Stelle einer welligen Oberfläche tritt eine *wellige Zustellung*. Die tatsächliche Oberfläche der welligen Scheibe wird durch eine starre Scheibe mit variablem Mittelpunkt quasi abgetastet, vgl. STEFFENS ET AL. (1985).
- Stufe 3: Berechnung der Spanabnahme unter Berücksichtigung einer mikroskopisch rauhen Werkzeugkontur \mathbf{R}_S und ggf. mikroskopischem Verschleiß.

Es erfolgt eine Trennung von Grundgeometrie (Stufe 1), makroskopischer Welligkeit (Stufe 2) und mikroskopischer Rauigkeit (Stufe 3). Die Integration der Stufen 1 und 3 in das Modell wurde bereits in den Abschnitten 7.1 und 7.5 beschrieben. *Mikroskopischer* Verschleiß, d. h. die Veränderung der Kornstruktur und Schärfe der Oberfläche kann über eine Veränderung der Rauigkeit \mathbf{R}_S der Scheibenoberfläche in das Modell integriert werden. Das Verfahren zur Berechnung der makroskopischen Welligkeit \mathbf{R}_{SW} wird im Folgenden näher erläutert.

Wie die theoretischen Überlegungen von SNOEYS UND BROWN (1969) oder SCHIEFER (1980) zur Abbruch- bzw. Übergangsfrequenz zeigen, sind die zu erwartenden verschleißbedingten Welligkeiten von niedriger Wellenzahl über dem Umfang, s. Tab. 2.4 auf Seite 15. Messungen von KALISZER (1970) und DAVID (1997) sowie eigene Ergebnisse bestätigen dieses, s. Abschnitt 5.6. Welligkeiten, die durch Ratterschwingungen mit einer Frequenz f_R entstehen, müssen sich auf der Scheibe abbilden können. Diese verursachen auf dem Werkstück Rattermarken mit einer Wellenlänge von $\lambda_{w,Ratter} = 2\pi r_w n_w / f_R$, führen auf der Schleifscheibenoberfläche aber nur zu Wellenlängen von $\lambda_{S,Ratter} = q \cdot \lambda_{w,Ratter}$. Da das Verhältnis der Oberflächengeschwindigkeiten der Kontaktpartner

$$q = \frac{v_S}{v_w} = \frac{r_S \cdot n_S}{r_w \cdot n_w} \quad (7.25)$$

im untersuchten Prozessbereich bei Werten von $q > 100$ liegt, lässt sich folgern, dass die minimale Wellenlänge, die auf der Schleifscheibe berücksichtigt werden muss, sehr viel größer

ist, als die Kontaktlänge ℓ_C . Bei einer Ratterfrequenz von 640 Hz und einer Schleifscheibendrehzahl $n_S = 32 \text{ s}^{-1}$ ergeben sich 20 Wellen auf dem Umfang der Scheibe. Eine Diskretisierung der Schleifscheibenoberfläche kann daher weit grober ausfallen als die Diskretisierung des Werkstücks auf der sich bei einer Werkstückdrehzahl $n_w = 1 \text{ s}^{-1}$ 640 Wellen ausbilden würden.

Verschleißmodell

Der prinzipielle Aufbau des Verschleißmodells lässt sich wie folgt skizzieren: Die Welligkeit der Werkzeugoberfläche \mathbf{R}_{SW} wird als Vektor mit N_S Punkten generiert, der zu Beginn der Simulation eine beliebige Anfangskontur haben kann. Die Länge von N_S wird mit der Schrittweite der Simulation Δt synchronisiert, so dass gilt

$$N_S \cdot n_S \cdot \Delta t = 1. \quad (7.26)$$

Für $n_S = 32,22 \text{ s}^{-1}$ und eine Simulationsschrittweite $\Delta t \approx 12,4 \mu\text{s}$ ergibt sich $N_S = 2500$. Pro Zeitschritt befindet sich immer genau ein Element von N_S im Eingriff. Der Betrag sowie Schwankungen der Kontaktlänge ℓ_C werden nicht explizit berücksichtigt, da ℓ_C deutlich unter dem betrachteten Wellenlängenbereich liegt. Implizit führt eine Variation von ℓ_C aber stets zu einer Variation von Schleifkräften und Auslenkungen, die wiederum im Verschleißgesetz erfasst werden. Während das Werkstück pro Zeitschritt um einen beliebigen Winkel gedreht werden kann, wird der Vektor \mathbf{R}_{SW} als Ringpuffer jeweils um genau ein Element verschoben. Der aktuelle Wert wird ausgegeben und auf den Vorschub addiert. Der neue Wert ergibt sich im Anschluss aus dem Verschleißgesetz. Ein Moving-Average-Filter mit fünf Elementen stellt sicher, dass nur niederfrequente Signalanteile das makroskopische Verschleißverhalten beeinflussen.

Verschleißgesetz

Bei der allgemeinen Betrachtung von Verschleißvorgängen wird in der Regel die Reibleistung $P_R = F_{S_z} \cdot \dot{z}_C$ bestimmt, um den dissipativen Prozess zu charakterisieren und die Wärmemenge zu bestimmen, die durch den Verschleißvorgang in das System eingebracht wird, s. beispielsweise HOHMANN (1999) oder ILIAS (1996). Das mittlere Verschleißvolumen V_{SW} wird proportional zur Reibleistung angenommen.

Solange thermische Effekte in der Simulation nicht berücksichtigt werden, lässt sich das mittlere Verschleißvolumen V_{SW} von Schleifscheibenmaterial nach TÖNSHOFF (1995) oder FRANK (1963) linear aus dem zerspannten Werkstückvolumen V_w berechnen. Mit einem Verschleißmodul der Scheibe Γ ergibt sich

$$V_{SW}(V_w) = \Gamma \cdot V_w. \quad (7.27)$$

Der lokale, winkelabhängige Verschleiß, der zur Ausbildung von Welligkeiten führt, entsteht nach Meinung von ALLDIECK (1994), SCHIEFER (1980) oder SNOEYS UND BROWN (1969) hauptsächlich in Abhängigkeit der Schleifkraft F_S . Da das Zeitspanvolumen Q_w und das zerspannte Werkstückvolumen $V_w = Q_w \cdot t$ der Schleifkraft proportional sind, gilt Gl. (7.28) analog zu Gl. (7.27).

$$V_{SW}(Q_w) = \Gamma_{Q_w} \cdot Q_w. \quad (7.28)$$

Innerhalb des erstellten Verschleißmodells wird derselbe lineare Ansatz für das mittlere Verschleißvolumen bzw. den radialen Verschleiß y_{SW} verwendet, der sich allgemein in Abhängigkeit einer verschleißproportionalen Einflussgröße X_{SW} ergibt.

Anstelle des Verschleißmoduls $\Gamma_{X_{SW}}$ wird ein bezogener Verschleißmodul $\Gamma''_{X_{SW}}$ verwendet, der den radialen Verschleiß der Scheibe $y_{SW}(X_{SW})$ in Folge der normierten Einflussgröße $X_{SW}/\max(X_{SW})$ beschreibt. Der radiale Verschleiß y_{SW} der Scheibe im Modell ergibt sich nach Gl. (7.29), wobei die Interrelation unterschiedlicher Verschleißfaktoren nicht untersucht wurde.

$$y_{SW}(X_{SW}) = \Gamma''_{X_{SW}} \cdot \frac{X_{SW}}{\max(X_{SW})} \quad \text{mit } y_{SW} > 0 \quad (7.29)$$

Verschleißverhalten in der Simulation

Als verschleißproportionale Einflussgrößen X_{SW} wurden das bezogene Zeitspanvolumen $Q'_w \sim |\mathbf{F}_S|$ sowie alternativ die Werkstückauslenkungen y_w oder z_w eingesetzt. Das Ergebnis einer Verschleißrechnung für $X_{SW} = Q'_w$ ist in Bild 7.22 dargestellt. Die mittelwertfreie Schleifscheibenwelligkeit R_{SW}^0 , die während eines dreistufigen Schleifprozesses von 22 s Dauer entsteht, ist über dem Scheibenumfang φ_S aufgetragen. Berge und Täler der Oberfläche werden durch unterschiedliche Graustufen hervorgehoben. Quellen für eine Schwingungsanregung des simulierten Systems sind eine Reibwertvariation $\mu^{dyn}(t) = 0,01$ und eine wirksame Exzentrizität $\tilde{\varepsilon} = 0,1 \mu\text{m}$. Aufgrund der hohen Rechenzeit des Modells, s. Abschnitt 7.8, wurde ein sehr großer bezogener Verschleißmodul $\Gamma''_{Q'_w} = 0,215$ gewählt, um die abrasiven Vorgänge in der Simulation zu beschleunigen. Ein $\Gamma''_{Q'_w} = 0,215$ bedeutet, dass sich in einem idealen System während des Schruppens ein radialer Verschleiß der Scheibe von $y_{SW} = 0,215 \mu\text{m}$ pro Umdrehung einstellt. Bereits innerhalb nur eines simulierten Schleifzyklus von 22 s kann sich so eine deutliche Welligkeit ausbilden. Der absolute Verschleiß

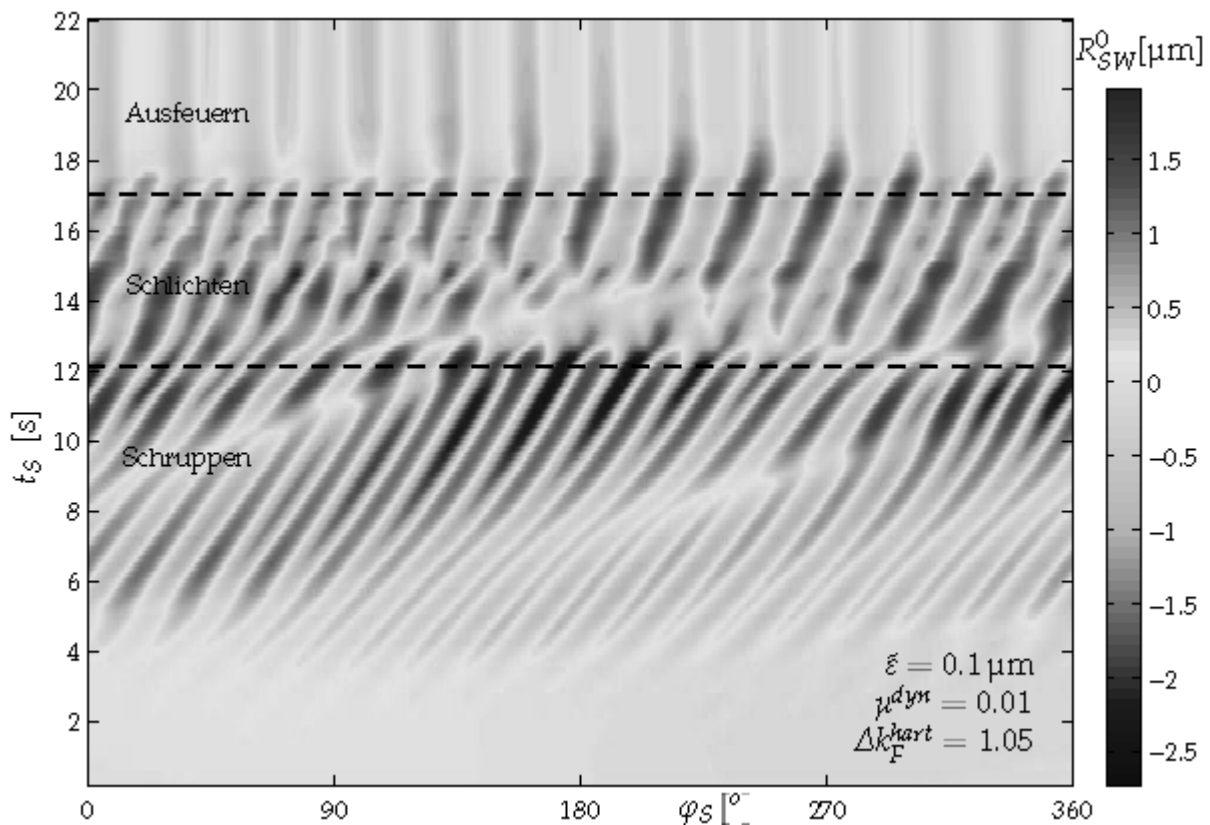


Bild 7.22: $X_{SW} = Q'_w$: Lokaler Verschleiß R_{SW}^0 für $\Gamma''_{Q'_w} = 0,215$

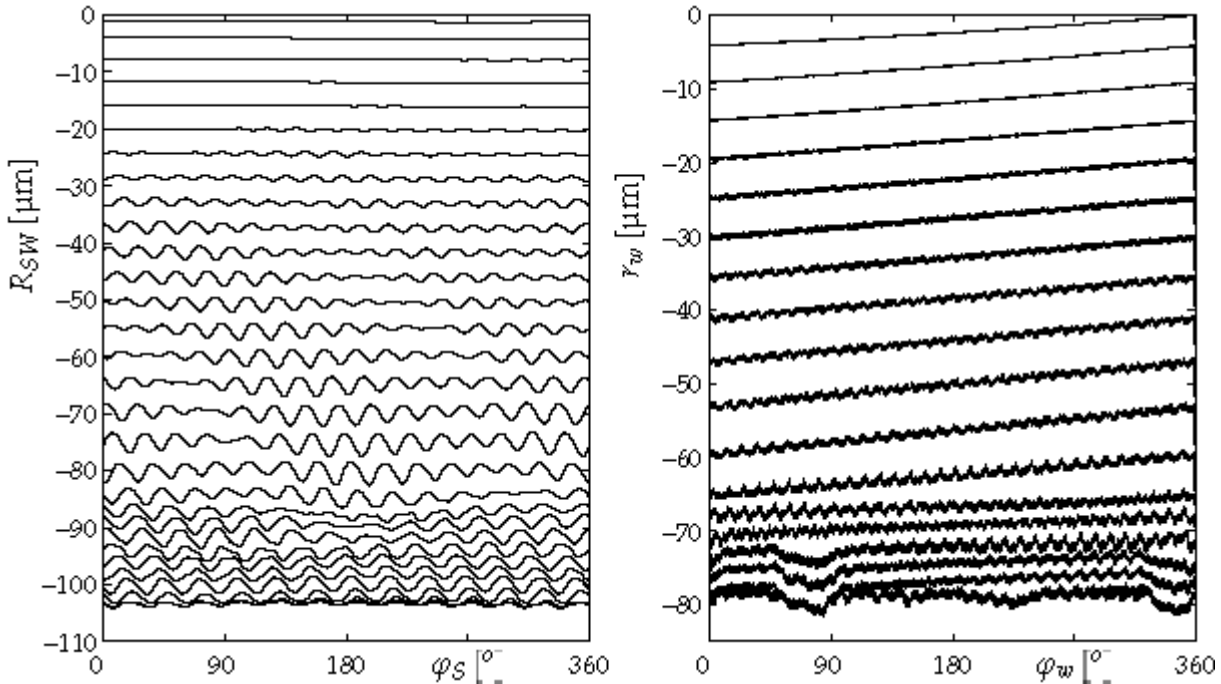


Bild 7.23: Welligkeit der Scheibe $R_{SW}(t_S, \varphi_S)$ und des Werkstücks $r_w(t_S, \varphi_w)$ zu Bild 7.22

R_{SW} der Scheibe, der mit der Darstellung in Bild 7.22 korrespondiert, ist in Bild 7.23 über Schleifzeit t_S und Winkel φ_S aufgetragen. Eine Schleifzykluszeit von 22 s entspricht bei $n_S = 32,22 \text{ s}^{-1}$ 709 Schleifscheibenumdrehungen von denen jede zwanzigste dargestellt ist. Der maximale Gesamtverschleiß beträgt $\min(R_{SW}(t_S = 22 \text{ s})) = -104 \mu\text{m}$. Der mittlere Verschleiß von $y_{SW} \approx 0,215 \mu\text{m}$ pro Umdrehung stellt sich während der Schrappphase ein.

Der Aufbau lokaler Welligkeiten mit Amplituden $> 1 \mu\text{m}$ beginnt im betrachteten System bei $t_S = 7 \text{ s}$ mit dem Erreichen eines konstanten Schleifkraftniveaus bei $F_{Sy} = 30 \text{ N}$. Zu diesem Zeitpunkt haben sich 16 Wellen auf der Oberfläche ausgebildet, die bei $n_S = 32,22 \text{ s}^{-1}$ einer Ratterfrequenz von 515,52 Hz entsprechen. Bis zum Ende der Schrappphase bei $t_S = 12 \text{ s}$ nimmt die Amplitude der Schwingungen zu. Die Anzahl der Wellen reduziert sich auf 15, was $f_R = 483 \text{ Hz}$ entspricht. Im Verlauf des Schlichtens ab $t_S = 12 \text{ s}$ entspannt sich das System, die Eigenfrequenz f_{Sw1} der gekoppelten Kontaktpartner sinkt weiter. Im Bereich

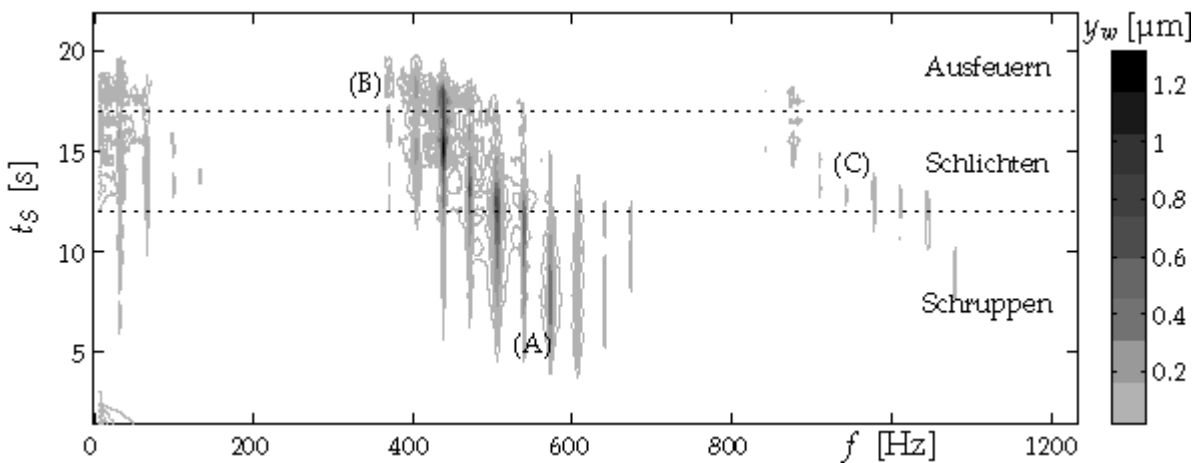


Bild 7.24: Frequenzspektrum der Werkstückauslenkungen $FFT(y_w, t_S)$ zu Bild 7.22

von $\varphi_S = 180^\circ$ kommt es kurzzeitig zu einer Auslöschung der Welligkeit. Zum Ende der Schlichtphase bei $t_S = 17$ s hat sich die Anzahl Wellen auf 13 reduziert, das System schwingt mit $f_{Sw1} \approx 418,9$ Hz. Während des Ausfeuerns reduziert sich der Anpressdruck weiter. Die Frequenz f_{Sw1} nimmt ebenfalls ab, so dass die Welligkeit der Scheibe langsam abgebaut wird, was anhand von R_{SW}^0 in Bild 7.23 deutlich wird.

Die hervorragende Übereinstimmung von Simulation und realem Systemverhalten wird anhand von Bild 7.24 deutlich. Darin ist das Frequenzspektrum der Werkstückauslenkungen y_w als Kontur-Wasserfall über der Schleifzeit t_S aufgetragen. Im Vergleich mit Bild 5.4 auf Seite 54 zeigt sich sowohl der Frequenzabfall mit zunehmender Ratteramplitude als auch vor allem das diskrete Wandern der Maxima des Spektrums auf den Harmonischen der Schleifscheibendrehfrequenz $f_S = 32,22$ Hz, Bild 7.24 (B). Anhand des Verschleißverlaufs aus Bild 7.22 kann Letzteres eindeutig auf die Formation von Wellen auf der Scheibe zurückgeführt werden.

Bei einem im Mittel konstanten Anpressdruck synchronisieren sich Werkstückeigenschwingung und Welligkeit auf der Scheibe, so dass sich eine ganzzahlige Wellenzahl ergibt. Das Werkstück wird dabei auf eine Bahn gezwungen, die mit f_S moduliert ist. Die Wellenzahl nimmt mit sinkendem Anpressdruck beim Schlichten oder Ausfeuern oder mit steigender Amplitude ab. Im Fall einer steigenden Werkstückamplitude steigt der Zeitanteil jener Flugphase, in der das Werkstück nur schwach an die Scheibe gekoppelt ist und in der Nähe seiner ersten Biegeeigenfrequenz $f_{w1} < f_{Sw1}$ schwingt, s. Abschnitt 5.5.

Der nichtlineare Stoßcharakter der Schwingungen zeigt sich im Spektrum bei großen Amplituden analog zum Spektrum der gemessenen Größen in Bild 5.4. Harmonische der Grundfrequenzen sind sichtbar, Bild 7.24 (C), und das diskrete Spektrum verschmiert mit größeren

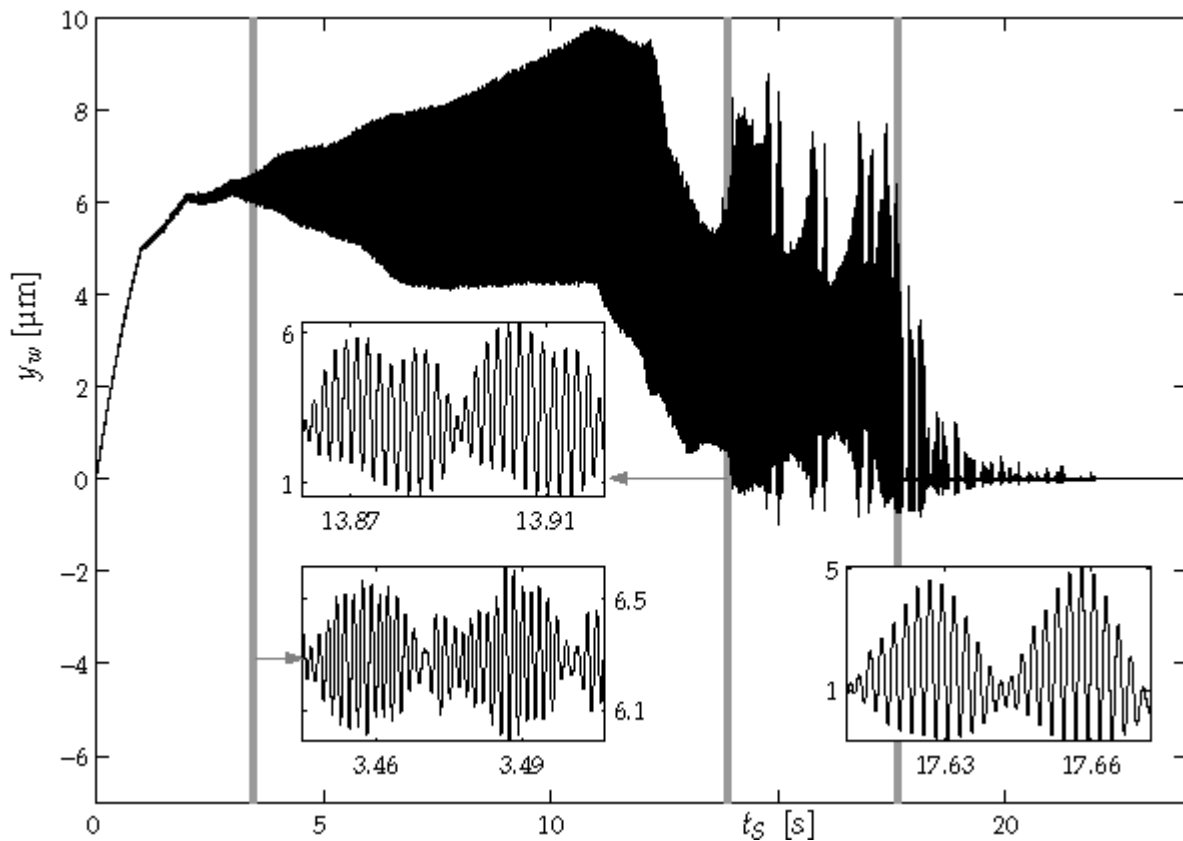


Bild 7.25: Werkstückauslenkung $y_w(t_S)$ im Zeitbereich zu Bild 7.22

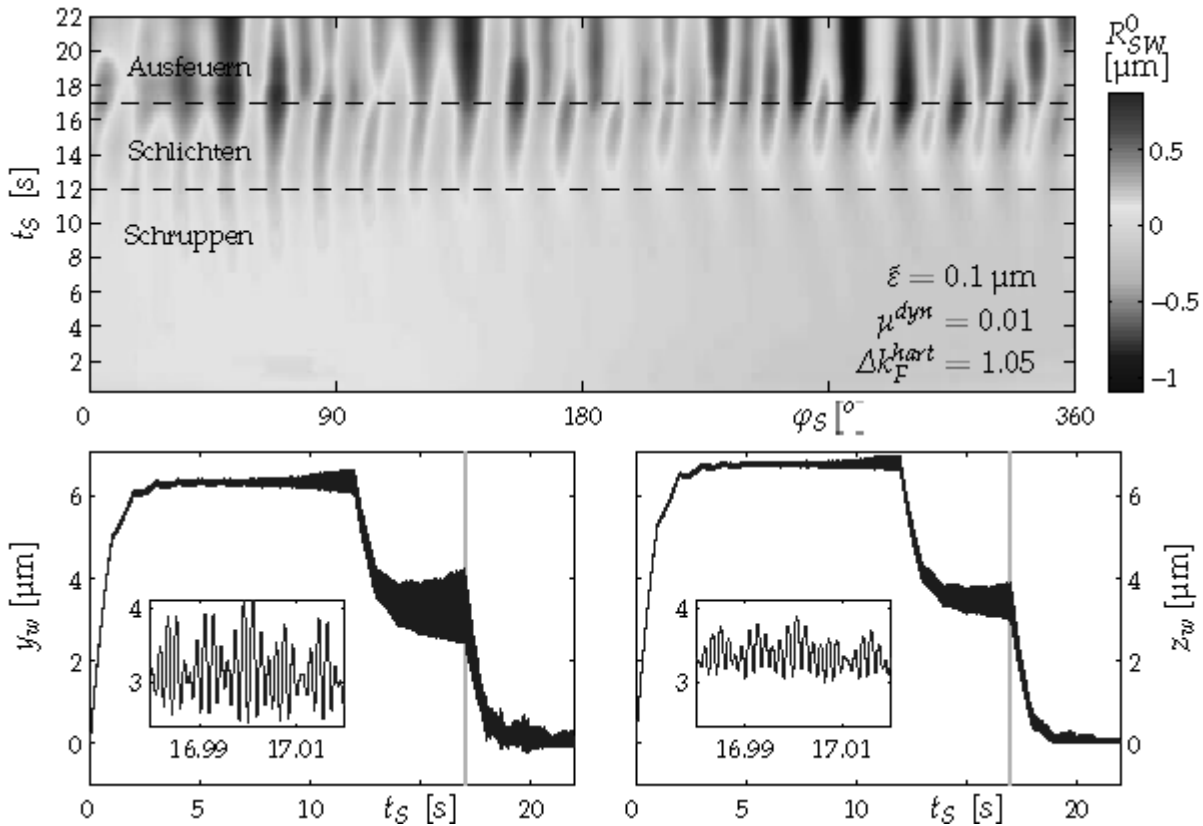


Bild 7.26: $X_{SW} = y_w$: Werkstückauslenkung y_w und lokaler Verschleiß R_{SW}^0 für $\Gamma''_{y_w} = 0,4$

Amplituden, Bild 7.24 (A).

In Bild 7.25 ist der Verlauf der normalen Werkstückauslenkung y_w dargestellt, der mit dem Verschleißverlauf aus Bild 7.22 korrespondiert. Neben der globalen Schwingungsentwicklung wird der Schwingungsverlauf anhand dreier Signalausschnitte verdeutlicht. Nach einer ersten Ausbildung von Welligkeiten auf der Scheibe ab $t_S = 3,4$ s beginnen die burstartigen Schwingungen, vgl. Abschnitt 5.3. Nach einem langsamen Anstieg der Schwingungen in der Schruppphase und einem vorübergehenden Abfall der Amplitude beim Übergang in das Schlichten hat sich ab $t_S = 13,8$ s erneut eine ganzzahlige Welligkeit auf der Scheibe aufgebaut. Dieses führt durch die geringere Verspannung des Systems beim Schlichten zu einem heftigen Anstieg der Amplitude. Zu Beginn des Ausfeuerns $t_S = 17$ s liegen Schwingungen mit Burstcharakter vor. Zum Ende des Prozesses führt die große Welligkeit der Scheibe zu einem vermehrten Abheben und Wiederauftreffen des Werkstücks auf dieselbe. Die Dellen, die daraus auf dem Werkstück entstehen, sind im Verlauf von r_w in Bild 7.23, rechts unten, deutlich zu erkennen.

Der Verschleißverlauf in Bild 7.26 wurde für $X_{SW} = y_w$ und $\Gamma''_{y_w} = 0,4$ berechnet. Für eine Werkstückauslenkung von $y_w^{stat} = 6,3$ μm ergibt sich auf der Scheibe ein Abtrag von $0,4$ μm pro Umdrehung. Da das Verhältnis von dynamischer zu statischer Werkstückauslenkung im Vergleich zum Zeitspanvolumen um den Faktor zwei kleiner ist, und insgesamt geringere Auslenkungen des Werkstücks als in Bild 7.25 vorliegen, ist der lokale Verschleiß ebenfalls geringer. Erst mit dem Beginn des Schlichtens steigt die Werkstückamplitude und es bilden sich signifikante Welligkeiten auf der Scheibe aus. Es findet kein Wandern der Welligkeit über den Scheibenumfang statt. Eine signifikante Abnahme der Wellenzahl auf der Scheibe kann ebenfalls nicht beobachtet werden. Diese liegt konstant bei 20. Das Wellenmuster

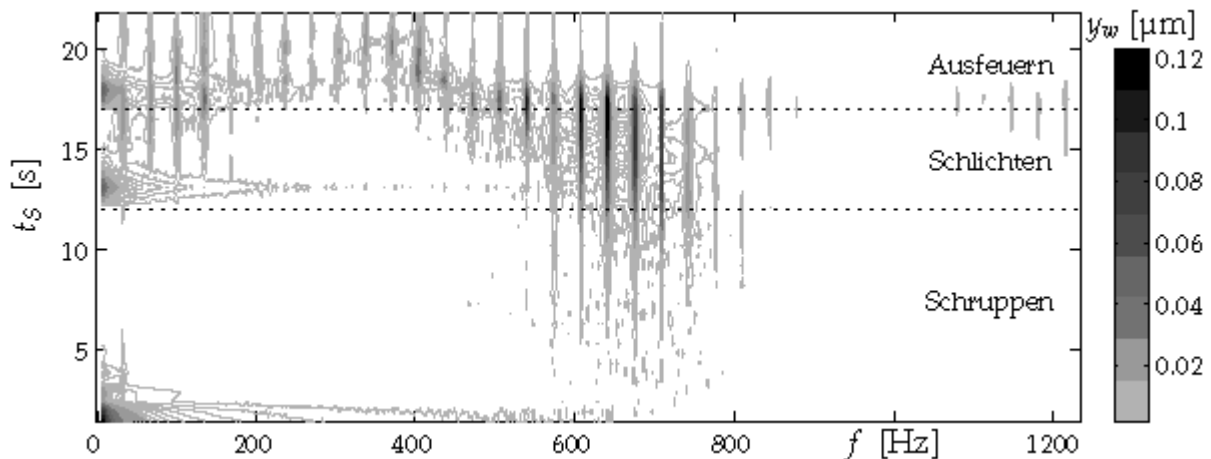


Bild 7.27: Frequenzspektrum der Werkstückauslenkung $FFT(y_w, t_S)$ zu Bild 7.26

verwischt aber während des Ausfeuerns.

Das Frequenzspektrum der Werkstückauslenkung y_w in Bild 7.27 zeigt wiederum das frequenzdiskrete Verhalten und trotz annähernd konstanter Wellenzahl ist eine deutliche Frequenzabnahme der Schwingung zu erkennen. Die Ausschnitte aus den Zeitverläufen von y_w und z_w zum Ende des Schlichtens zeigen, dass sich im Signal zwar eine Modulation mit der Scheibendrehzahl erkennen lässt, sich aber keine Ratterburst wie in Abschnitt 5.3 ausgebildet haben.

Eine Welligkeits- und Schwingungsentwicklung mit Burst-Signalen wie sie am realen System bei der Entstehung von Rattern zu beobachten waren, s. Abschnitte 5.6 und 5.3, zeigt sich im Modell beispielsweise, wenn der Verschleiß für $\Gamma''_{|z_w|} = 4$ proportional zum Betrag der tangentialen Werkstückauslenkung $|z_w|$ berechnet wird, Bild 7.28. Aufgrund des extremen Verschleißmoduls ergeben sich Ratterschwingungen des Werkstücks mit großer Amplitude bereits nach drei Sekunden Schleifzeit. Auf der Schleifscheibe bildet sich eine Welligkeit mit insgesamt 15 Wellen auf dem Umfang aus. Die Amplitude dieser Wellen ist im Winkelbereich um $\varphi_S = 270^\circ$ im Verhältnis zum restlichen Umfang besonders stark ausgeprägt.

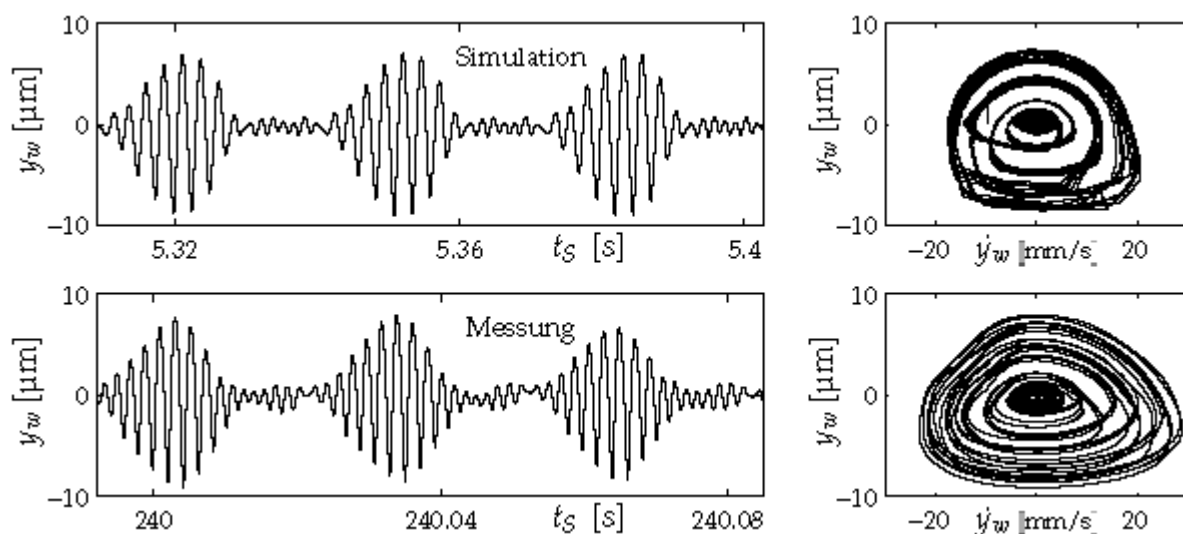


Bild 7.28: Gegenüberstellung von simulierten und gemessenen Ratterschwingungen

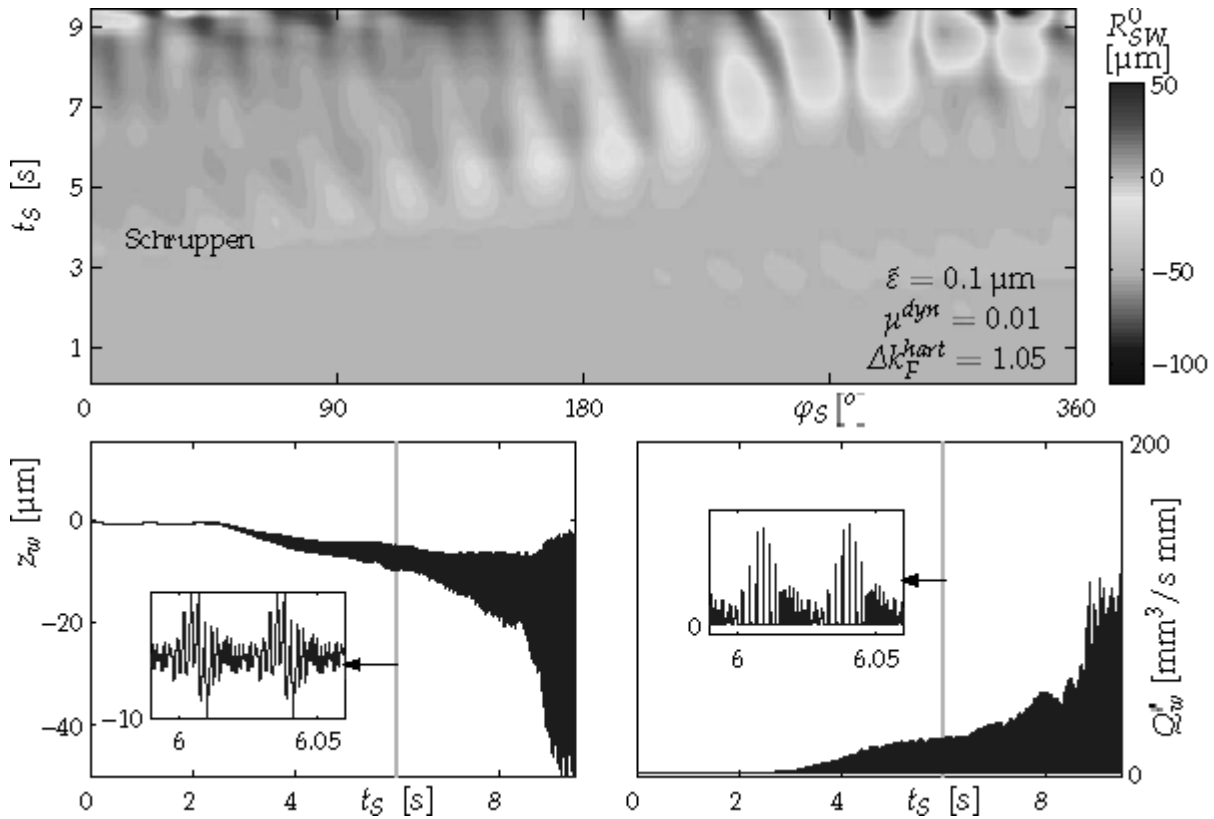


Bild 7.29: Auslenkung z_w , Bez. Zeitspanvolumen Q_w' und Verschleiß R_{SW}^0 für $\Gamma''_{|z_w|} = 4$

Trifft das wellige Umfangssegment der Scheibe auf das Werkstück, reagiert dieses mit den entsprechenden Ratterburst-Schwingungen in einer Frequenz von $f_R = 418 \text{ Hz}$. Aufgrund der großen Amplitude haben sich im Rattersegment breitere Wellen ausgebildet als auf dem restlichen Umfang. Den Daten des Zeitspanvolumens Q_w' kann entnommen werden, dass das Werkstück in der Simulation während des Bursts kurzzeitig von der Scheibe abhebt. Auf dem restlichen Umfangssegment schwingt das Werkstück gekoppelt an die Scheibe mit kleiner Amplitude und einer Frequenz von $f_{sw1} \approx 655 \text{ Hz}$.

Bis auf die geringere Frequenz des Ratterbursts stimmen die simulierten Ratterschwingungen sehr gut hinsichtlich Form und Amplitude mit den gemessenen überein, wie in Bild 7.28 deutlich wird. Der Stoßcharakter der simulierten Schwingung wird anhand des Phasenplans in Bild 7.28 deutlich, wo y_w über \dot{y}_w dargestellt ist. Beide Phasenpläne zeigen eine deutliche Ähnlichkeit. Allerdings verhält sich das simulierte System weitaus geordneter und weniger chaotisch als das echte und der echte Stoß verläuft weicher als der simulierte.

7.8 Das Schleifprozessmodell im Überblick

Der Algorithmus zur Ermittlung von Schleifkontakt, Werkstückbewegung und Scheibenverschleiß, der in den vorherigen Abschnitten in Einzelaspekten erläutert wurde, ist in Bild 7.30 zu einem Flussdiagramm zusammengefasst, vgl. Bild 7.1. Die Untergruppen des Modells lassen sich wie dargestellt in die Bereiche Werkzeug, Kontakt und Werkstück gliedern.

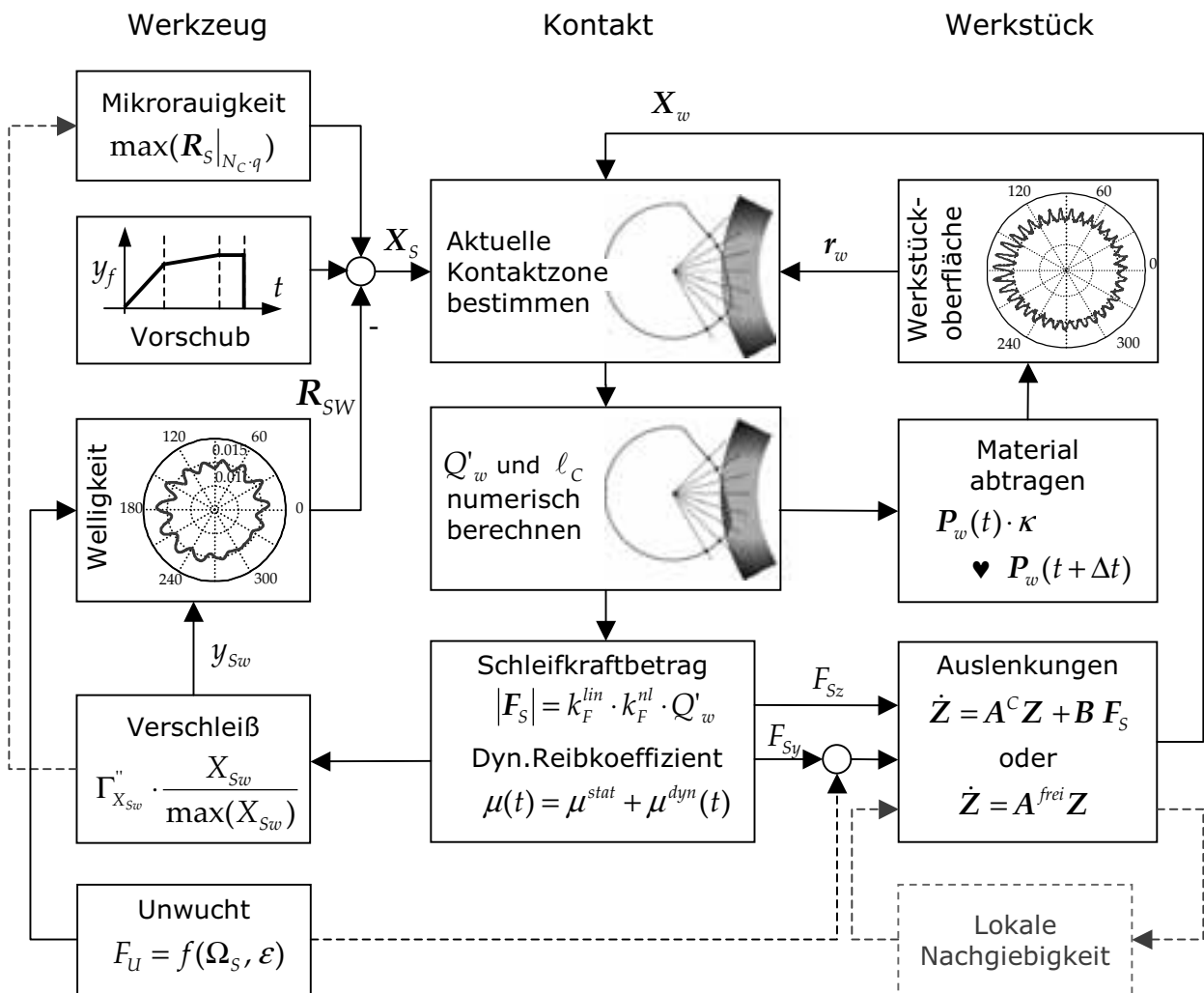


Bild 7.30: Algorithmus zur Bestimmung der Kontaktsituation

Hinsichtlich des Werkzeugs bietet das Modell erstmalig die Möglichkeit zur Abbildung von Verschleiß und Unwuchteinflüssen wie unwuchtbedingter Welligkeit. Der Makroverschleiß, der eine Werkzeugwelligkeit R_{SW} hervorruft, und der Mikroverschleiß, d. h. die Veränderung der Scheibenrauigkeit R_S , werden getrennt betrachtet und der Vorschubbewegung aufmoduliert. Die Rauigkeit R_S wird durch einen stochastischen Ansatz ausgedrückt, der die Kornverteilung beschreibt. Für die Bestimmung der Werkzeugwelligkeit R_{SW} , die sich im Prozessverlauf ausbildet, wird ein numerisches Modell verwendet. Dieses kann eingesetzt werden, um den Verschleiß aufgrund von Schleifkräften, von Relativbewegungen und -geschwindigkeiten der Kontaktpartner sowie aufgrund von bezogenem Zeitspanvolumen und der effektiven Zustellung zu untersuchen. Vernachlässigt werden die dynamischen Nachgie-

bigkeiten von Schleifspindelkopf und -scheibe, soweit diese nicht für die Ausbildung einer unwuchtbedingten Abrichtwelligkeit verantwortlich sind.

Der Schleifkontakt wird wie der Verschleiß mit Hilfe eines numerischen Modells dargestellt. Die Werkstückoberfläche r_w ist im \mathbb{R}^2 mit finiten Kontaktelementen beschrieben, die in äquidistanten Winkelschritten auf der Oberfläche verteilt sind. Der abrasive Schleifscheibeneingriff führt zu einer Reduktion der Radien der Punkte im Eingriff. Anhand des abgetragenen Werkstückmaterials können Zerspanungsgrößen wie das bezogene Zeitspanvolumen Q'_w , die Kontaktlänge ℓ_C oder die effektive Zustellung a_e sowie die Spanform bestimmt werden. Die Berechnung der Schleifkräfte erfolgt abhängig von Q'_w . Ein dynamischer Reibkoeffizient $\mu(t)$ übernimmt die Aufteilung in normale und tangentiale Schleifkraftkomponenten. In Kombination mit der Mikrorauigkeit der Scheibe ergeben sich Schnittkrafttrauschen und Oberflächenstrukturen ähnlich denen, die im realen Prozess vorliegen.

Bezüglich des Werkstücks wird zum einen die Ausbildung der Oberfläche betrachtet, die sich aufgrund des Materialabtrags ergibt, zum anderen steht die Werkstücknachgiebigkeit im Fokus der Untersuchungen, da das Werkstück als nachgiebigstes Bauteil im Kraftfluss den Schleifkraftverlauf und die Ratterfrequenz bestimmt. Das Werkstück schwingt nachweislich sowohl normal als auch tangential zum Schleifkontakt, so dass zur Beschreibung ein entsprechender zweidimensionaler Ansatz verwendet wird. Die Dynamik des Werkstücksystems wird durch Systeme zweiter Ordnung mit nur einer Resonanzstelle ausgedrückt. Deren Eigenfrequenz wird durch das Kontaktverhalten bzw. durch die Schnittsteifigkeit des Prozesses verstimmt. Ein abschnittsweise definiertes System unterscheidet zwischen dem Schwingungsverhalten mit und ohne Kontakt zur Scheibe.

7.8.1 Schwingungsanregung

Neben der Simulation eines störungsfreien Prozesses bietet das Modell erstmalig die Möglichkeit, den Einfluss unterschiedlicher Anregungsquellen auf die Systemdynamik zu studieren. Selbsterregung des Systems erfolgt implizit durch die Modulation des Zeitspanvolumens im Prozessverlauf und kann explizit erfolgen, indem Schnittkraft- und Korngröße variiert werden. Regenerative Effekte der Werkzeug- und Werkstückoberfläche werden durch die Oberflächenvektoren r_S und r_w beschrieben. Die Simulation hat bestätigt, dass speziell der Werkzeugverschleiß bzw. die Ausbildung von Welligkeiten auf der Werkzeugoberfläche für die Entstehung von Rattern verantwortlich ist, während Welligkeiten der Werkstückoberfläche kaum zur Ratterentwicklung beitragen, da ihre Amplituden aufgrund von Unterschnittbildung in der Regel klein bleiben.

Eine Unwucht der Schleifscheibe wird im dargestellten System explizit berücksichtigt. Deren großer Einfluss auf die Ratterneigung einer Schleifmaschine wurde in Abschnitt 5.7 nachgewiesen. Weitere externe Anregungsquellen können der Simulation beliebig hinzugefügt werden. Zur Berechnung der Spanformen in Bild 7.7 wurde eine Weganregung vorgenommen. Die Antwort des Systems auf Kraftimpulse wurde im Rahmen von Abschnitt 7.4 gezeigt.

7.8.2 Bewertung des dynamischen Systemverhaltens

Um im Modell Ratterschwingungen zu erzeugen, muss einerseits der Verschleiß der Scheibe betrachtet werden, andererseits muss eine ausreichende Schwingungsanregung vorliegen, die zu Eigenschwingungen des Systems führt und Verschleiß hervorruft. Vorzugsweise wurde

hierzu eine Kombination aus Reibwertvariation μ^{dyn} und geringer unwuchtbedingter Welligkeit ε der Scheibe gewählt, s. Abschnitte 7.4 und Abschnitt 7.5. Eine zusätzliche Variation der Kornhöhe σ_S ergibt eine realitätsnahe Oberflächenstruktur. Die stochastische Formulierung von σ_S im Modell führt jedoch zu einem nichtglatten System, das zu numerischen Instabilitäten neigt. Eine Reibwertvariation μ^{dyn} ergibt sich durch das genannte Tiefpassfilter als glattes Zeitsignal, das numerisch stabil in die Simulation integriert werden kann. Wie anhand von Bild 7.24 und 7.27 deutlich wird, eignet sich das Modell sehr gut, um das Frequenzverhalten des Ratterprozesses abzubilden. Sowohl das frequenzdiskrete Erscheinungsbild mit Modulation durch f_S , als auch der langsame Anstieg der Schwingungsamplitude sowie die Abnahme der Ratterfrequenz mit der Amplitude und des Anpressdrucks in der Kontaktzone werden qualitativ wie quantitativ sehr genau erfasst.

Die theoretischen sowie die praktischen Untersuchungen konzentrieren sich auf eine Werkstücklänge von $l_w = 300$ mm mit der zugehörigen ersten Biegeeigenfrequenz des Werkstücksystems von $f_{w1} = 350$ Hz und einer Frequenz $f_{Sw1} \approx 650$ Hz des gekoppelten Systems. Die Frequenz f_{Sw1} stellt sich im Experiment bei einem Vorschub von $v_f = 12$ $\mu\text{m/s}$, d. h. $Q'_w = 3$ $\text{mm}^3/\text{mm s}$ ein. Für den quasistatischen Anteil der normalen Schleifkraftkomponente ergibt sich $F_{Sy}^{stat} = 75$ N.

Die Eigenfrequenz des modellierten Systems für kleine Schwingungsamplituden stellt sich in Abhängigkeit der gewählten Resonanzfrequenz des freien Werkstücksystems, s. Abschnitt 7.3 sowie der Schnittsteifigkeit $k_F^{Q'_w}$ ein, Gl. (7.21). Solange der bezogene Verschleißmodul Γ'' und die nichtlineare Funktion k_F^{nl} nicht berücksichtigt werden, ergibt sich ein höherer Frequenzbereich $f_{Sw1} = 680 \dots 750$ Hz als in der Realität, wenn $f_{w1} = 350$ Hz gewählt wird. Dieses ist wahrscheinlich auf die nicht modellierten lokalen Nachgiebigkeiten der Kontaktpartner zurückzuführen, auf die aus Gründen der Rechenzeit verzichtet wurde, vgl. Abschnitt 7.3.2. Der Faktor $k_F^{Q'_w}$ ist durch das Verhältnis aus bezogenem Zeitspannvolumen und Schleifkraft festgelegt zu $k_F^{Q'_w} = 75/3$ N s / mm^2 .

Im Rahmen der Verschleißuntersuchungen zeigt sich das Modell ebenfalls steifer als das reale System. Es stellen sich in Bild 7.24 zwar Resonanzen im gewünschten Frequenzbereich von $f_{Sw1} = 400 \dots 700$ Hz ein, aufgrund des hohen Verschleißes ergibt sich aber eine geringere effektive Zustellung als im Experiment und damit geringere Schleifkräfte, die bei $F_{Sy}^{stat} \approx 45$ N liegen.

7.8.3 Rechenzeiten

Wegen der numerischen Diskretisierung, kombiniert mit nichtlinearem Verhalten bei hohen Frequenzen bis ca. 2 kHz, muss die Abtastzeit Δt der Simulation für ein numerisch stabiles Verhalten sehr gering gewählt werden. Solange nur der optimale Prozess ohne Störungen betrachtet wird, genügt ein $\Delta t \leq 1/N_w$, d. h. eine Abtastzeit, die kleiner oder gleich der Frequenz ist, mit der die N_w Oberflächenpunkte des Werkstücks die Kontaktzone durchlaufen. Für $N_w = 10000$ ergibt sich $\Delta t \leq 0,1$ ms.

Bei Betrachtung des gestörten Systems muss die Abtastzeit bei Reibwertvariation auf $\Delta t \approx 25$ μs reduziert werden, bei zusätzlicher Kornhöhenvariation wird ein $\Delta t \leq 15$ μs benötigt. Auf einem Pentium®IV Prozessor mit 2,53 GHz unter MATLAB R13/Linux beträgt die mittlere Simulationszeit bei $\Delta t = 12,55$ μs während des Schruppens ca. 10 Minuten pro simulierter Schleifsekunde und steigt bei konstantem Δt kubisch mit N_w .

8 Rattererkennung

Solange der Schleifbetrieb bedient ist, erkennt ein erfahrener Schleifer aufkommende Störungen frühzeitig - im Fall von Rattern am Geräusch. Eine negative Beeinflussung der Oberflächenstruktur lässt sich manuell vermeiden, in dem z. B. die Werkstückdrehzahl geschickt variiert wird oder schlanke Werkstücke mit der Hand gedämpft oder mit einer Lünette abgestützt werden. In einem automatisierten oder teil-automatisierten Schleifbetrieb, sollten Prozessstörungen idealerweise automatisch erkannt werden. Für den effizienten Einsatz aktiver Ratterkompensationsverfahren ist sogar nicht nur die Erkennung allein, sondern vor allem die frühzeitige Erkennung entscheidend, vgl. Abschnitt 2.2.3. Nur solange kleine Schwingungsamplituden bzw. Störungen vorliegen, können Aktoren diesen entgegenwirken.

Nach dem aktuellen Stand der Forschung ist die automatische Rattererkennung für bekannte Material-Maschinen-Kombinationen möglich, sofern die Amplitude des verwendeten Prozesssignals beim Auftreten von Rattern zuvor im Versuch ermittelt wurde.

Systeme zur Rattererkennung auf Basis einer AE-Schwellwertdetektion werden kommerziell angeboten, z. B. von MUCKLI (2001) oder NORDMANN (2002, 1994), gehören aber nicht zur Serienausstattung selbst gehobener Schleifmaschinen, da für den Einsatz der bisher verfügbaren Methoden und Systeme spezielle Prozesskenntnis über die Unterschiede zwischen dem Normal- und dem Stöorzustand erforderlich ist. Dieses erfordert in der Regel eine langwierige Anlernphase.

Konventionelle Verfahren

Einen Rattersensor für eine Fräsmaschine stellt WECK (1975) vor. MORI UND KASASHIMA (1990), POPP (1992), CHEN ET AL. (1996), MICHELS (1999) und INASAKI ET AL. (2001) beschrieben Methoden zur Rattererkennung beim Schleifen, die in der Regel auf Schwellwertdetektion im Frequenzbereich unter der Verwendung von Körperschall- (AE) oder Beschleunigungssignalen basieren. ROWE ET AL. (1994) sowie INASAKI (1999) verwenden Neuronale Netze (NN) und Fuzzy Logik, um intelligente Schleifagenten zu programmieren, die in der Lage sind, Rattern zu erkennen. GRABEC UND KULJANIC (1994) behandeln das große Potenzial von AE kombiniert mit NN, dass sich dem Anwender zur Analyse von Fertigungsprozessen erschließt, vgl. Abschnitte 2.2.1 und 4.2.1. Werden AE-Signale zur Überwachung des Prozesszustandes eingesetzt, müssen zuvor ausreichend Daten über die mögliche Veränderung des Körperschallpegels im gewählten Frequenzband vorliegen.

Entropie-basierte Verfahren

FU ET AL. (1994, 1996) verwenden die Beschleunigung des Reitstocks und eine einfache Schwellwertdetektion um Ratterschwingungen festzustellen. Sie präsentieren aber gleichzeitig eine interessante Lösung zur Unterscheidung zwischen schleifscheiben- und werkstücksei-

tigem Rattern, indem sie Methoden der Informations- und Bildverarbeitung kombinieren.

Die Ratterspektren werden zunächst mit Hilfe eines morphologischen Filters amplitudenneutral von Frequenzrauschen befreit. Anschließend werden alle verbliebenen Frequenzpeaks f_i mit $i = 1 \dots n$ extrahiert und bezüglich ihrer Amplituden $p_i(f_i)$ normiert, so dass die Summe aller Amplituden gleich eins ist. Beim Rattern erster Art sind um die Ratterfrequenz herum zahlreiche Peaks im Spektrum vorhanden, die mit der geringen Werkstückdrehzahl moduliert sind. Beim Rattern zweiter Art liegt eine Modulation des Spektrums mit der höheren Schleifscheibendrehzahl vor. Im Spektrum liegen nur wenige Peaks im Bereich der Ratterfrequenz. Die Entropie-Funktion

$$En(\mathbf{p}) = - \sum_{i=1}^n [p_i \cdot \ln p_i] \quad (8.1)$$

bewertet den Grad der Unordnung im Spektrum, der bei den zahlreichen Peaks des werkstückseitigen Ratterns oberhalb eines Schwellwertes von $En(\mathbf{p}) = 0,75$ liegt und bei den wenigen signifikanten Peaks des schleifscheibenseitigen Ratterns darunter.

Wie bei Neuronalen Netzen oder unscharfer Logik, müssen auch bei FUs Verfahren große Datenmengen verfügbar sein, um das System für die Rattererkennung anzulernen bzw. um den Amplitudenschwellwert $En(\mathbf{p})$ zu bestimmen.

INASAKI (1999) verwendet Daten eines AE-Sensors in ähnlicher Form zur Rattererkennung. Er nutzt aus, dass ein auf eins normalisiertes Spektrum eines Ratterprozesses nur wenige hohe Peaks mit einer Amplitude in der Nähe der eins enthält, während es im Fall des optimalen Prozesses zahlreiche derartige Peaks aufweist. Die Entscheidung, ob Rattern vorliegt, übernimmt ein neuronales Netz.

In Kapitel 5 wurde herausgearbeitet, dass Schleifprozesssignale beim Übergang in Rattern nicht nur ihre Amplitude oder ihre spektrale Zusammensetzung verändern, es ändert sich auch die Art der Schwingungen. Diese gehen von einer optimal zufälligen, zweidimensionalen Bewegung in eine gerichtete, eindimensionale Stoßschwingung über, wie in Bild 8.1 zu sehen ist, wo die $y_w(t, t_S)$ über $z_w(t, t_S)$ Darstellungen der Werkstückauslenkungen zu sehen sind, s. a. Bild 5.5. Derartige Änderungen der Prozessnatur können zur Ratterdetektion verwendet werden.

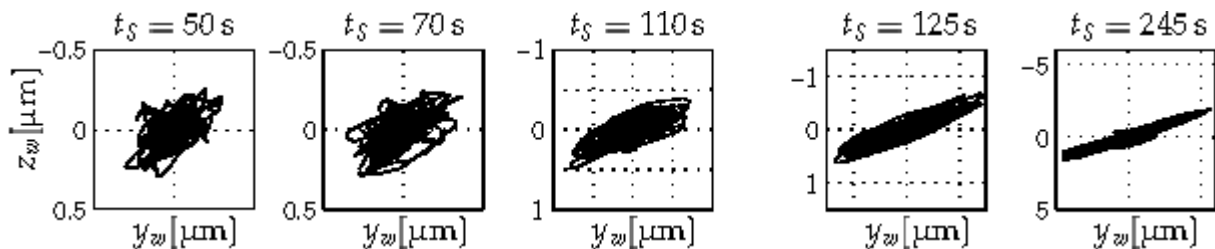


Bild 8.1: Entwicklung der Werkstückschwingungen mit der Schleifzeit t_S

GRADISEK ET AL. (2000, 2002B,A) verwenden die sogenannte *Coarse-Grained-Entropy-Rate* (CER) nach PALUS (1996) zur Charakterisierung von Zerspanprozessen, s. a. KLOCKE ET AL. (2001). Die CER untersucht die Dynamik in einem Signal und liefert nach einer Normierung einen Zahlenwert zwischen null und eins, der den Determinismus und die Vorhersagbarkeit eines Prozesses bewertet. Ein periodisches, schwach gedämpftes Signal ist

deterministisch und liefert einen CER-Wert nahe der null. Die Bewertung einer überwiegend stochastischen, nicht vorhersagbaren Prozessgröße ergibt CER-Werte in der Nähe der eins.

Anhand von Kraftsignalen aus einem Drehprozess zeigen GRADISEK ET AL., dass die CER unabhängig von den Zerspanparametern und ohne a priori Kenntnis der Ratterfrequenz Werte liefert, die den Prozesszustand eindeutig klassifizieren und den Übergang von ratterfrei zu Rattern in nahezu binärer Form beschreiben. Angewandt auf Kraftmessdaten eines Schleifprozesses lässt sich das gestörte Systemverhalten mittels CER ebenfalls sehr deutlich vom optimalen unterscheiden. Der Übergang zwischen den Prozesszuständen ist beim Schleifen jedoch weniger abrupt als beim Drehen, GOVEKAR ET AL. (2003).

Wavelet-basierte Verfahren

Die genannten Eigenschaften der Prozessdynamik wurden im Rahmen dieser Arbeit zum Entwurf weiterer Methoden zur Rattererkennung genutzt, die ebenfalls ohne die Definition eines Amplitudenschwellwerts auskommen. Auf Basis einer diskreten Wavelet-Transformation (DWT) werden in den folgenden Abschnitten 8.1 und 8.2 zwei verallgemeinerbare Verfahren vorgestellt, die ähnlich früh wie das menschliche Ohr auf Rattern reagieren. Eine vorab Schätzung der Ratterfrequenz, die gemäß der Abschnitte 5.5 und 6.3 dieser Arbeit möglich wäre, wird nicht benötigt.

Ausgangspunkt für die folgenden Untersuchungen sind gemessene Wegsignale $y_w(t, t_S)$ und $z_w(t, t_S)$, Bild 8.1. Beschleunigungs- oder AE-Signale eignen sich für eine Analyse der Prozessdynamik des Außenrundschleifens nur sehr begrenzt, vgl. Abschnitte 4.2.2, 4.2.1 sowie 5.8. Die Verwendung von Kraftmessdaten ist beim zweiten Verfahren, Abschnitt 8.2, unter Einschränkungen möglich.

Während der in Bild 8.1 dokumentierten Versuchsreihe entstand erstes hörbares Rattern zum Ende des dritten Schleifzyklus, $t_S = 110$ s. Im vierten Schleifzyklus, $t_S = 125$ s, lag deutliches Rattern vor.

8.1 Wavelet Detektor

Die diskrete Wavelet Transformation (DWT) ist ein Verfahren, das im Zeitbereich arbeitet. Das zu untersuchende Signal wird mit einer zweiten Zeitfunktion, einem sogenannten Wavelet abschnittsweise gefaltet. Das Ergebnis einer Faltung gibt an, wie gut Wavelet und Zeitsignal im untersuchten Abschnitt, d. h. zu einem Zeitpunkt t übereinstimmen. Die Berechnung wird für unterschiedlich skalierte Wavelets wiederholt. Ein breites Wavelet passt sich gut an niederfrequente Signalkomponenten an, ein schmal skaliertes Wavelet schmiegt sich an hochfrequente Signalanteile an. Bei der kontinuierlichen Wavelet Transformation wird eine lineare Skalierung des Wavelets über den zu untersuchenden Frequenzbereich vorgenommen. Bei der DWT ist die Skalierung der Frequenzachse dyadisch.

Die Wavelet-Analyse entspricht quasi einer Bandpass-Filterbank. Abhängig von der Anzahl n zu verwendender unterschiedlicher Skalierungen (Level) des Wavelets wird das zu untersuchende Signal in einen niederfrequenten Anteil (Approximation) und in einen hochfrequenten Anteil (Detailkoeffizient) zerlegt. Die Approximation wird iterativ wiederum solange zerlegt bis n Detailkoeffizienten berechnet wurden, MATHWORKS (2003).

Gegenüber einer Bandpass-Filterbank oder einer FOURIER-Transformation haben einige Wa-

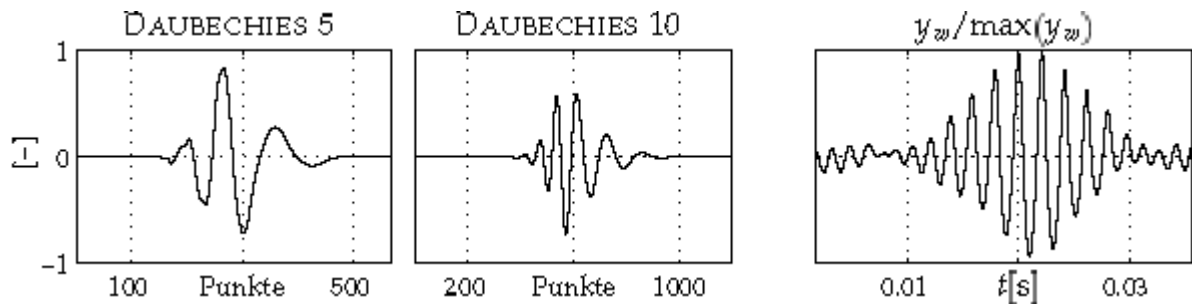


Bild 8.2: DAUBECHIES Wavelets im Vergleich mit einem Ratterburstsinal

velets, wie z. B. die der DAUBECHIES-Familie ab Stufe 5, „db5“ in MATLAB Notation, den Vorteil, dass sie einem Ratter-Burst sehr ähnlich sehen wie anhand von Bild 8.2 ersichtlich ist, wo Wavelets und Ratterburst zum Vergleich abgebildet sind. Unter Verwendung eines geeigneten Wavelets, reagiert die DWT daher sehr empfindlich auf das Auftreten von Rattern. Die Identifikation der Bursts wird ferner dadurch erleichtert, dass das Signal nach der DWT ohne Rücktransformation im Zeitbereich vorliegt und nicht wie bei Ratteruntersuchungen in der Literatur üblich im Frequenzbereich.

Die Komplexität der DWT liegt bei $O(n)$. Gegenüber einer Fast-FOURIER-Transformation mit $O(n^2)$ ist der Rechenaufwand um eine Ordnung geringer. Eine geringe numerische Komplexität des Verfahrens bedeutet bei der Rattererkennung allerdings keinen entscheidenden Vorteil der DWT gegenüber anderen Verfahren. Da die Ratterentstehung in der Regel ein sehr langsamer Prozess im Bereich von Minuten ist, steht ausreichend Rechenzeit für eine Entscheidungsfindung zur Verfügung.

In Bild 8.3 wird das Ergebnis einer diskreten Wavelet-Analyse der Werkstückschwingungen normal zum Kontakt, y_w , aus Bild 8.1 visualisiert. Unterschiedliche Detailkoeffizienten D_i mit $i = 1 \dots n$ stehen für die unterschiedliche Skalierung der eingesetzten n Wavelets. D_1 entspricht einem stark „gestauchten“, im Zeitbereich schmalen Wavelet, das hochfrequente Signalanteile wiedergibt. D_n entspricht einem gestreckten im Zeitbereich breiten Wavelet, das mit niederfrequenten Signalanteilen korreliert. Eine große Amplitude eines Detailkoeffizienten bedeutet, dass sich das Wavelet in seiner jeweiligen zeitlichen Skalierung zu einem Zeitpunkt t besonders gut an das zu analysierende Signal anschmiegt.

Werden die erhaltenen Detailkoeffizienten in gegenseitigen Bezug gebracht, kann die DWT

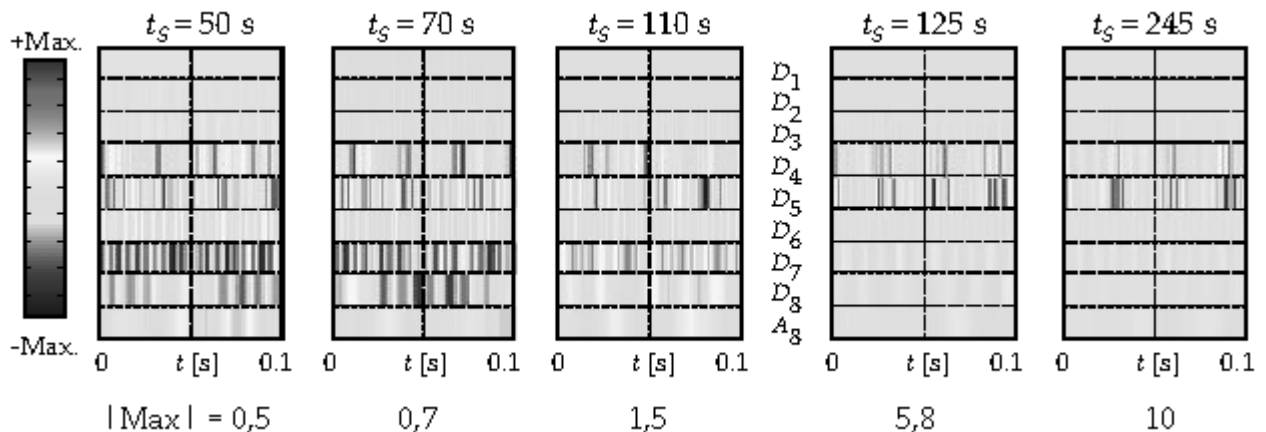


Bild 8.3: Wavelet-Analyse ($n = 8$) von Schleifensignalen unterschiedlicher Prozesszustände

zur Ratterdetektion verwendet werden. Zu Beginn der Schleifoperation liegt ein breitbandiges Signal vor. In den Detailkoeffizienten $D_{4...8}$ finden sich Ausschläge, die die Maxima aller D_i erreichen. Da das verwendete Signal mittels eines 4 kHz Tiefpasses gefiltert wurde, zeigen die D_i der höheren Frequenzbänder, $D_{1...3}$, hier kein Signal. Die Detailkoeffizienten bzw. die Frequenzbänder, in denen Ratterschwingungen auftreten, sind im gesamten Prozessverlauf daran zu erkennen, dass sie eine sichtbare Modulation mit der Schleifscheibendrehzahl n_S aufweisen, hier insbesondere D_4 . Mit der Entstehung von Rattern setzen sich deren Amplituden gegenüber den niederfrequenten D_7 und D_8 durch. Sobald Rattern auftritt, passen sich die Wavelets im Ratterfrequenzband besser an das Zeitsignal an als in anderen Frequenzbändern. Es konnte beobachtet werden, dass kein Rattern vorliegt, solange mehrere D_i aktiv sind, d. h. im Bereich der maximalen Amplituden aller D_i liegen. Zahlreiche aktive Detailkoeffizienten entsprechen einem breitbandigen Prozesssignal. Klingen Schwingungen bestimmter Frequenz auf, reduziert sich die Anzahl aktiver Frequenzbänder, denn einzelne D_i können sich hinsichtlich ihrer Amplitude von den anderen absetzen. Versuche haben gezeigt, dass der im Folgenden kurz beschriebene Algorithmus sehr gut zur Ratterdetektion geeignet ist und Ratterschwingungen bereits in ihrer Entstehung erkennen kann:

1. In einem ersten Schritt werden die Wegsignale mit Hilfe eines burstähnlichen Wavelets in Detailkoeffizienten zerlegt.
2. Die maximale Amplitude D_{max} aller Detailkoeffizienten wird bestimmt.
3. Im Weiteren werden aktive D_i gesucht, d. h. D_i , deren Maximum mindestens $p_D \cdot D_{max}$ erreicht, $p_D = 0 \dots 1$.
4. In einem letzten Schritt, wird analysiert welche Frequenzbänder aktiv sind. Sind nur noch die Detailkoeffizienten des Ratterfrequenzbandes aktiv, d. h. hat die Anzahl aktiver D_i deutlich abgenommen, liegt Rattern vor.

Das Verfahren benötigt keinerlei a priori Information über Amplituden und Frequenzbereich der Ratterschwingungen. Der Benutzer muss jedoch festlegen, bei welchem Verhältnis p_D zur maximalen Amplitude ein Detailkoeffizient als aktiv gilt.

Ergebnisse dieses Verfahrens für ein db5-Wavelet sind in Bild 8.4 dargestellt, wo die Detailkoeffizienten D_i in skaliert Form über der Schleifzeit aufgetragen sind. Kurz nach Ratterbeginn befinden sich nur noch die D_{Ri} des Ratterfrequenzbereichs oberhalb von 0,2, so dass eine automatische Ratterdetektion bereits sehr früh beim ersten Auftreten von Rattern möglich wird.

Solange für die Wavelet-Analyse Werkstückauslenkungen (y_w, z_w oder y_w^α) verwendet werden, lässt sich sehr deutlich zwischen Rattern und ratterfrei unterscheiden. Auf Basis von Beschleunigungs-, Körperschall- und auch Kraftsignalen ist allerdings keine Entscheidungsfindung möglich.

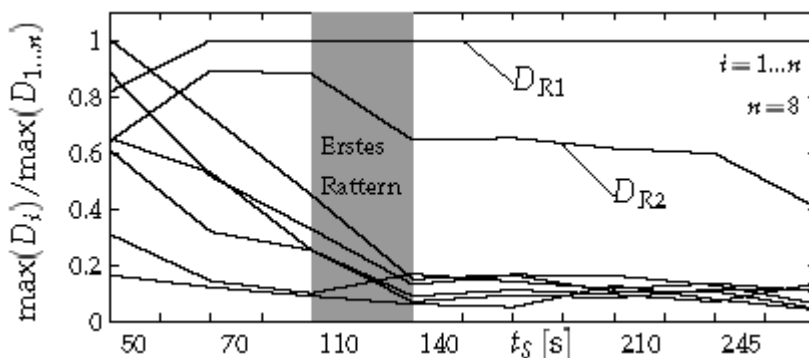


Bild 8.4: Skalierte Detailkoeffizienten einer DWT über der Schleifzeit t_S , db5-Wavelet

8.2 Gauss-Detektor

Ein weiteres Verfahren, mit dessen Hilfe Ratterschwingungen detektiert werden konnten, basiert auf einer Analyse der stochastischen Eigenschaften eines Schleifprozesssignals. Solange es sich um zufällig verteilte Prozessgrößen bzw. um ein allgemeines Prozessrauschen handelt, das von den Sensoren aufgezeichnet wird, kann davon ausgegangen werden, dass der Prozess optimal verläuft. Sobald Rattern beginnt, verändert sich das Signal. Deterministische Anteile bestimmen die Verteilungsdichte und führen zu einer Abweichung von der zufälligen Verteilung.

Ein Algorithmus, der sich in diesem Sinne prinzipiell zur Ratterdetektion einsetzen lässt, ist als der so genannte LILLIEFORS-Test bekannt, LILLIEFORS (1967).

1. Zunächst wird bei diesem Test die Annahme getroffen, das zu untersuchende Signal sei normalverteilt. Im Gegensatz zum KOLMOGOROV-SMIRNOV Test, werden beim LILLIEFORS-Test der Mittelwert \bar{x} und die Standardabweichung σ aus den Eingabedaten x berechnet und nicht vorgegeben.
2. Aus $\bar{x}(x)$ und $\sigma(x)$ wird ein neues normalverteiltes Signal $x^*(\bar{x}, \sigma)$ generiert.
3. Die Verteilungsdichten von x und x^* werden verglichen. Sind die zugehörigen Histogramme ähnlich bzw. befindet sich ihre Abweichung unterhalb einer Fehlerschranke ε_{LT} , bestätigt der Test die Annahme *Das Signal ist normalverteilt*, $LT = 1$. Unterscheiden sich die Verteilungsdichten voneinander wird diese Annahme als falsch zurückgewiesen, $LT = 0$.

Zur Anwendung dieses Verfahrens sind keine prozessspezifischen Angaben für die Ratteramplitude und den Ratterfrequenzbereich erforderlich. Der stattdessen für den Test benötigte Parameter, der die Abweichung von einer Normalverteilung bewertet, kann prozessunabhängig festgelegt werden.

Angewandt auf die Signale der Werkstückauslenkung, y_w , z_w und y_w^α oder auf auf Schleifkraftverläufe, F_{Wy} und F_{Wz} , liefert der LILLIEFORS-Test allerdings keine zufriedenstellenden Ergebnisse. In Bild 8.5 sind neben den analysierten Zeitsignalabschnitten von y_w^α die Verteilung $h(y_w^\alpha)$ als schwarz umrandete Balken sowie die entsprechende Normalverteilung mit gleicher Standardabweichung und gleichem Mittelwert als weiße Balken dargestellt. Die

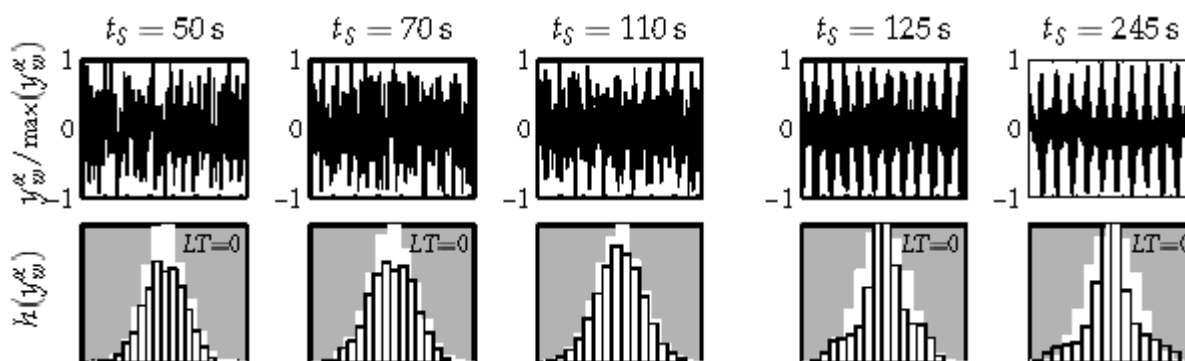


Bild 8.5: LILLIEFORS-Test mit Werkstückauslenkungen y_w^α

Schwingungssignale für $t_S < 110$ s erscheinen zwar auf den ersten Blick normalverteilt, der Test zeigt jedoch, dass diese Annahme nur bedingt zutrifft und $LT = 0$ gilt.

Während weiterer Signalanalysen konnte im Zusammenhang mit dem Wavelet Detektor aus s. Abschnitt 8.1 festgestellt werden, dass Detailkoeffizienten des Ratterfrequenzbandes D_R nach einer Wavelet-Transformation den LILLIEFORS-Test im Sinne der Rattererkennung bestehen.

Analog zu Bild 8.5 sind in Bild 8.6 die Verteilungsdichten einzelner Signalabschnitte des Detailkoeffizienten D_R der das Ratterfrequenzband enthält, den jeweiligen Signalabschnitten zugeordnet. Verwendet wurde ein Wavelet des Typs „db10,„. Bei einem Level von $n = 8$ ergab sich das Ratterfrequenzband bei $D_R = 3$.

Solange kein Rattern auftritt, bestehen die Signale den LILLIEFORS-Test. Nach dem Auftreten von Rattern reagiert das Wavelet auf die zunehmenden Bursts signale. Dieses führt zu einer Verteilung $h(D_R, t_S > 110$ s), die sehr deutlich von einer GAUSSschen Glockenkurve abweicht und $LT = 0$ ergibt.

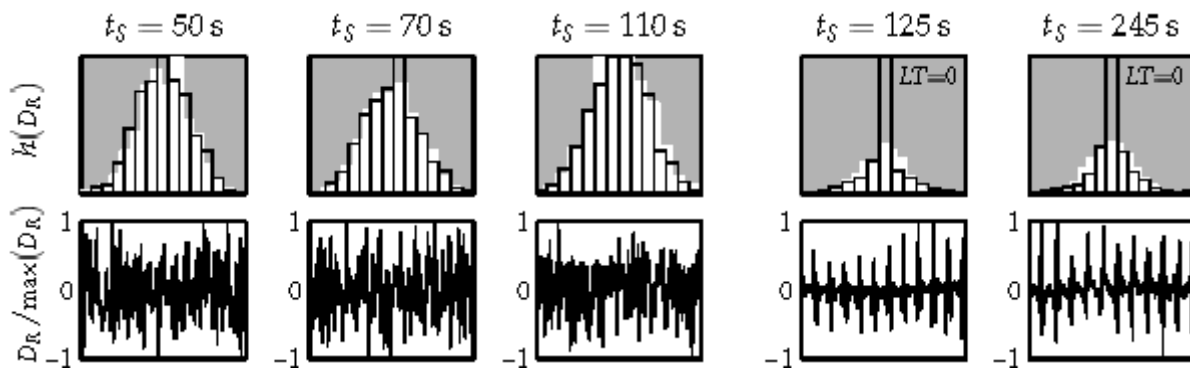


Bild 8.6: LILLIEFORS-Test mit dem Detailkoeffizienten des Ratterfrequenzbandes D_R

Um dieses Verfahren anzuwenden, sollte das Ratterfrequenzband bzw. der relevante Detailkoeffizient à-priori bekannt sein oder während des Prozesses ermittelt werden. Letzteres ist beispielsweise möglich, wenn die Detailkoeffizienten $D_1 \dots D_n$ nach einer Modulation mit der Schleifscheibendrehzahl n_S durchsucht werden, vgl. Bild 8.3.

Bereits mit dem Standard Parameterwert für die Fehlerschranke $\varepsilon_{LT} = 0,05$ der GAUSS-Klassifikation, war es innerhalb der durchgeführten Untersuchungen möglich, Rattern und ratterfrei eindeutig zu unterscheiden.

9 Zusammenfassung

Der Beitrag dieser Arbeit zum fertigungstechnischen Prozess Außenrundeinstechschleifen ist eine detaillierte Analyse des dynamischen Systemverhaltens während des konventionellen Schleifens mit einer Korundscheibe. Das Basismodell des Schleifprozesses von SNOEYS UND BROWN (1969) wird unter Berücksichtigung der Arbeiten von ALLDIECK (1994) und DIETRICH (1985) ausgiebig erweitert, so dass speziell Mechanismen der Schwingungsanregung und nichtlineares dynamisches Verhalten, wie es bei Ratterschwingungen auftritt, betrachtet werden können.

Das neue Modell enthält eine explizite Unwucht der Schleifscheibe, die für eine Schwingungsanregung des Systems verantwortlich ist. Sie führt zu einer Abrichtexzentrizität der Scheibe, die sich im Prozessverlauf in Form einer Welligkeit bemerkbar macht und für die Modulation des Schleifsignalspektrums mit der Schleifscheibendrehfrequenz sorgt. Die Hauptanregung des realen wie des simulierten Systems erfolgt durch Schnittkrafttrauschen, d. h. durch Einzelkorneingriffe in das Werkstück. Diese werden durch einen variablen Schleifkoeffizienten in Form einer Modulation der normalen Schleifkraft beschrieben, kombiniert mit einer Variation der Kornhöhe. Ein speziell entwickeltes Verschleißmodul beschreibt die Formation von Welligkeiten auf der Scheibe. Im Gegensatz zum realen System kann der dynamische, lokale Verschleiß der Scheibe in der Simulation beobachtet werden. Die gewonnenen Verschleißformen verdeutlichen den Mechanismus des Materialabtrags auf der Scheibe, der zum bekannten Ratterverhalten eines Schleifsystems und zum Standzeitende der Schleifscheibe führt. Beides lässt sich in der Simulation sehr gut abbilden. Die in Experiment und Rechnung erzeugten Ratterschwingungen und Werkstückoberflächen zeigen große Ähnlichkeit. Die Ergebnisse der Simulation bestätigen die zuvor anhand der experimentellen Daten getroffenen Annahmen bezüglich Ratterfrequenz und Welligkeiten.

Intensive Schwingungsanalysen des Schleifsystems wurden durchgeführt. Hierzu wurden u. a. Magnetaktoren entwickelt, die eine Stepped-Sinus-Anregung am Werkstück im Betrieb ermöglichen. Aufgrund nichtlinearer Abhängigkeiten der Nachgiebigkeit von Anregungsamplitude, Kontaktfläche und Anpressdruck wurde gezeigt, dass sich das dynamische Verhalten eines Schleifsystems per Impulsanregung vorteilhafter ermitteln lässt als mit dem Stepped-Sinus-Verfahren, das eigentlich für nichtlineare Systeme empfohlen wird. Gerade im Betrieb verhindert die Wellenfilterfunktion der Werkstückoberfläche den sinnvollen Einsatz einer frequenzdiskreten Anregung, während Impulsanregung möglich ist. Die Bewertung von Ausschwingversuchen im Zeitbereich verdeutlicht Nichtlinearitäten wie amplitudenabhängige Dämpfung und Eigenfrequenzen sowie die progressive Steifigkeit des Schleifkontakts.

Wirbelstromsensoren konnten hervorragend genutzt werden, um während des Schleifeingriffs die Bewegungen von Werkstück und Schleifscheibenflansch direkt und linear aufzuzeichnen, wobei die Auslenkungen der Schleifspindel bei der Betrachtung der Systemdynamik vernachlässigt werden können. Auf Basis der Werkstückauslenkungen wurde das Systemverhal-

ten während des Übergangs vom normalen in den gestörten Prozesszustand charakterisiert. Es kann theoretisch erklärt und in der Simulation gezeigt werden, warum die Ratterfrequenz mit keiner der im Stillstand bestimmten Frequenzen übereinstimmt und warum sie mit der Amplitude der Schwingungen abnimmt. Die progressive Steifigkeit des Schleifkorn-Bindung-Gemisches, die in Kombination mit der bekannten nichtlinearen Abhängigkeit von Zeitspanvolumen und effektiver Zustellung hierfür hauptverantwortlich ist, wird experimentell bestimmt und in Form einer Kennlinie im Modell abgelegt. Die Ratterfrequenz ließ sich am untersuchten System im Stillstand abschätzen, nachdem die Kontaktfläche bzw. der Anpressdruck auf eine prozessähnliche Größe reduziert wurde.

Neben Schwingungen normal zum Kontakt wurden auch tangentiale Bewegungen betrachtet. Während des Beginns von Rattern erfolgt eine Ausrichtung der Systemschwingungen in der Schleifebene. Der Prozess geht von einer zufälligen in eine gerichtete Bewegung über. Soll die Systemdynamik untersucht werden, unterstützt die Kenntnis der tangentialen Auslenkung eine Charakterisierung des Systemzustandes. Ihre relative Amplitude im Falle des optimalen Prozessverlaufs ist verglichen mit der Auslenkung normal zum Kontakt gleich groß. Die Simulation zeigt aber, dass der tangentialer Freiheitsgrad vernachlässigt werden kann, sofern allein die Oberflächenerzeugung untersucht wird. Auch auf das Zeitspanvolumen und somit auf die Prozesskräfte hat sie nur sehr geringen Einfluss.

Das Übersprechen in tangentialer Richtung, d. h. der Einfluss von Normalkräften auf die tangentiale Auslenkung des Werkstücksystems, führt zu einer engen Kopplung beider Bewegungsrichtungen, die anhand eines Ausschwingversuches während des Eingriffs demonstriert wird. Im Betrieb lässt sich ferner zeigen, dass das Werkstück tangential zum Kontakt frei schwingen könnte. Es wird angenommen, dass die hohe Verschleißarbeit der tangentialen Schnittkraft Schwingungsenergie eines Werkstücks in dieser Richtung dissipiert und freie tangentiale Schwingungen verhindert.

Die Ausrichtung der Bewegung, d. h. der Übergang von zufälligen Bewegungen in deterministische Schwingungen im Verlauf der Ratterentstehung, lässt sich für die Rattererkennung nutzen. Zwei neue Verfahren wurden vorgestellt, die auf einer diskreten Wavelet-Transformation prozessnaher Rattersignale, d. h. Werkstückauslenkungen oder Schleifkräften, basieren. Da die Wavelet-Transformation im Zeitbereich arbeitet, ist sie hervorragend geeignet, um Veränderungen nichtlinearer Prozesse zu visualisieren. Im Fall des Schleifprozesses ist eine automatisierte Auswertung ohne Festlegung eines prozessabhängigen Schwellwertes möglich. Wavelets höherer Ordnung sind Ratterbursts sehr ähnlich. Sie reagieren empfindlich auf die Formation dieser Prozesssignale, sobald sie sich vom allgemeinen Prozessrauschen abheben. Eine Detektion von Rattern war am untersuchten System sowohl durch einen Vergleich der Detailkoeffizienten der DWT als auch durch eine Bewertung der Verteilungsdichte von Detailkoeffizienten des Ratterfrequenzbereichs möglich.

Die Untersuchungen bestätigen, dass das Auftreten von Rattern im konventionellen Betrieb nicht generell vermieden werden kann, da Eigenschwingungen des gekoppelten Systems lokalen Verschleiß der Scheibe verursachen. Um das Auftreten von Ratterschwingungen im Betrieb zu verzögern, sollte die Unwucht der Schleifscheibe und damit die abrichtbedingte Welligkeit auf ein Minimum reduziert werden, da gerade Letztere das System zu Schwingungen anregt und die ratterfreie Schleifzeit deutlich einschränkt. Der Einsatz automatischer oder semi-automatischer Auswuchtsysteme wird daher dringend empfohlen. Da die Amplitude der Abrichtwelligkeit u. a. von einer Drehzahländerung beim Schleifeingriff abhängt, ist

der Einsatz drehzahl geregelter Schleifspindeln zu empfehlen.

Sowohl im Schleifversuch wie in der Simulation zeigte sich Rattern vornehmlich während der Phasen mit niedrigem Anpressdruck. Je kürzer Anschnitt, Schlichtphase und Ausfeuerzeit gewählt werden können, desto geringer ist das Risiko einer Schwingungsanfahrung.

Sofern zusätzliche Aktoren verfügbar sind, können diese eingesetzt werden, um die Abrichtwelligkeit der Scheibe zu kompensieren. TÖNSHOFF ET AL. (2003) schlagen ein entsprechendes Verfahren vor, das hierzu einen Standard-Vorschubantrieb mit hydrostatisch gelagerter Spindel nutzen soll. Strategien, bei denen am Werkstück Kräfte eingeleitet werden, müssen den Abbau der Welligkeiten auf der Schleifscheibe zum Ziel haben, wenn Rattern dauerhaft behoben werden soll. Ein Verstärken der Eigenfrequenz des Werkstücksystems im Betrieb ist beispielsweise dann vielversprechend, wenn die Frequenzvariation zu einer Auslöschung von bestehenden Welligkeiten auf der Scheibe führt.

Um die Filtereigenschaften der Werkstückoberfläche auszunutzen, die Schwankungen des Zeitspannvolumens reduzieren und so die Gefahr einer Schwingungsanregung mindern, sollte die Eigenfrequenz des gekoppelten Systems f_{sw1} oberhalb der Übergangsfrequenz f^t liegen. Gerade der in der Regel weiche Reitstock, sollte hierzu dynamisch steifer ausgelegt werden. Ein steiferes Werkstücksystem bedeutet auch kleinere Amplituden, so dass sich die progressive Steifigkeit des Schleifscheibenmaterials im Eingriff erst spät ratterbegünstigend auswirken kann. Die Frequenz f_{sw1} ließ sich im Laborbetrieb durch Impulsanregung am Werkstück während des Schleifens bestimmen. Sie ist gleichzeitig die Startfrequenz für Ratterschwingungen.

Da die dynamische Nachgiebigkeit einer konventionellen Außenrundscheifmaschine durch das Werkstück und den Reitstock definiert wird, sollte sie in Abhängigkeit von Referenzwerkstücken und -schleifscheiben bei definierter Kontaktbreite und -kraft in Form einer Impulsantwort im Frequenz- und im Zeitbereich angegeben werden.

Eine mögliche Ursache, warum der Schleifprozess auch mit modernen Maschinen und Steuerungen noch nicht optimal zu handhaben und zu überwachen ist, ist der Mangel an direkter Information über den Prozesszustand. Wie innerhalb dieser Arbeit gezeigt werden konnte, liefert die handelsübliche Sensorik nur schwach mit dem Prozess korrelierte Signale und unterliegt starken Nichtlinearitäten. Würden direkte Informationen über die Schwingungszustände des Werkstücks im Prozess vorliegen, könnten Verfahren wie die CER oder die hier neu entwickelten Wavelet- oder GAUSS-Detektoren für eine frühe Ratterdetektion ohne Schwellwert eingesetzt werden. Auf Basis der Signale der bisher verwendeten AE-Sensoren erscheint eine effektive Überwachung des Systems nur in bekannten Einzelfällen machbar. Eine universelle Zentriermessspitze mit integriertem Kraftsensor oder eine Messlünette, die Wirbelstromaufnehmer trägt, würden die Möglichkeiten der Prozessüberwachung und in-Situ-Qualitätssicherung in Bezug auf Schwingungsprobleme deutlich erweitern und verbessern.

Literaturverzeichnis

- Abarbanel, H.D.I (1996).** *Analysis of observed chaotic data.* Springer study series, New York.
- Alldieck, J. (1994).** *Simulation des dynamischen Schleifprozessverhaltens.* Dissertation, RWTH Aachen.
- Arciszewski, C. A. von (1991).** *Tiefschleifen mit kontinuierlichem Abrichten (CD): Verfahrensgrundlagen und Anwendungen.* Dissertation, RWTH Aachen.
- Averkamp, T.J. (1982).** *Überwachung und Regelung des Abricht- und Schleifprozesses beim Außenrund-Einsteichschleifen.* Dissertation, TH Aachen.
- Bartalucci, B.; Lisini, G.G. und Pinotti, P.C. (1970).** *Grinding at Variable Speed.* Proc. of the 11th M.T.D.R Conference.
- Biera, J. (1997).** *Desarrollo de Modelos en el Dominio del Tiempo para el Proceso de Rectificado Cilindrico de Exteriores en Plongee (Zeitbereichsmodelle für das Außenrundeinsteichschleifen).* Dissertation, Universidad de Navarra, San Sebastian, Spanien.
- Biera, J.; Vinolas, J. und Nieto, F.J. (1997).** *Time-Domain Dynamic Modelling of the External Plunge Grinding Process.* International Journal of Machine Tools & Manufacture, Ausgabe 37/11, Seiten 1555–1572.
- Bode, H.-O. (1988).** *Beitrag zum Steuern und Regeln von Rundschleifprozessen.* Dissertation, TU Braunschweig.
- Bodnar, A. und Schuette, O. (2000).** *Problems of Experimental Determination of Static Properties of Machine Tool Units Supported on Rolling Guides.* Advances in Manufacturing Science and Technology, Ausgabe 24, No. 4.
- Brinksmeier, E. (1992).** *Monitoring of Grinding Wheel Wear.* Annals of the CIRP, Ausgabe 41 (1), Seiten 373–376.
- Brinksmeier, E. (1991).** *Prozeß- und Werkstückqualität in der Feinbearbeitung.* Habilitationsschrift, Universität Hannover.
- Brommundt, E. (1998).** *Rolling Friction of a Cylindrical Wheel on a Strip.* Machine Dynamics Problems, Warsaw University of Technology, Ausgabe 20.
- Bronstein, I. N. und Semendjajew, K. A. (1991).** *Taschenbuch der Mathematik.* Teubner Verlag.
- Brown, R. H.; Saito, K. und Shaw, M. C. (1971).** *Local Elastic Deflections in Grinding.* Annals of the CIRP, Ausgabe 19, Seiten 105–113.
- Bruns, J.-U. und Popp, K. (1999).** *BMBFT: Erkennen, Nutzen und Vermeiden nichtlinearer dynamischer Effekte: Nichtlinearitätstests und Bestimmung der Systemordnung.* 4. Zwischenbericht.
- Bruns, J.-U. und Popp, K. (1998).** *BMBFT: Erkennen, Nutzen und Vermeiden nichtlinearer dynamischer Effekte: Nichtlinearitätstests und Bestimmung der Systemordnung.* 1. Zwischenbericht.
- Burek, J. (1988).** *Adaptives Grenzregel-System für mehrstufiges Außenrund-Einsteichschleifen.* Werkstatt und Betrieb, Ausgabe 121, Seiten 117–120.
- Byrne, G.; Dornfeld, D.; Inasaki, I.; Ketteler, G.; König, W. und Teti, R. (1995).** *Tool Condition Monitoring (TCM) - The Status of Research and Industrial Applications.* Annals of the CIRP, Ausgabe 44(2), Seiten 541 – 568.

- Chen, X.; Allanson, D.; Thomas, A; Moruzzi, J. L. und Rowe, B. W. (1994).** *Simulation of Feed Cycles for Grinding between Centers.* Int. Journal of Machine Tools Manufact., Ausgabe 34, No. 5, Seiten 603–616.
- Chen, X.; Rowe, B., W.; Li, Y. und Mills, B. (1996).** *Grinding vibration detection using a neural network.* Journal of Engineering Manufacture, Ausgabe 210, Seiten 349–352.
- Chen, X. und Rowe, W. B. (1996a).** *Analysis and Simulation of the Grinding Process. Part I: Generation of the Grinding Wheel Surface.* Int. Journal of Tools Manufact., Ausgabe 36, No. 8, Seiten 871–882.
- Chen, X. und Rowe, W. B. (1996b).** *Analysis and Simulation of the Grinding Process. Part II: Mechanics of Grinding.* Int. Journal of Tools Manufact., Ausgabe 36, No. 8, Seiten 883–896.
- Chen, X.; Rowe, W. B.; Mills, B. und Allanson, D. R. (1996).** *Analysis and Simulation of the Grinding Process. Part III: Comparison with Experiment.* Int. Journal of Tools Manufact., Ausgabe 36, No. 8, Seiten 897–906.
- Chen, Y. (1990).** *Untersuchungen über Schwingungen und Welligkeiten beim Außenrundeinstechschleifen.* Dissertation, Universität Hannover.
- Chiu, N. und Malkin, S. (1993).** *Computer Simulation for Cylindrical Plunge Grinding.* Annals of the CIRP, Ausgabe 42,1, Seiten 383–387.
- Colwell, L. V. (1956).** *The Effects of High-Frequency Vibrations in Grinding.* Transactions of the ASME, Ausgabe 78, Seiten 837–846.
- Cuntze, E.-O. (1966).** *Entstehung und Minderung von Ratterschwingungen beim Schleifen.* Dissertation, TU Braunschweig.
- Czenkusch, C. (2000).** *Technologische Untersuchungen und Prozessmodelle zum Rundschleifen.* Dissertation, Universität Hannover.
- David, K. (1997).** *Untersuchungen zum dynamischen Prozeß- und Systemverhalten beim Schleifen mit hochharten Schleifmitteln.* Dissertation, Universität Kaiserslautern.
- Degner, W.; Lutze, H. und Smejkal, E. (2002).** *Spanende Formung, Theorie - Berechnung - Richtwerte.* Carl Hanser Verlag, München Wien.
- Dietrich, W. (1985).** *Analyse selbsterregter Schwingungen beim Außenrund-Einstechschleifen.* Dissertation, TU Braunschweig.
- Eichhorn, H. (1997).** *Drehzahlsynchronisation der Wirkpartner beim Abrichten und Schleifen.* Dissertation, TU Berlin.
- El-Wardani, T.; Sadek, M. M. und Younis, M. A. (1987).** *Theoretical Analysis of Grinding Chatter.* Transactions of the ASME, Ausgabe 109, Seiten 314–320.
- Ewins, D.J. (2000).** *Modal Testing: Theory, Practice and Application.* Baldock: Research Studies Press.
- Foellinger, H. (1985).** *Dynamische Vorgänge beim Außenrundeinstechschleifen.* Dissertation, RWTH Aachen.
- Folkerts, W. (1993).** *Dynamische Prozeßkennwerte des Schleifens und deren Einfluß auf das Prozeßverhalten.* Dissertation, RWTH Aachen.
- Foth, M. (1989).** *Erkennen und Mindern von Werkstückwelligkeiten während des Außenrundschleifens.* Dissertation, Universität Hannover.
- Frank, H. (1963).** *Das Abrichten von Schleifscheiben mit Diamanten und der Einfluß auf das Schleifergebnis beim Außenrund-Einstechschleifen.* Dissertation, TH Aachen.
- Fritz, A.H. und Schulze, G. (1990).** *Fertigungstechnik.* VDI-Verlag, Düsseldorf.

- Frühling, R. (1976).** *Topographische Gestalt des Schleifscheiben-Schneidenraumes und Werkstückrauhtiefe beim Außenrundeinstechschleifen.* Dissertation, TU Braunschweig.
- Fu, J.C.; Mori, K. und Yokomichi (1994).** *Application of Entropy Functions in on-line Vibration Classification for Cylindrical Plunge Grinding.* Int. J. Prod. Res., Ausgabe 32/6, Seiten 1477–1487.
- Fu, J.C.; Troy, C.A. und Mori, K. (1996).** *Chatter Classification by Entropy Functions and Morphological Processing in Cylindrical Traverse Grinding.* Precision Engineering, Ausgabe 18, Seiten 110–117.
- Fuchs, A. (1994).** *Intelligente Regelung des Außenrund-Einstechschleifens. Modellgestützte adaptive Regelung und Fehlerdiagnose.* Produktion und Management - wt, Ausgabe Band 84, Seiten 464–469, Heft 10.
- Fuchs, A. (1992).** *Parameteradaptive Regelung des Außenrundeinstechschleifens.* Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt.
- Fukuda, R. (1976).** *Frequency Components and Amplitude Modulation of Chatter Vibration During Cylindrical Grinding.* Bulletin of the Japanese Society of Precision Engineering, Ausgabe 10/2, Seiten 51–56.
- Gawlak, G. (1984).** *Some Problems Connected with Balancing of Grinding Wheels.* Journal of Engineering for Industry, Ausgabe 106, Seiten 233–236.
- Gelfeld, O. M. (1961).** *Forced Vibrations in a Cylindrical Grinding Machine Caused by Grinding Wheel Unbalance.* Machines and Tooling, Ausgabe 32(7), Seiten 19–24.
- Gosebruch, H. (1990).** *Rundschleifen im geschlossenen Regelkreis: Echtzeitverarbeitung mit neuen Sensoren und Aktoren.* Dissertation, Universität Hannover.
- Govekar, E.; Gradisek, J.; Grabec, I.; Baus, A.; Klocke, F.; Geisel, M. und Gieger, M. (2003).** *Dynamics based monitoring of manufacturing processes: Detection of transitions between process states.* In Prof. Radons, Prof. Neugebauer, editor, 4. International Symposium on Investigation of Non-Linear Dynamic Effects in Production Systems. Chemnitz University, Department of Physics.
- Grabec, I. (1988).** *Chaotic Dynamics of the Cutting Process.* Int. J. Mach. Tools Manufact., Ausgabe 28(1), Seiten 19–32.
- Grabec, I. und Kuljanic, E. (1994).** *Characterization of Manufacturing Processes Based upon Acoustic Emission Analysis by Neural Networks.* Annals of the CIRP, Ausgabe 43/1, Seiten 77–80.
- Grabowski, B. (2002).** *Schwingungsanalyse im Zeitbereich mit dem Programm MEDUSA.* <http://www.maschinendynamik.de>.
- Gradisek, J.; Govekar, E. und Grabec, I. (1996).** *A Chaotic Cutting Process and Determining Optimal Cutting Parameter values using neural networks.* Int. Journal of Machine Tools Manufact., Ausgabe 36, No. 10, Seiten 1161–1172.
- Gradisek, J.; Govekar, E. und Grabec, I. (2002a).** *Qualitative and Quantitative Analysis of Stochastic Processes Based on Measured Data, II: Applications to Experimental Data.* Journal of Sound and Vibration, Ausgabe 252(3), Seiten 563–572.
- Gradisek, J.; Grabec, I.; Siegert, S. und Friedrich, R. (2002b).** *Qualitative and Quantitative Analysis of Stochastic Processes Based on Measured Data, I: Theory and Application to Synthetic Data.* Journal of Sound and Vibration, Ausgabe 252(3), Seiten 545–562.
- Gradisek, J.; Siegert, S.; Friedrich, R. und Grabec, I. (2000).** *Analysis of Time Series from Stochastic Processes.* Physical Review E, Ausgabe 62(3), Seiten 3146–3155.

- Grudzinski, K. und Wedman, S. (1997).** *Zur Modellierung und Untersuchung selbsterregter Reibschwingungen in nichtlinearen elastomechanischen Reibungssystemen.* In f. Fabrikanlagen, Inst., editor, *Untersuchung nichtlinear-dynamischer Effekte in Produktionstechnischen Systemen: 1.Symposium*, Universität Hannover. Volkswagen-Stiftung.
- Gu, D. Y. und Wager, J. G. (1990).** *Further Evidence on the Contact Zone in Surface Grinding.* Annals of the CIRP, Ausgabe 39/1, Seiten 349–352.
- Gu, D. Y. und Wager, J. G. (1988).** *New Evidence on the Contact Zone in Grinding - Contact Length, Sliding and Cutting Regions.* Annals of the CIRP, Ausgabe 37(1), Seiten 335 – 338.
- Haessig, D. A. und Friedland, B. (1991).** *On the Modeling and Simulation of Friction.* Trans. ASME: J. Dyn. Systems, Meas. and Control, Ausgabe 113, Seiten 354–562.
- Hahn, R.S. (1954).** *On the Theory of Regenerative Chatter in Precision-Grinding Operations.* Transactions of the ASME, Ausgabe May, Seiten 593–597.
- Hegger, R. und Kantz, H. (1999).** *TISEAN - Ein Softwarepaket zur nichtlinearen Zeitreihenanalyse.* <http://www.mpiiks-dresden.mpg.de/tisean>.
- Hinrichs, N. (1997).** *Reibungsschwingungen mit Selbst- und Fremderregung: Experiment, Modellierung und Berechnung.* Dissertation, Universität Hannover.
- Hinrichs, N.; Oestreich, M. und Popp, K. (1997).** *Friction Induced Vibrations: Experiments, Modelling and Analysis.* Proceedings of DETC'97, Ausgabe DETC97VIB-3908.
- Hofmeyer, D. (2000).** *Kennfeldbasierte Schaltung für ein aktives Magnetlager.* Dissertation, TU Chemnitz.
- Hohmann, C. (1999).** *Simulation von Verschleiß an Scheibenbremsbelägen.* Dissertation, Universität-Gesamthochschule Siegen.
- Hoischen, H. (1995).** *Technisches Zeichnen.* Parzellar, Fulda.
- Hoshi, T.; Matsumoto, S.; Mitsui, S. und Horiuchi, O. (1986).** *Suppression of Wheel Regenerative Grinding Vibration by Alternating Wheel Speed.* Annals of the CIRP, Ausgabe 35 (1), Seiten 231 – 234.
- Hundt, W.; Kuster, F. und Rehsteiner, F. (1997).** *Model Based AE-Monitoring of the Grinding Process.* Annals of the CIRP, Ausgabe 46(1), Seiten 243 – 248.
- Hundt, W.; Leuenberger, D.; Rehsteiner, F. H. und Gygax, P. (1994).** *An Approach to Monitoring of the Grinding Process Using Acoustic Emission.* Annals of the CIRP, Ausgabe 43 (1), Seiten 295 – 298.
- Ilias, H. (1996).** *Nichtlineare Wechselwirkungen von Radsatz und Gleis beim Überrollen von Profilstörungen.* Dissertation, Tu Berlin.
- Inasaki, I (1996).** *Grinding Process Simulation Based on the Wheel Topography Measurement.* Annals of the CIRP, Ausgabe 45(1), Seiten 347 – 350.
- Inasaki, I. (1975).** *Ratterschwingungen beim Außenrund-Einsteichschleifen.* Werkstatt und Betrieb, Ausgabe 108, Seiten 341–346.
- Inasaki, I. (1999).** *Sensor Fusion for Monitoring and Controlling Grinding Processes.* Int. J. of Adv. Manufacturing Technology, Ausgabe 15, Seite 730:736.
- Inasaki, I.; Karpuchewski, B. und Lee, H.-S. (2001).** *Grinding Chatter - Origin and Suppression.* Annals of the CIRP (Keynote Paper), Ausgabe 50/2, Seiten 1–20.
- Inasaki, I. und Okumura, K. (1985).** *Monitoring of Dressing and Grinding Processes with Acoustic Emission Signals.* Annals of the CIRP, Ausgabe 34(1), Seiten 277 – 280.

- Isensee, U. (1976).** *Beitrag zur dynamischen Stabilität des Schleifprozesses.* Dissertation, TU Braunschweig.
- Janik, W. (1993).** *Fehlerdiagnose des Außenrundeinstechschleifens mit Prozeß- und Signalmodellen.* Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt.
- Johnson, K.L. (1985).** *Contact Mechanics.* Cambridge University Press.
- Kaliszer, H. (1970).** *Analysis of Chatter Vibration During Grinding.* Advances in Machine Tool Design and Research, Ausgabe Proc. of the 11th int. MTDR conf., Seiten 615–631.
- Kaliszer, H. (1960).** *Über den Einfluss der Scheibenunwucht auf die Schwingungen beim Schleifen.* Industrie-Anzeiger, Ausgabe 98, Seiten 1676–1680.
- Kaliszer, H. und Sindwani, A.D. (1969).** *The Effect of Grinding Wheel Unbalance on Workpiece Waviness.* Advances in Machine Tool Design and Research.
- Kantz, H. und Schreiber, T. (1997).** *Nonlinear Time Series Analysis.* Nonlinear Science Series No 7. Cambridge University Press.
- Karpuchewski, B. (2001).** *Sensoren zur Prozeßüberwachung beim Spanen.* Habilitationsschrift, VDI Fortschritt-Berichte, Uni Hannover.
- Kassen, G. (1969).** *Beschreibung der elementaren Kinematik des Schleifvorganges.* Dissertation, RWTH Aachen.
- Kato, H.; Nakano, Y. und Nakayama, K. (1985).** *Transfer of Roundness Error from Center and Center Hole to Workpiece in Cylindrical Grinding and its Control.* Annals of the CIRP, Ausgabe 34(1), Seiten 287 – 290.
- Kienzle, O. und Münnich, H. (1957).** *Unwucht und Fleihkraft von Schleifkörpern.* Werkstatttechnik und Maschinenbau, Ausgabe 2, Seiten 69–73.
- Kim, G.-H.; Inasaki, I.; Lee, J.-K. und Kang, J.-H. (1994).** *Architecture of Knowledge-Base and Management System for the Cylindrical Grinding Operations.* Advancement of Intelligent Production.
- Klocke, F.; Baus, A.; Grabec, I.; Gradisek, J. und Govekar, E. (2001).** *Prozessüberwachung mit nichtlinearer Dynamik - Eine neue Methode zur Rattererkennung im Schleifprozess.* wt Werkstatttechnik, Ausgabe 91 H.5, Seiten 275–279.
- Klotz, N. (1987).** *Beurteilung des statischen und dynamischen Nachgiebigkeitsverhaltens von Umfangsschleifmaschinen.* Dissertation, RWTH Aachen.
- Klumpen, T. (1994).** *Acoustic Emission (AE) beim Schleifen: Grundlagen und Möglichkeiten der Schleifbranddetektion.* Dissertation, RWTH Aachen.
- Kong, X. L.; Zhang, Z. C.; Wang, X.; Yang, H. H. und Davies, B. J. (1985).** *Considerations on Optimal Control of Grinding Process.* Annals of the CIRP, Ausgabe 34(1), Seiten 291 – 294.
- König, W. und Steffens, K. (1982).** *A Numerical Method to Describe the Kinematics of Grinding.* Annals of the CIRP, Ausgabe 31(1), Seiten 201 – 204.
- Kotamaeki, M. J. (1996).** *In Situ Measurement and Compensation Control in External Grinding of Large Cylinders.* Dissertation, Helsinki University of Technology, Laboratory of Machine Design.
- Kounosu, K (1975).** *Chatter's Causes at Early Grinding Time and Model of Grinding System in Cylindrical Plunge Grinding.* Bull. Japan Soc. of Proc. Engg., Ausgabe 9(4), Seiten 105–110.
- Krar, S. F. (1995).** *Grinding Technology, Second Edition.* Delmar Publisher Inc., Bonn, Boston, Tokyo, Washington.

- Kuhfuß, B. (1984).** *Untersuchungen über den Einfluß von Schwingungen auf die Werkstückgestalt beim Außenrundeinstechschleifen.* Dissertation, Universität Hannover.
- Kummetz, J. (2001).** *Nichtlinear-dynamische Effekte in elektromechanischen Antrieben.* Dissertation, Universität Hannover.
- Lee, E.S.; Lee, J.K. und Yang, M.Y. (1997).** *Simulation of Cylindrical Plunge Grinding Based on the Behaviour of Cutting Edge Wear.* Int. J. Prod. Res., Ausgabe 35, Seiten 2917–2937.
- Lezanski, P.; Rafalowicz, J. und Jedrzejewski, J. (1993).** *An Intelligent Monitoring System for Cylindrical Grinding.* Annals of the CIRP, Ausgabe 42(1), Seiten 393 – 396.
- Liao, Y.S. und Shiang, L.C. (1989).** *Computer Simulation of Self-Excited and Forced Vibration in the External Cylindrical Plunge Grinding Process.* Winter Annual Meeting ASME, San Francisco.
- Lilliefors, H.W. (1967).** *On the Kolmogorov Smirnov Test for Normality with Mean and Variance Unknown.* Journal of the American Statistical Association, Ausgabe June, Seiten 399–402.
- Lindsay, R. P. (1973).** *Chatter-Free Grinding Time.* Proceedings of the NAMRC, McMaster University, Hamilton, Ontario, Kanada.
- Lindsay, R.P. (1997).** *Improving Production Grinding Operations.* 2nd Int. Machining and Grinding Conference.
- Löns, H. H. (1983).** *CBN-Umfangsschleifen ohne Ratterschwingungen.* Werkstatt und Betrieb, Ausgabe 116/5, Seiten 279–281.
- Lortz, W. (1975).** *Schleifscheibentopographie und Spanbildungsmechanismus beim Schleifen.* Dissertation, RWTH Aachen.
- Malkin, S. (1981).** *Grinding Cycle Optimization.* Annals of the CIRP, Ausgabe 30(1), Seiten 223 – 226.
- Malkin, S. (1989).** *Grinding Fundamentals and Applications.* ASME Kongr.: Grinding Fundamentals and Applications Pres. At the Winter Annual Meeting of the American Society of Mechanical Engineers.
- Mannan, M.A.; Fan, W.T. und Stone, B.J (1999).** *The Effects of Torsional Vibration on chatter in grinding.* Journal of Materials Processing Technology, Ausgabe 89-90, Seiten 303–309.
- Mathworks (2003).** *Matlab/Simulink - User Manual.* <http://www.mathworks.com>.
- Memis, F. (1997).** *Prozeßregelung mit Hilfe der Acoustic Emission beim Außenrundeinstechschleifen.* Dissertation, RWTH Aachen.
- Messer, J. (1983).** *Abrichten konventioneller Schleifscheiben mit stehenden Werkzeugen.* Dissertation, RWTH Aachen.
- Meyen, H.-P. (1991).** *Acoustic Emission (AE) - Mikroseismik im Schleifprozess.* Dissertation, RWTH Aachen.
- Zinngrebe, Michael (1990).** *Adaptive Prozeßführung beim Innenrundscheifen mit digitalen Grenzregelungen.* Dissertation, Universität Hannover.
- Michels, F. (1999).** *Stabilisierung des Schleifprozesses mit aktiven Systemen.* Dissertation, RWTH Aachen.
- Moon, F. C. (1994).** *Chaotic Dynamics and Fractals in Material Removal Processes*, chapter 2, Seite 11. John Wiley and Sons Ltd.
- Mori, K. und Kasashima, N. (1990).** *An Expert System In-Process Vibration Monitoring and Diagnostic System for Cylindrical Grinding.* Japanese Journal, Ausgabe 44, Seiten 211–219.

- Muckli, J. (2001).** *Sensorik und Prozessüberwachung beim Schleifen.* wt Werkstatttechnik, Ausgabe 91 H.5, Seiten 264–268.
- Mushardt, H. (1980).** *Beitrag zur Optimierung mehrstufiger Schleifprozesse.* Dissertation, TU Braunschweig.
- Nordmann, K. (2002).** *Prozessbegleitende Werkzeugüberwachung.* <http://www.nordmann.info>.
- Nordmann, K. (1994).** *Prozessüberwachung beim Schleifen und Abrichten.* wt-Produktion und Management, Ausgabe 84, Seiten 458–463.
- Oestreich, M. (1998).** *Untersuchung von Schwingern mit nichtglatten Kennlinien.* Dissertation, Universität Hannover.
- Osterhaus, G. (1994).** *Verfahrensübergreifende Simulation und Auslegung von Schleifprozessen.* Dissertation, RWTH Aachen.
- Ott, H. W. (1985).** *Einflußgrößen und Zusammenhänge in der Schleiftechnik.* (Schleifen einfach erklärt).
- Palus, M. (1996).** *Coarse-grained entropy rates for characterization of complex time series.* Physica, Ausgabe D93, Seiten 64–77.
- Parlitz, U. (1997).** *Nonlinear Time Series Analysis.* In f. Fabrikanlagen, Inst., editor, Untersuchung nichtlinear-dynamischer Effekte in Produktionstechnischen Systemen: 1.Symposium, Universität Hannover. Volkswagen-Stiftung.
- Paucksch, E. (1996).** *Zerspantechnik.* Vieweg Verlag, Braunschweig Wiesbaden.
- Paul, T. (1994).** *Konzept für ein schleiftechnologisches Informationssystem.* Dissertation, Universität Hannover.
- Peklenik, J. (1957).** *Ermittlung von geometrischen und physikalischen Kenngrößen für die Grundlagenforschung des Schleifens.* Dissertation, TH Aachen.
- Perovic, B. (1990).** *Fertigungstechnik.* Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York London.
- Peterka, F.; Szöllös, O.; Formánek, P. und Veselý, J. (1999).** *Dynamics of Double Impact Oscillator.* Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms.
- Peters, J. (1984).** *Contribution of CIRP Research to Industrial Problem in Grinding.* Annals of the CIRP, Ausgabe 33 /2, Seiten 451–468.
- Peters, J.; Snoeys, R. und Decnent, A. (1968).** *Sonic Testing of Grinding Wheels.* Proc. of the 9th Int. Mach. Tool Design and Research Conference.
- Pickert, J. (1979).** *Ratterkriterien beim Außenrundeinstechschleifen.* Dissertation, TH Karl-Marx-Stadt.
- Polacek, M. und Vanek, J. (1973).** *Selbsterregte Schwingungen beim Schleifen.* Werkstatt und Betrieb, Ausgabe 106, Seiten 725–732.
- Polacek, M. und Pluhar, L. (1964).** *Selbsterregte Schwingungen beim Schleifen.* Maschinenmarkt, Ausgabe 70(11), Seiten 25–32.
- Popp, C. (1992).** *Optimierung und Sicherung des Aussenrundscheifprozesses durch ein adaptives Regelungssystem.* Dissertation, Universität Hannover.
- Rowe, W. B.; Hongsheng, Qi; Morgan, M.N. und Zheng, Huanwen (1993).** *The Real Contact Length in Grinding Based on Depth of Cut and Contact Deflections.* Proc. of the 30th Int. MATADOR Conf., UMIST, Dep. of Mech. Engng., Univ. of Manchester, Inst. of Sci. and Technol., Manchester, Ausgabe 30, Seiten 187–193.
- Rowe, W. B.; Li, Y.; Chen, X. und Mills, B. (1997).** *An Intelligent Multi-Agent Approach for Selection of Grinding Conditions.* Annals of the CIRP, Ausgabe 46(1), Seiten 233 – 238.

- Rowe, W. B.; Morgan, M. N. und Allanson, D. A. (1991).** *An Advance in the Modelling of Thermal Effects in the Grinding Process.* Annals of the CIRP, Ausgabe 40(1), Seiten 339 – 342.
- Rowe, W. B.; Morgan, M. N.; Qi, H. S. und Zhang, H. W. (1993).** *The Effect of Deformation on the Contact Area in Grinding.* In Annals of the CIRP. 43rd General Assembly of CIRP, Edinburgh, GB, Aug 22-28.
- Rowe, W. B.; Yan, L.; Inasaki, I. und Malkin, S. (1994).** *Applications of Artificial Intelligence in Grinding.* Annals of the CIRP, Ausgabe 43(2), Seiten 521 – 532.
- Ruskowski, M. und Popp, K. (1998).** *Adaptive Levitation Control of a Linear Maglev Guide for Machine Tools.* Proceedings of the 2nd International Symposium on Linear Drives in Industry Applications LDIA'98, Tokio.
- Sabotke, J. (1988).** *Erkennen und Erfassen von Nichtlinearitäten im dynamischen Verhalten von Werkzeugmaschinen.* Dissertation, Universität Hannover.
- Sakakura, M. und Inasaki, I. (1992).** *A Neural Network Approach to the Decision Making Process for Grinding Operations.* Annals of the CIRP, Ausgabe 41(1), Seiten 353–356.
- Sauer, T.; Yorke, Y. und Casdagli, M. (1991).** "Embedology". J. Stat. Physics, Ausgabe 65, Seiten 579–616.
- Scheipers, P. (Hrsg.) (2002).** *Handbuch der Metallbearbeitung.* Verlag Europa-Lehrmittel, Haan-Gruiten.
- Schiefer, K.-H. (1980).** *Theoretische und experimentelle Stabilitätsanalyse des Schleifprozesses.* Dissertation, RWTH Aachen.
- Schweitzer, G.; Traxler, A. und Bleuer, H. (1993).** *Magnetlager: Grundlagen, Eigenschaften und Anwendungen berührungsfreier, elektromagnetischer Lager.* Springer-Verlag.
- Sexton, J. S.; Stone, B. J. und Tönshoff, H. K. (1981).** *The Development of an Ultrahard Abrasive Grinding Wheel Which Suppresses Chatter.* Annals of the CIRP, Ausgabe 30(1), Seiten 215 – 218.
- Sextro, W. (2002).** *Dynamical Contact Problems with Friction.* Springer Verlag, Berlin.
- Shaw, M. C. (1996a).** *Energy Conversion in Cutting and Grinding.* Annals of the CIRP, Ausgabe 45(1), Seiten 101 – 104.
- Shaw, M. C. (1996b).** *Principles of Abrasive Processing.* Oxford University Press Inc., New York.
- Simon, M. und Tomlinson, G.R. (1984).** *Use of Hilbert Transform in Modal Analysis of Linear and Non-Linear Structures.* Journal of Sound and Vibration, Ausgabe 96(4), Seiten 421–436.
- Snoeys, R. und Brown, D. (1969).** *Dominating Parameters in Grinding Wheel - and Workpiece Regenerative Chatter.* Advances in Machine Tool Design and Research. Proceedings of the 10th International M.T.D.R. Conference, University of Manchester.
- Steffens, K. (1983).** *Thermomechanik des Schleifens.* Dissertation, RWTH Aachen.
- Steffens, K.; Föllinger, H. und König, W. (1985).** *A New Approach for Investigating Dynamic Effects in Grinding.* Annals of the CIRP, Ausgabe 34(1), Seiten 267 – 270.
- Stépán, G. und Insberger, T. (2001).** *Machine Tool Vibrations.* Research News of the Budapest University, Ausgabe 1, Seiten 3–10.
- Studer-AG (2000).** *Studer-Schleifdaten.* Studer AG, Thun/Schweiz.
- Takens, F. (1980).** *Detecting Strange Attractors in Turbulence.* Proc. of Structural Dynamics, Lecture notes in Mathematics, Ausgabe 898, Seiten 366–381.

- Taylor, F.W. (1907).** *On the Art of Cutting Metals.* Transactions of the ASME, Ausgabe 28, Seiten 31–35.
- Tellbüscher, E. (1986).** *Konstruktion von Dämpfern und deren Einsatz an Rundschleifmaschinen.* Dissertation, Universität Hannover.
- Thöing, W. (1956).** *Untersuchungen über das Abrichten von Schleifscheiben mit Diamantwerkzeugen.* Dissertation, TU Braunschweig.
- Thompson, R. A. (1992).** *On the Doubly Regenerative Stability of a Grinder: The Effect of Contact Stiffness and Wave Filtering.* Journal of Engineering for Industry, Ausgabe 114, Seite 53 ff.
- Thusty, J. und Ismail, F. (1981).** *Basic Non-Linearity in Machining Chatter.* Annals of the CIRP, Ausgabe 30/1, Seiten 299–304.
- Tobias, S. A. (1961).** *Schwingungen an Werkzeugmaschinen.* Carl Hanser Verlag, München.
- Tönshoff, H.-K. (1993).** *Grundlagen der Werkzeugmaschinen.*
- Tönshoff, H.-K. (1995).** *Spanen.* Springer-Verlag, Berlin Heidelberg.
- Tönshoff, H.-K.; Denkena, B.; Jacobsen, J.; Heimann, B.; Schütte, O.; Grudzinski, K. und Bodnar, A. (2003).** *Nonlinear Dynamics of an External Cylindrical Grinding System and a Strategy for Chatter Compensation.* 4th International Symposium on Investigation of Non-Linear Dynamic Effects in Production Systems, Chemnitz, Germany.
- Tönshoff, H.-K. und Hinkenhuys, H. (1997).** *Prozeß- und Strukturanalyse dynamisch-nichtlinearer Feinbearbeitungssysteme: Industrie-Umfrage Zu "Schwingungen Beim Schleifen Von Rotationssymmetrischen Bauteilen,„.* In Inst. f. Fabrikanlagen, Uni Hannover, editor, Untersuchung nichtlinear-dynamischer Effekte in Produktionstechnischen Systemen: 1.Symposium, Hannover. Volkswagen-Stiftung.
- Tönshoff, H.-K. und Inasaki, I. (2001).** *Sensors in Manufacturing.* Wiley-VCH, Weinheim.
- Tönshoff, H.-K.; Peters, J.; Inasaki, I. und Paul, T. (1992).** *Modelling and Simulation of Grinding Processes.* Annals of the CIRP, Ausgabe 41/2, Seiten 677–688.
- Tschätsch, H. (1999).** *Praxis der Zerspantechnik - Verfahren, Werkzeuge, Berechnung.* Vieweg-Verlag, Braunschweig Wiesbaden.
- Ueda, T.; Tanaka, H.; Torii, A.; Sugita, T. und Matsuo, T. (1993).** *Measurement of Grinding Temperature of Active Grains Using Infrared Radiation Pyrometer with Optical Fiber.* Annals of the CIRP, Ausgabe 42(1), Seiten 405 – 408.
- Varga, G. (1970).** *Schleifscheibenunwucht - Welligkeit und Oberfläche.* Maschinenmarkt, Ausgabe 76(19), Seiten 369–371.
- Varlik, M. (1987).** *Optimierte Prozessführung beim Außenrundeinstechschleifen.* Dissertation, RWTH Aachen.
- Verkerk, J. (1975).** *The Real Contact Length in Cylindrical Plunge Grinding.* Annals of the CIRP, Ausgabe 24/1, Seiten 259–264.
- Vinolas, J.; Biera, J.; Nieto, J.; Llorente, J. I. und Vigneau, J. (1997).** *The Use of an Efficient and Intuitive Tool for the Dynamic Modelling of Grinding Processes.* Annals of the CIRP, Ausgabe 46(1), Seiten 239 – 242.
- Walter, A. (1995).** *Prozeßinterne Optimierungsregelung für das Innenrundscheifen mit unscharfer Logik.* Dissertation, Universität Hannover.
- Weber, T. und Langemeyer, A. (2000).** *Untersuchungen der Temperaturfeldentwicklung im Werkstück beim Schleifen.* In Jahrbuch Schleifen, Honen, Läppen und Polieren, volume 59, Seiten 68–78. H.-K. Tönshoff, E. Westkämper, Vulkan-Verlag.

- Webster, J. A.; Marinescu, I. D.; Bennett, R. T. und Lindsay, R. (1994).** *Acoustic Emission for Process Control and Monitoring of Surface Integrity During Grinding.* Annals of the CIRP, Ausgabe 43(1), Seiten 299 – 304.
- Webster, J.; Dong, W. P. und Linsay, R. (1996).** *Raw Acoustic Emission Signal Analysis of Grinding Processes.* Annals of the CIRP, Ausgabe 45(1), Seiten 335 – 340.
- Weck, M. (1975).** *Erfassung und Auswertung von fremd- und selbsterregten Schwingungen (Rattern) und Abhilfemaßnahmen.* Ausgabe Teilbericht 2.2 - C.
- Weck, M. (1998).** *Werkzeugmaschinen, Fertigungssysteme, 5. Aufl.* Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York.
- Weck, M. und Schulz, A. (2001).** *Einfluss von Schwingungen auf den Verschleiß von Schleifscheiben.* wt Werkstattstechnik, Ausgabe 91 H.1, Seiten 43–46.
- Weinert, K. (1976).** *Die zeitliche Änderung des Schleifscheibenzustandes beim Außenrundeinstechschleifen.* Dissertation, TU Braunschweig.
- Werner, G. (1971).** *Kinematik und Mechanik des Schleifprozesses.* Dissertation, RWTH Aachen.
- Wissbrock, H. (1985).** *Untersuchungen zur Fugendämpfung zusammengesetzter Bauteile.* Dissertation, Universität Hannover.
- Xiao, G.; Malkin, S. und Danai, K (1992).** *Intelligent Control of Cylindrical Plunge Grinding.* Proc. of America Control Conference.
- Yegenoglu, K. (1986).** *Berechnung von Topographiekenngrößen zur Auslegung von CBN-Schleifprozessen.* Dissertation, TH Aachen.
- Younis, M. A. (1972).** *Theoretische und praktische Untersuchung des Ratterverhaltens beim Außenrundeinstechschleifen.* Dissertation, RWTH Aachen.
- Zhang, L. C.; Suto, T.; Noguchi, H. und Waida, T. (1993).** *Applied Mechanics in Grinding - III: A New Formula for Contact Length Prediction and a Comparison of Available Models.* Int. Journal of Machine Tool Manufact., Ausgabe 33, No. 4, Seiten 587–597.
- Zitt, U. (1998).** *Modellierung und Simulation von Schleifprozessen.* Dissertation, Universität Kaiserslautern.

Die im Folgenden aufgelisteten, unveröffentlichten Arbeiten entstanden während meiner Zeit am Institut für Mechanik und Mechatronik Zentrum Hannover.

- Baum, Matthias (2001).** CAN-Bus Kommunikation mit einem Servomotor unter MATLAB/Simulink . Studienarbeit.
- Götz, Tino (1998).** Auslegung und Konstruktion eines Zustellantriebs für eine Universalrundscheifmaschine. Studienarbeit.
- Götz, Tino (1998).** Kraftregelung eines Piezotranslators zur Aufnahme einer Maschinenortskurve mittels einer gestuften Sinuskraftanregung. Laborarbeit.
- Meyer, Benno (1999).** Systematische Versuchsplanung in der Mehrkörpersimulation. Diplomarbeit.
- Meyer, Benno (1999).** Fahrdynamik in der Mehrkörpersimulation - Der Elchtest mit ADAMS. Studienarbeit.
- Müller, Gernot (2002).** Aufbau von geregelten Magnet-Aktoren zur Schwingungsanregung. Diplomarbeit.
- Müller, Gernot (2002).** Entwurf von Magnetaktoren. Studienarbeit.

- Niemann, Björn** (1999). Schwingungsanalyse von Werkstück und Schleifscheibe beim Außenrundscheifen mittels Messung und FEM. Studienarbeit.
- Oszwald, Florian** (2001). Entwurf einer Stepped-Sinus Kraftanregung mit geregelter Amplitude zur Ermittlung der dynamischen Nachgiebigkeit eines Systems. Laborarbeit.
- Oszwald, Florian** (2003). Receding-Horizon-Control of a Mobile Base and Manipulator. Bachelorarbeit.
- Richter, Wolfgang** (1998). Experimentelle Analyse des Schwingungsverhaltens einer Außenrundscheifmaschine. Studienarbeit.
- Scheff, Udo** (1999). Analyse des dynamischen Schleifprozesses: Modellbildung, Simulation und Experiment. Diplomarbeit.
- Thien, Holger** (2001). Experimentelle Untersuchung des Einflusses einer Schleifscheibenunwucht auf die Entstehung von Ratterschwingungen beim Außenrundeinstechschleifen. Studienarbeit.
- Herzog, Dirk; Hohl, Andreas und Neubauer, Markus** (2002). Schwingungsmessung unter MATLAB/Simulink . Laborarbeit.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name Oliver Schütte
geboren am 10. Mai 1971 in Hannover
Eltern Gerd-Heiner und Anita Schütte geb. Hampe
Familienstand verheiratet mit Frauke Schütte geb. Braun, Gymnasiallehrerin
Tochter Charlotte, geboren am 24. Sept. 1999
Sohn Hauke, geboren am 30. Mai 2002

Schulbesuche

1977 - 1983 Grundschule und Orientierungsstufe in Hannover
1983 - 1990 Leibnizschule in Hannover, Abschluss: Abitur

Tätigkeiten vor dem Studium

1990 - 1991 Grundwehrdienst als Lkw- und Kfz-Mechaniker

Studium

Okt. 1991 Beginn des Maschinenbaustudiums an der Universität Hannover
Okt. 1993 Abschluss des Vordiploms
April 1997 Abschluss als Diplom-Ingenieur Maschinenbau,
Studienrichtung Mechatronik

Tätigkeiten während des Studiums

1991 - 2000 Übungsleiter im Freizeitsport mit Schwerpunkt Turnen und Kinderturnen
1992 - 1996 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Mechanik
und am Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen

Berufstätigkeit

seit Mai 1997 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Mechanik
im Mechatronik Zentrum der Universität Hannover
März 1999 - Mitarbeiter des Studiendekanats Maschinenbau;
Juli 2003 beauftragt mit der Koordination und Internationalisierung der
Studiengänge Maschinenbau sowie mit der Studieninformation

Hannover, den 25.06.2003