

Analytische und experimentelle Untersuchung instabiler Schwingungen beim Koordinatenschleifen von Taschenkonturen

Prof. Dr.-Ing. **Arno Zürbes**, Technische Hochschule Bingen, Bingen

Bachelor of Engineering **Vladislav Moor**, Studierender MSc Maschinenbau, Technische Hochschule Bingen, Bingen

Dr. rer. nat. **Barbara Wehner**, Günter Effgen GmbH, Herrstein

Prof. Dr.-Ing. **Stefan Maas**, Université du Luxembourg, Luxembourg

Kurzfassung

Der vorliegende Beitrag behandelt die rechnerische und experimentelle Analyse starker Werkzeugschwingungen, die beim Koordinatenschleifen von Taschenkonturen mit schlanken Werkzeugen auftreten und zu Beschädigungen an Werkstücken oder Werkzeugen führen können. Dabei wird davon ausgegangen, dass die Passiv- und Schnittkräfte am Schleifwerkzeug analog zu einer Kräftekonstellation von Normal- und Reibkräften mit dem Coulombschen Reibgesetz aufgefasst werden können. Mit dieser Annahme wird ein Zweifreiheitsgradmodell entwickelt, an dem gezeigt wird, dass sich ein Werkzeug ohne äußere Dämpfung in einer 90° -Ecke grundsätzlich in einem dynamisch instabilen Zustand befindet, dass also reibungsinduzierte selbsterregte Schwingungen zu erwarten sind.

Das entsprechende Modell wird anschließend auf einen linienförmigen Werkzeugkontakt in einer kreisförmigen Bearbeitungszone mit Umschließungswinkeln zwischen 0° und 180° erweitert. Hier zeigt sich, dass Mindestreibwerte zur Entstehung instabiler Verhaltens abhängig vom Umschließungswinkel existieren. Diese Mindestreibwerte nehmen bei zunehmenden Umschließungswinkeln bis auf null ab, so dass beim Arbeiten ins Volle mit einem 180° -Umschließungswinkel analog zur 90° -Ecke grundsätzlich instabiles Verhalten vorliegt, wenn äußere Dämpfungen vernachlässigt werden.

Die analytischen Untersuchungen werden von numerischen Simulationen mit einem reibungsbehafteten elastischen MKS-Modell begleitet, die das Auftreten selbsterregter aufklingender Schwingungen mit Abheben und Anschlagen des Werkzeuges aufzeigen, wobei sehr große Schwingwege und sehr hohe Beschleunigungen beim Anschlagen resultieren. Das

Auftreten dieser starken selbsterregten Schwingungen wird an zwei verschiedenen Versuchsaufbauten messtechnisch nachgewiesen und dabei wird festgestellt, dass die selbsterregten Schwingamplituden mit zunehmender Drehzahl tendenziell größer werden.

Abstract

This paper deals with the computational and experimental analysis of strong tool vibrations that occur during coordinate grinding of pocket contours with slim tools and can lead to damage to workpieces or tools. It is assumed that the passive and cutting forces on the grinding tool can be understood analogously to a force constellation of normal and frictional forces with Coulomb's law of friction. With this assumption, a two-degree of freedom model is developed, which shows that a tool without external damping is basically in a dynamically unstable state in a 90° corner, i.e. that friction-induced self-excited vibrations are to be expected.

The corresponding model is then extended to a linear tool contact in a circular machining zone with enclosing angles between 0° and 180° . This shows that minimum coefficients of friction exist for the formation of unstable behavior depending on the enclosing angle. These minimum coefficients of friction decrease to zero with increasing enclosing angles, so that when working in full with a 180° enclosing angle analogous to the 90° corner, there is basically unstable behavior if external damping is neglected.

The analytical investigations are accompanied by numerical simulations with a frictional elastic MBS model, which show the occurrence of self-excited resounding vibrations with lifting and striking of the tool, resulting in very large vibration paths and very high accelerations during impact. The occurrence of these strong self-excited oscillations is measured on two different test setups and it is found that the self-excited oscillation amplitudes tend to increase with increasing speed.

1. Einleitung

Das Koordinatenschleifen ist ein spanendes Fertigungsverfahren, das z.B. zum Bearbeiten sprödharter Werkstoffe für optische Bauteile angewendet wird, um räumlich komplexe Strukturen und Kavitäten herzustellen. Dabei werden als Werkzeuge sogenannte Schleifstifte verwendet, die z.B. auf Fünfachmaschinen eingesetzt werden und ähnlich aufgebaut sind wie Fingerfräser (vgl. Bild 1) [1], [2], [3].

Nach Aussagen von Anwendern dieser Technologie kann es beim Herstellen von „Taschenkonturen“ insbesondere in den Eckenbereichen zu einem sehr starken Aufschwingen des Werkzeuges kommen, sodass entweder das Werkzeug oder das Werkstück beschädigt

werden. Dieser Effekt kann insbesondere dann auftreten, wenn es sich um lange schlanke Werkzeuge handelt, die zur Bearbeitung tiefer Taschen mit kleinen Radien notwendig sind.

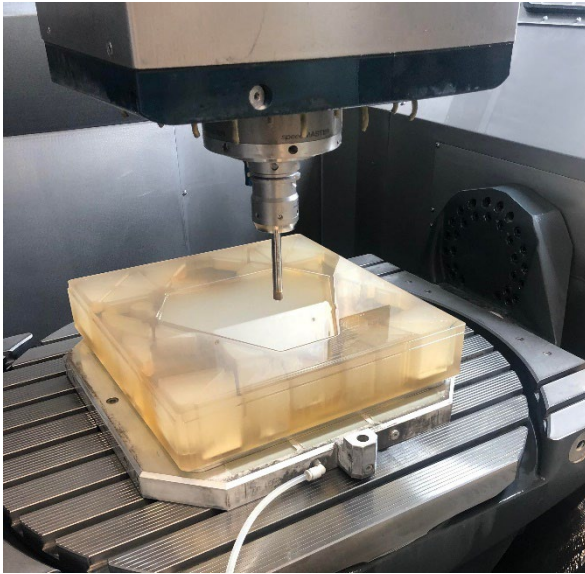


Bild 1: Fertigungsprozess Koordinatenschleifen von Zerodur

2. Analytisches Zweifreiheitsgradmodell

Zu der oben beschriebenen Schwingungsproblematik wurde von den Autoren vermutet, dass es sich um instabile Schwingungen handeln könnte, die durch die gleichzeitige Krafteinwirkung in zwei Richtungen auf das Werkzeug angeregt werden. Zur vereinfachten theoretischen Analyse wird der Eingriff eines rotierenden Werkzeuges in einer 90°-Ecke des Werkstücks über Kontaktsteifigkeiten abgebildet, was ein ähnlicher Ansatz ist, wie bei Minimalmodellen, die aus Untersuchungen zum Bremsenquietschen bekannt sind [4]. Damit entsteht nach Bild 2 ein ebenes gekoppeltes Zweifreiheitsgradmodell und in den korrespondierenden Bewegungsgleichungen treten die jeweils an zwei Flanken wirkenden Kraftkomponenten Passivkraft (Normalkraft) und Schnittkraft (Tangentialkraft) auf, wobei die Rückstellkraft durch die Schaftsteifigkeit des Werkzeuges zunächst vernachlässigt wird. Dabei soll die Schnittkraft analog zum Coulombschen Reibgesetz in Abhängigkeit der Passivkraft angenommen werden:

$$F_S = F_R = \mu * F_N = \mu * F_P \quad (1)$$

In der Schleiftechnik wird der Koeffizient μ auch als Schleifkraftverhältnis bezeichnet [5]. Die Größe des Schleifkraftverhältnisses bzw. des Reibwertes hängt dabei u.a. vom Schleifmittel, der Körnung des Schleifmittels, dem Werkstückwerkstoff und auch vom Verschleißzustand des Werkzeuges ab.

Modell: Werkzeug in 90°-Ecke

Freischnitt des Werkzeugs in 90°-Ecke

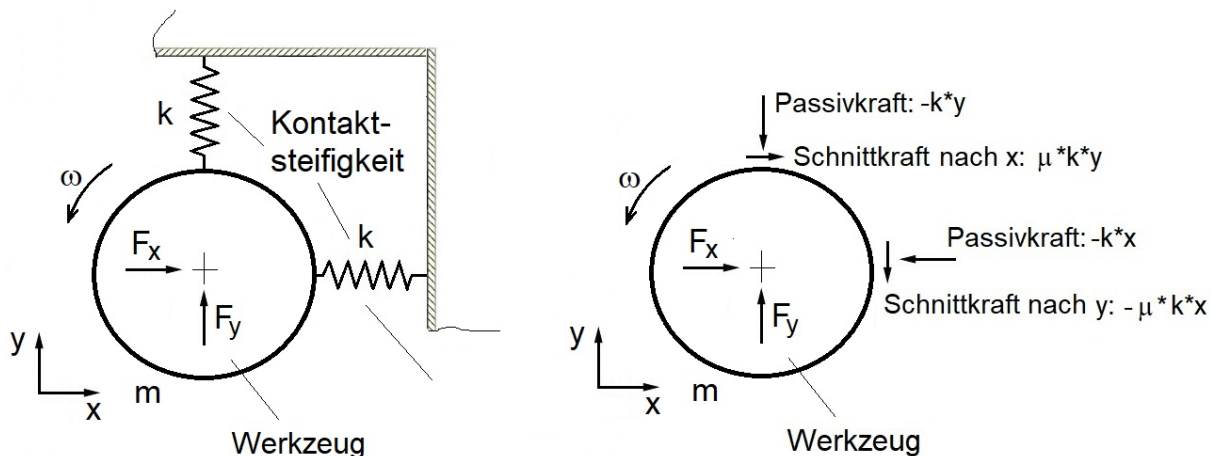


Bild 2: Links: Modell eines Schleifwerkzeugs im Kontakt in einer 90°-Ecke (von oben)
Rechts: Freischnitt des Werkzeugs mit wirkenden Kräften

Die Bewegungsgleichungen des Systems in x - bzw. y - Richtung können entsprechend den in Bild 2 rechts auftretenden Kräften aufgebaut werden und resultieren zu:

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot x - \mu \cdot k \cdot y = F_x \quad (2)$$

$$m \cdot \ddot{y} + k \cdot y + \mu \cdot k \cdot x = F_y \quad (3)$$

Um das Eigenverhalten (Eigenschwingungen) zu analysieren, werden die äußeren Störkräfte F_x, F_y zu Null gesetzt und die Gleichungen in einer 2×2 - Matrixdarstellung formuliert:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -\mu k \\ \mu k & k \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

Es folgt eine Schwingungsdifferentialgleichung mit einer schief-symmetrischen Steifigkeitsmatrix, für die sich im Eigenwertproblem 2 Paare konjugiert komplexer Eigenwerte ergeben. Von diesen insgesamt 4 Eigenwerten besitzen zwei Eigenwerte positive Realteile, die das Aufklingen einer Schwingung beschreiben. Dies entspricht negativen Dämpfungen, wobei der negative modale Dämpfungskoeffizient im vorliegenden Fall im Bereich relevanter μ - Werte (Werte kleiner 1) ungefähr den Wert $D \approx -\mu/2$ besitzt.

Dieses vereinfachte Modell ist also bei Reibwerten größer Null unmittelbar als instabiles Schwingungssystem anzusehen, bei dem aufklingende Schwingungen zu erwarten sind.

3. Erweiterung des Zweifreiheitsgradmodells auf eine kontinuierliche runde Kontaktzone mit beliebigem Umschließungswinkel zwischen 0° und 180°

Im nächsten Schritt soll der Effekt der Instabilität weiter untersucht werden, indem ein zylindrisches Schleifwerkzeug betrachtet wird, das sich in einer runden Kontaktzone mit einem Gesamtumschließungswinkel β an ein Werkstück mit gleichem Radius r anschmiegt. Die entsprechende Kontaktzone wird über eine linienförmige Kontaktsteifigkeit \hat{k} zwischen Werkzeug und Werkstück repräsentiert (Bild 3 links). Die Kraftwirkung der Kontaktsteifigkeit wird dabei an einem differentiellen Winkелеlement $d\alpha$ in einer Winkellage α betrachtet (Bild 3 rechts).

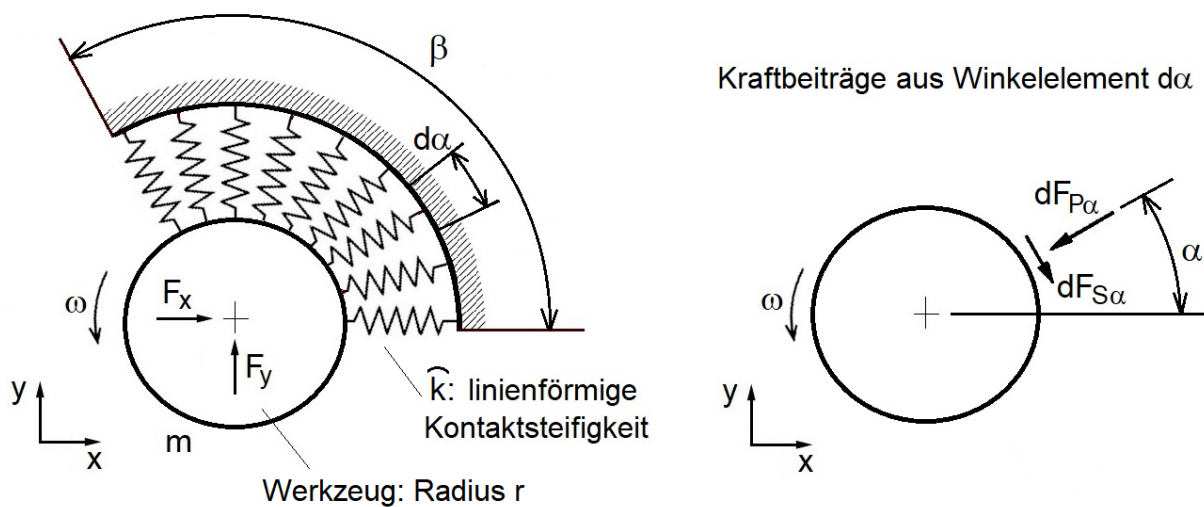


Bild 3: Links: Modell eines Schleifwerkzeuges in einer runden Kontaktzone
Rechts: Freischnitt des Werkzeuges mit differentiellen Kraftbeiträgen am Winkелеlement $d\alpha$

Zunächst wird die Bewegungsgleichung des Systems bei Anordnung einer unter Winkel α schräg angeordneten Feder k im $x - y$ - Koordinatensystem betrachtet:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + k * \begin{bmatrix} \cos^2 \alpha & \cos \alpha * \sin \alpha \\ \cos \alpha * \sin \alpha & \sin^2 \alpha \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\Rightarrow \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} = -k * \begin{bmatrix} \cos^2 \alpha & \cos \alpha * \sin \alpha \\ \cos \alpha * \sin \alpha & \sin^2 \alpha \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} \quad (6)$$

Aufgelöst in Einzelgleichungen ergibt sich:

$$m\ddot{x} = -k * \cos^2 \alpha * x - k * \cos \alpha * \sin \alpha * y = F_{P\alpha x} \quad (7)$$

$$m\ddot{y} = -k * \cos \alpha * \sin \alpha * x - k * \sin^2 \alpha * y = F_{P\alpha y} \quad (8)$$

Die beiden rechten Seiten der Gleichungen (7) und (8) sind also die rückstellenden Federkräfte einer schräg angeordneten Feder bzw. die Passivkraftkomponenten des Werkzeuges im $x - y$ - Koordinatensystem (siehe auch Bild 4).



Bild 4: Links: Rückstellende Passivkraft (Federkraft) mit Komponenten in x - und y - Richtung
Rechts: Schnittkraftkomponenten basierend auf den Passivkraftkomponenten

Nun sollen die Schnittkraftkomponenten (Reibkraftkomponenten) nach dem Coulombschen Reibgesetz basierend auf den Passivkraftkomponenten aufgebaut werden (Bild 4 rechts). Dabei sind die Orientierungen der Schnittkraftkomponenten entsprechend dem Drehsinn des Werkzeuges festzulegen und es ergibt sich:

$$F_{S\alpha x} = -\mu * F_{P\alpha y} = \mu * k * \cos \alpha * \sin \alpha * x + \mu * k * \sin^2 \alpha * y \quad (9)$$

$$F_{S\alpha y} = \mu * F_{P\alpha x} = -\mu * k * \cos^2 \alpha * x - \mu * k * \cos \alpha * \sin \alpha * y \quad (10)$$

Nun werden die Schnittkraftkomponenten auf die linke Seite der Bewegungsgleichung gebracht und den Komponenten der Passivkraft der Gleichungen (7) und (8) in der Steifigkeitsmatrix hinzugefügt, so dass folgende Gesamtsteifigkeitsmatrix entsteht:

$$K_{ges} = k * \begin{bmatrix} \cos^2 \alpha - \mu \cos \alpha * \sin \alpha & \cos \alpha * \sin \alpha - \mu \sin^2 \alpha \\ \cos \alpha * \sin \alpha + \mu \cos^2 \alpha & \sin^2 \alpha + \mu \cos \alpha * \sin \alpha \end{bmatrix} \quad (11)$$

Diese Betrachtung wird bezüglich einer in der Kontaktzone kontinuierlich verteilten Steifigkeit auf einen differentiellen Passivkraftanteil übertragen (Bild 3) und führt zu einem korrespondierenden Beitrag in der Steifigkeitsmatrix mit den Koeffizienten wie in Gleichung (11):

$$\tilde{K}_{\alpha} = \hat{k} * r * d\alpha \begin{bmatrix} \cos^2 \alpha - \mu \cos \alpha * \sin \alpha & \cos \alpha * \sin \alpha - \mu \sin^2 \alpha \\ \cos \alpha * \sin \alpha + \mu \cos^2 \alpha & \sin^2 \alpha + \mu \cos \alpha * \sin \alpha \end{bmatrix} \quad (12)$$

Die Gesamtsteifigkeitsmatrix der Kontaktzone wird durch Integration der Koeffizienten über den Gesamtumschließungswinkel β ermittelt.

$$\tilde{K} = \hat{k} * r * \begin{bmatrix} \int_0^{\beta} (\cos^2 \alpha - \mu \cos \alpha * \sin \alpha) d\alpha & \int_0^{\beta} (\cos \alpha * \sin \alpha - \mu \sin^2 \alpha) d\alpha \\ \int_0^{\beta} (\cos \alpha * \sin \alpha + \mu \cos^2 \alpha) d\alpha & \int_0^{\beta} (\sin^2 \alpha + \mu \cos \alpha * \sin \alpha) d\alpha \end{bmatrix} \quad (13)$$

Aus der Integration folgt für die Gesamtsteifigkeitsmatrix:

$$\tilde{K} = \hat{k} * r * \begin{bmatrix} \frac{1}{2}\beta + \frac{1}{4}\sin(2\beta) - \mu\frac{1}{2}\sin^2\beta & \frac{1}{2}\sin^2\beta - \mu\left(\frac{1}{2}\beta - \frac{1}{4}\sin(2\beta)\right) \\ \frac{1}{2}\sin^2\beta + \mu\left(\frac{1}{2}\beta + \frac{1}{4}\sin(2\beta)\right) & \frac{1}{2}\beta - \frac{1}{4}\sin(2\beta) + \mu\frac{1}{2}\sin^2\beta \end{bmatrix} \quad (14)$$

Es zeigt sich, dass ein μ - Beitrag in den Nebendiagonalelementen der Steifigkeitsmatrix unterschiedliches Vorzeichen hat. Damit sind die Nebendiagonalelemente nicht identisch, sodass wiederum die Möglichkeit besteht, dass die Eigenwerte aus der Schwingungsdifferentialgleichung positive Realteile aufweisen und instabiles Systemverhalten vorliegt. Bei der Eigenwertberechnung mit Hilfe eines Eigenwertlösers ergeben sich unterschiedliche Stabilitätsgrenzen für die Reibkoeffizienten μ in Abhängigkeit des Gesamtwinkels β , die in Bild 5 aufgetragen sind.

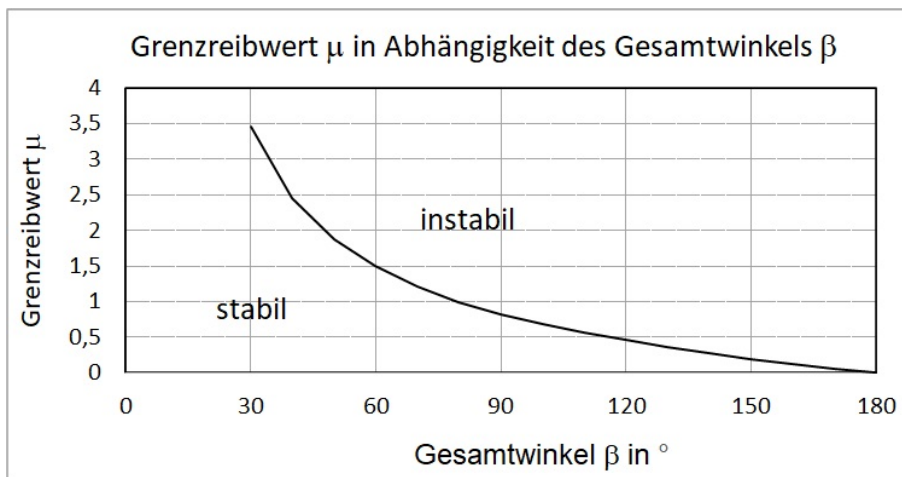


Bild 5: Grenzreibwerte der Stabilität in Abhängigkeit des Gesamtwinkels (oberhalb der Kurve liegt Instabilität vor, unterhalb der Kurve ist das System stabil)

Es ist erkennbar, dass bei ca. 80° Gesamtwinkel der Grenzreibwert zur Instabilität bei 1 liegt, bei größeren Gesamtwinkeln nimmt der Grenzreibwert bis auf 0 bei einem Gesamtwinkel von 180° ab. Für kleine Gesamtwinkel ist damit nicht mit Instabilitäten zu rechnen, da die Grenzreibwerte unrealistisch groß werden müssten, bei Gesamtwinkeln größer 90° wären dagegen Instabilitäten möglich. Besonders kritisch bezüglich Instabilität wäre entsprechend dieser Betrachtung das Arbeiten ins Volle mit einem Gesamtumschließungswinkel von 180° , da hier für beliebige $\mu > 0$ Instabilität auftritt, analog wie es bei der 90° -Ecke nach Kap. 2 vorliegt.

Beispielhaft wurden die Eigenwerte, die im Realteil den Dämpfungswert und im Imaginärteil die Eigenfrequenz enthalten, für ein Zweifreiheitsgrad-Modellsystem mit einem 120° -Umschließungswinkel in Abhängigkeit des Reibwertes ohne äußere Dämpfungen mit einem Eigenwertprogramm berechnet und in Bild 6 dargestellt:

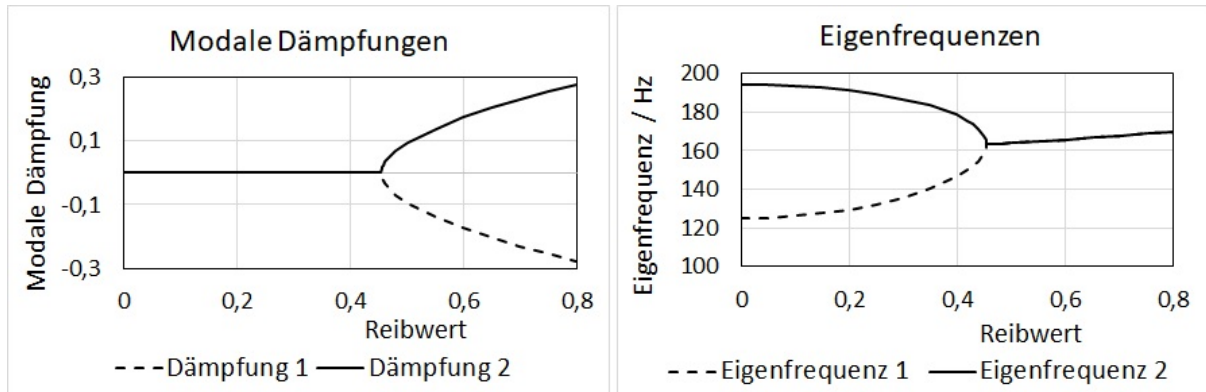


Bild 6: Modale Dämpfungen (links) und Eigenfrequenzen (rechts) in Abhängigkeit des Reibwertes bei einem Gesamtwinkel $\beta = 120^\circ$ (System ohne äußere Dämpfungen)

Es ist erkennbar, dass bis zu einem Reibwert von ca. 0,45 keine Instabilität vorliegt (Dämpfungswerte 0), während bei Reibwerten größer 0,45 sowohl ein negativer als auch ein positiver Dämpfungskennwert, also instabiles Verhalten, auftritt. Für die Eigenfrequenzen gibt es bei Reibwerten kleiner 0,45 aufgrund der ungleichen Gesamtsteifigkeiten in den beiden Richtungen verschiedene Eigenfrequenzen, die sich mit wachsendem Reibwert einander annähern und beim Reibwert 0,45 einen gemeinsamen Wert annehmen, der bei weiterer Erhöhung des Reibwertes leicht ansteigt.

4. Simulationsrechnungen mit einem elastischen MKS-Modell

Um ein realitätsnäheres Rechenmodell zu untersuchen, wurden Parameterstudien mit einem reibungsbehafteten elastischen MKS-Modell entsprechend Bild 7 durchgeführt.

In den Simulationsrechnungen mit dem reibungsbehafteten elastischen MKS-Modell zeigen sich für größere Umschließungswinkel und größere Reibwerte eindeutig aufklingende reibungsinduzierte Schwingungen.

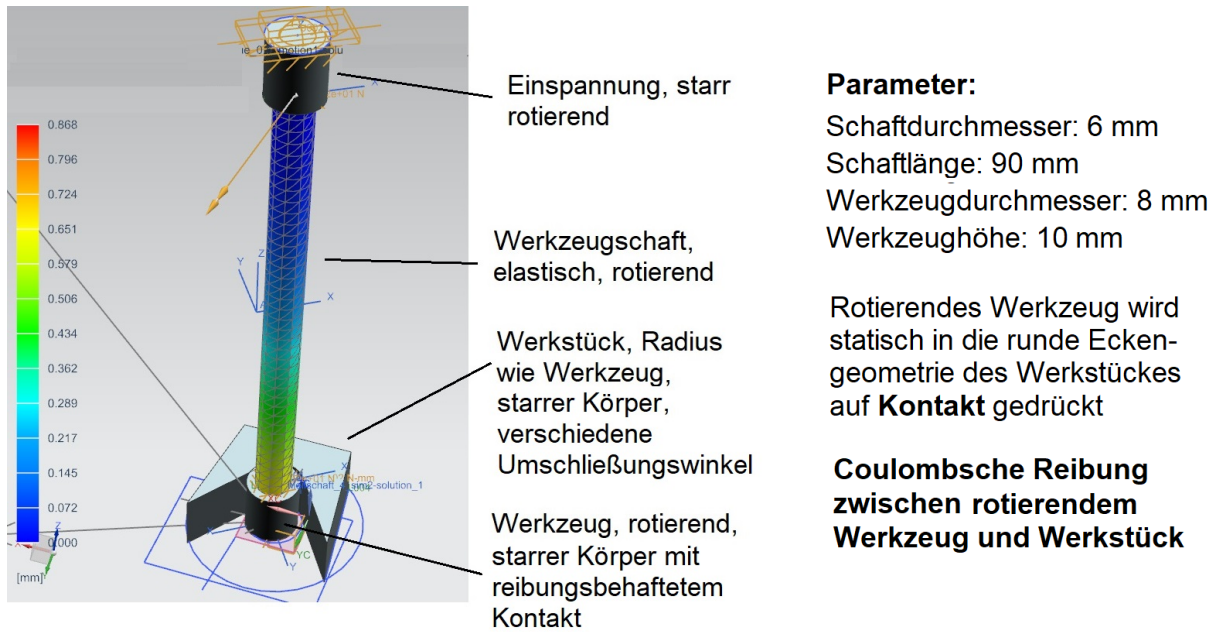


Bild 7: Reibungsbehaftetes elastisches MKS-Modell zur Stabilitätsuntersuchung beim Taschenschleifen

Diese können für das vorliegende Modell Gesamtschwingwege von mehreren Millimetern erreichen und sind durch ein regelmäßiges Abheben und Anschlagen des Werkzeuges am Werkstück charakterisiert, wobei die Schwingfrequenzen zwischen 550 Hz und 700 Hz liegen (Bild 8). Im Vergleich dazu beträgt die 1. Biegeeigenfrequenz des eingespannten Werkzeuges mit freiem Ende im Simulationsmodell ca. 370 Hz, so dass sich bei den reibungsinduzierten Schwingungen Frequenzen deutlich oberhalb der ersten Biegeeigenfrequenz des eingespannten freien Werkzeuges einstellen.

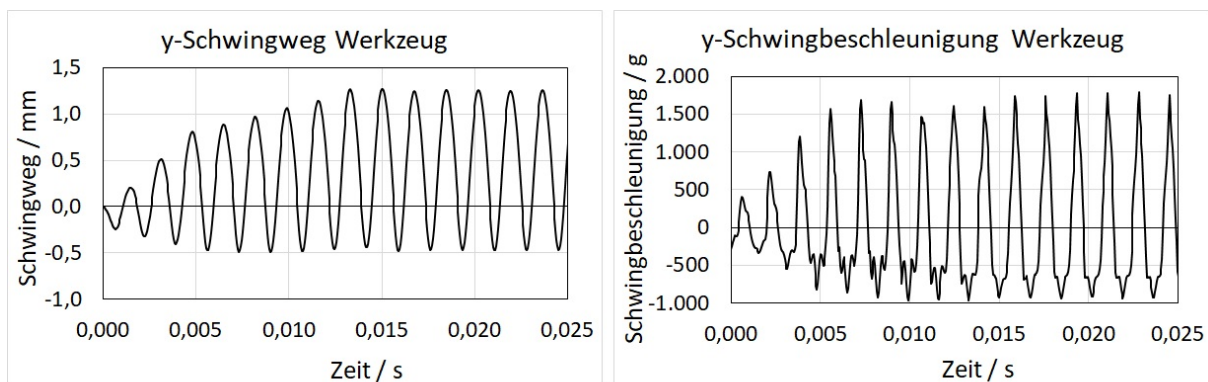


Bild 8: Beispielhafte Ergebnisse von Schwingweg und Schwingbeschleunigung des Werkzeuges bei einer Simulationsrechnung mit Umschließungswinkel 110° und $\mu = 0,52$

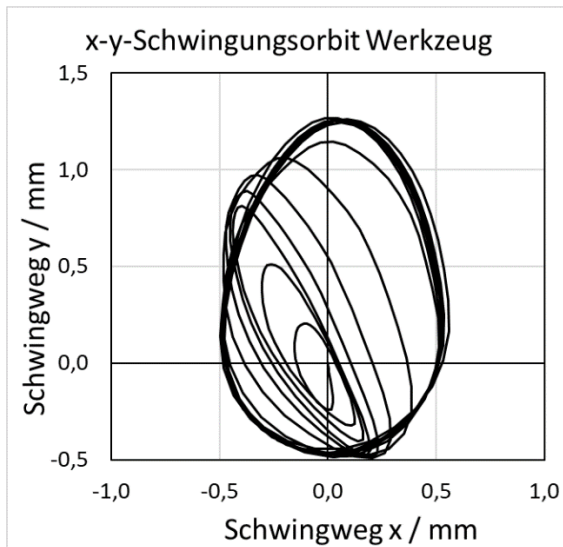


Bild 9: Simulierter Schwingungsortbit ($x - y$ - Bewegung) des Werkzeugmittelpunktes mit ellipsenähnlicher Bewegungsform (x über y) für den Beispielfall

Im Zeitverlauf des Schwingweges der Beispielrechnung mit einer Drehzahl von 6000 1/min (Bild 8 links) erfolgt ein Aufklingen der Schwingung bis zu einem Gesamtschwingweg von ca. 1,8 mm bei einer dominierenden Schwingfrequenz von ca. 570 Hz, wobei die Schwingbewegungen des Werkzeuges dann einen stabilen Grenzzyklus annehmen. Beim Verlauf des Schwingweges (Bild 8 links) zeigt sich das Anschlagen im negativen Wertebereich, während es bei den Beschleunigungen (Bild 8 rechts) an den Überhöhungen im positiven Beschleunigungsbereich mit Maximalwerten bis nahezu 2000 g erkennbar ist. Im negativen Beschleunigungsbereich besteht kein Kontakt und das Werkzeug führt eine freie Schwingung mit wesentlich geringeren Beträgen der Beschleunigung aus. In Bild 9 ist die Schwingbewegung des Werkzeuges in der $x - y$ - Ebene dargestellt, in der ebenfalls das Aufklingen der Schwingbewegung aus der Nulllage zu erkennen ist und nach einigen Schwingzyklen in einen im Uhrzeigersinn durchlaufenen ellipsenähnlichen Grenzorbit mündet, der in diesem Beispiel im Uhrzeigersinn durchlaufen wird, während die Werkzeugdrehrichtung im Gegenuhrzeigersinn gewählt ist. Wird die Werkzeugdrehrichtung im Uhrzeigersinn gewählt, stellt sich ein korrespondierender Grenzorbit im Gegenuhrzeigersinn ein.

5. Messungen an einer kleinen Portalfräsmaschine

Um parallel zu den Simulationsrechnungen auch Messungen durchführen zu können, wurden von der Firma EFFGEN GmbH Schleifstifte (Schaftwerkzeuge) Typ 1A1W mit kubischem Bornitrid (Körnungsgröße B181) als Schleifbelag [3] zur Bearbeitung von Stahlbauteilen hergestellt, deren Schlankheit mit der Schlankheit von Kundenwerkzeugen vergleichbar ist.

Die Länge der Schleifstifte beträgt 120 mm bei einem Schaftdurchmesser von 6 mm und einem Werkzeugdurchmesser von 8 mm (Bild 10, rechts).

Damit besitzen die eingespannten Werkzeuge bei einer freien Länge von ca. 100 mm eine ähnliche Geometrie wie die simulierten Werkzeuge, aus fertigungstechnischen Gründen unterscheiden sich die realen Werkzeuge geringfügig von den simulierten, was aber nur unwesentlichen Einfluss auf das Schwingungsverhalten haben sollte. Zur Versuchsdurchführung wurden spezielle Probewerkstücke (Abmessung 60x50x15 mm, Werkstoff C45, Bild 10, Mitte) mit verschiedenen Eckenkonturen angefertigt und es wurden Schleifversuche auf einer Portalfräse VHF 450 (Bild 10, links) durchgeführt.

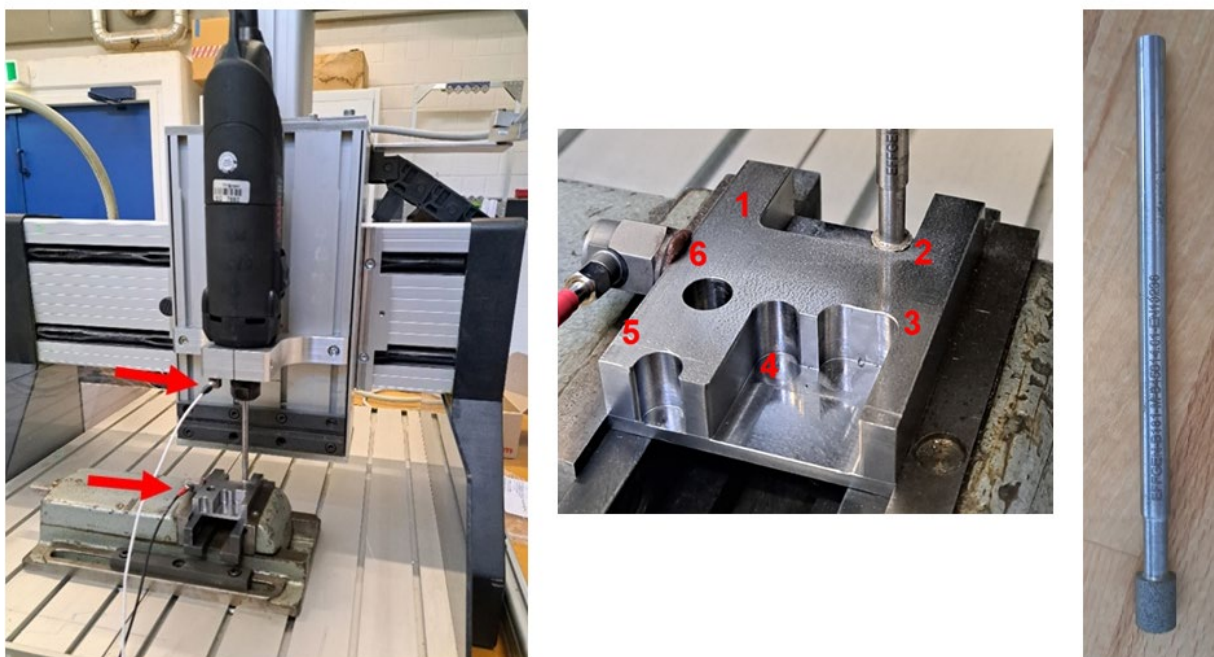


Bild 10: Portalfräsmaschine VHF 450, Probewerkstück aus C45 und Schleifstift der Firma EFFGEN zur Durchführung von Messungen [6]

Neben Beschleunigungsmessungen am Werkstück und an der Werkzeugaufnahme der Maschine konnten auch Schwinggeschwindigkeitsmessungen am Werkzeug oberhalb des Schleifbereiches mit einem Laservibrometer durchgeführt werden.

Das folgende Bild 11 zeigt einen beispielhaften Verlauf der Beschleunigung am Werkstück bei einem Maschinenverfahrenzyklus mit den Abschnitten Verfahren ohne Werkstückkontakt, Kontakt an einer geraden Werkstückkante und Kontakt in einer 90°-Ecke. Hier wird insbesondere erkennbar, dass das Schwingungsniveau im Eckenbereich erheblich höher ist als im Bereich einer geraden Kante [6].

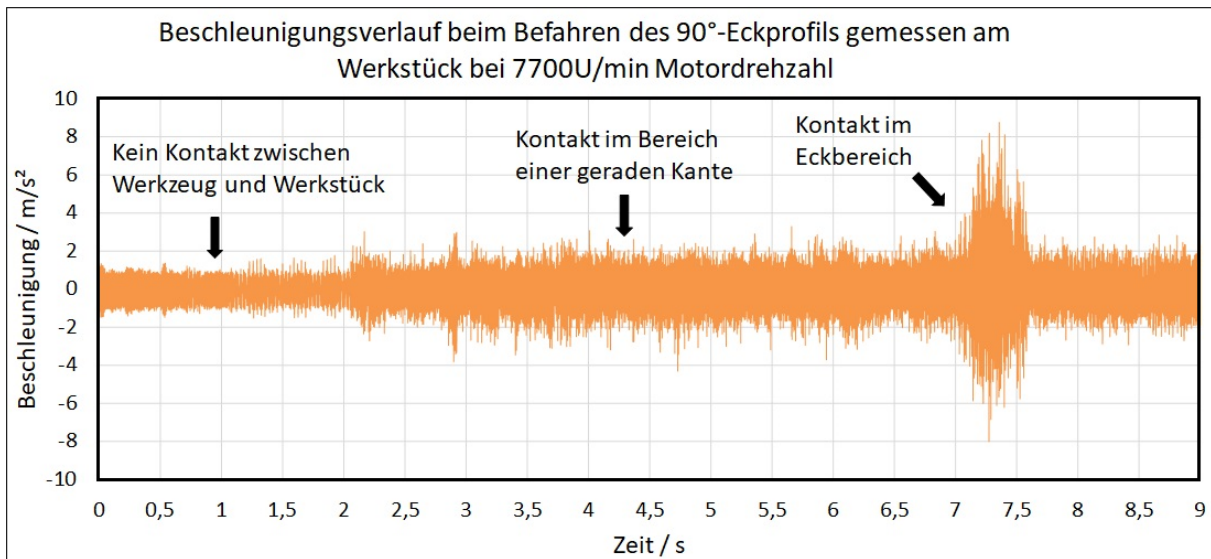


Bild 11: Beschleunigungsmessung am Werkstück während eines Verfahrzyklus der Portalfräsmaschine [6]

6. Vergleich zwischen Simulation mit elastischem MKS-Modell und Versuch in einer 180°-Umschließung (Arbeiten ins Volle)

Zur Verifizierung des MKS-Modells wurden vergleichende Messungen und Berechnungen an einer 180°-umschließenden Werkstückgeometrie des Werkzeuges durchgeführt (siehe Bild 10 Mitte, Stelle 5). Die Simulationen wurden mit dem Modell korrespondierend Kap. 4 und die Messungen mit dem System korrespondierend Kap. 5 durchgeführt. Die Werkzeugdrehzahl war auf ca. 5200 1/min eingestellt, wobei sich ein instabiler Schwingungszustand einstellte, der auch von einer extremen Geräuscentwicklung begleitet war. Bei diesem Versuch erfolgte die Messung der Schwinggeschwindigkeit des Werkzeuges im Schaftbereich oberhalb der Bearbeitungszone mit dem Laservibrometer.

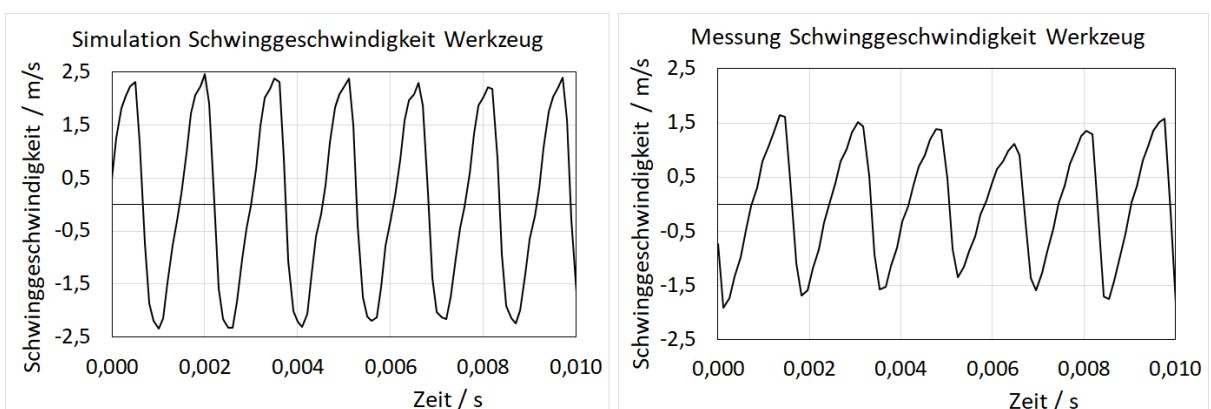


Bild 12: Vergleich der Schwinggeschwindigkeit am Werkzeug zwischen Simulation und Messung in einer 180°-Umschließung (Arbeiten ins Volle)

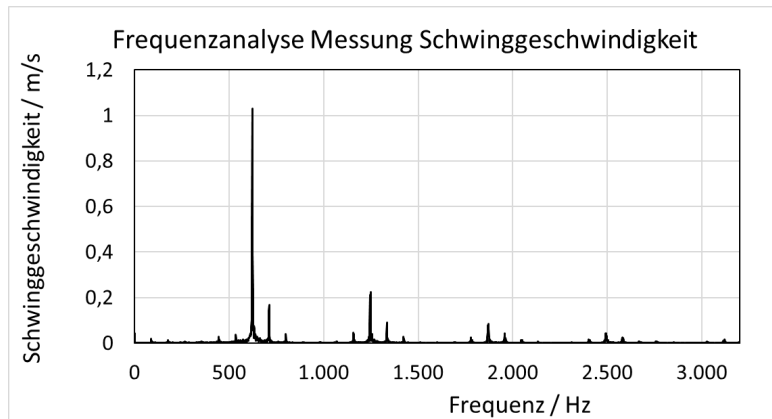


Bild 13: Frequenzanalyse der gemessenen Schwinggeschwindigkeit bei der 180°-Umschließung im instabilen Zustand

Aus Bild 12 ist erkennbar, dass die abfallenden Flanken in den Zeitverläufen der Schwinggeschwindigkeit viel steiler verlaufen als die ansteigenden Flanken, was durch das Anschlagen des Werkzeuges am Werkstück bedingt ist, denn die Werkzeuggeschwindigkeit ändert ihr Vorzeichen durch das Anschlagen sehr schnell. Bei der Messung ist dieser Effekt allerdings deutlich stärker ausgeprägt als in der Simulation, da die Kontaktsteifigkeit in der Simulation aus numerischen Gründen geringer gewählt ist als in der Realität. Weiterhin sind die Maximalwerte in der Simulation größer als in der Messung und die dominierende Frequenz der Bewegung liegt in der Messung bei ca. 620 Hz (siehe Bild 13), während sie in der Simulation etwa 650 Hz beträgt. Im Frequenzspektrum der Messung (Bild 13) sind auch Oberwellen zur dominierenden Schwingfrequenz von 620 Hz erkennbar, die auf ein regelmäßiges Anschlagen des Werkzeuges hinweisen.

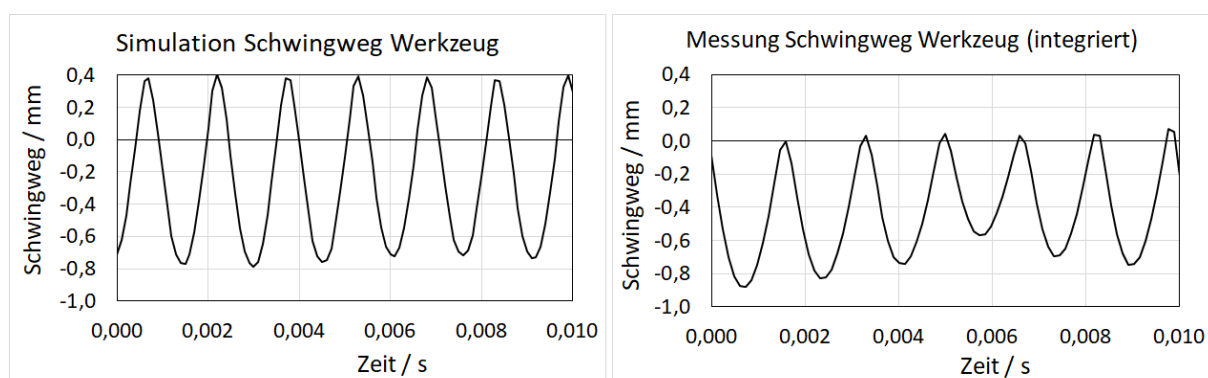


Bild 14: Vergleich Schwingweg Simulation - Messung (numerisch integriert) am Werkzeug bei der 180°-Umschließung

Auch beim Schwingweg (Bild 14) ist der Effekt des Anschlagens im positiven Wertebereich erkennbar, während der negative Wertebereich das freie Ausschlagen des Werkzeuges nach dem Abheben beschreibt. Die Gesamtschwingwege liegen dabei sowohl bei der Simulation als auch bei den durch Integration aus der gemessenen Schwinggeschwindigkeit ermittelten Schwingwegen im Bereich von ca. 1 mm (bei Frequenzen größer 600 Hz wie oben angegeben), wobei die Werte der Simulation größer sind.

Insgesamt lässt sich sagen, dass der Effekt der selbsterregten Schwingungen beim Schleifen von Taschenkonturen im Versuch nachgewiesen werden konnte und dass die Simulationen mit dem reibungsbehafteten elastischen MKS-Modell das Schwingungsverhalten des Werkzeuges qualitativ gut beschreiben können. Optimierungspotential besteht mit Sicherheit noch in der Definition der Kontaktbedingungen, z.B. durch stärker progressiv ansteigende Kontaktkräfte.

7. Weitergehende Untersuchungen

Darüber hinaus wurde eine weitere kleinere Vorrichtung verwendet, um zusätzliche Untersuchungen zu den instabilen Schwingungen durchzuführen (Bild 15). Diese Vorrichtung besteht aus einem Bohrmaschinenständer für Handbohrmaschinen, einer Handbohrmaschine, einem kleinen Kreuztisch, einem sehr schlanken Schleifwerkzeug aus dem Bereich des Modellbaus sowie dem Probewerkstück nach Bild 10.

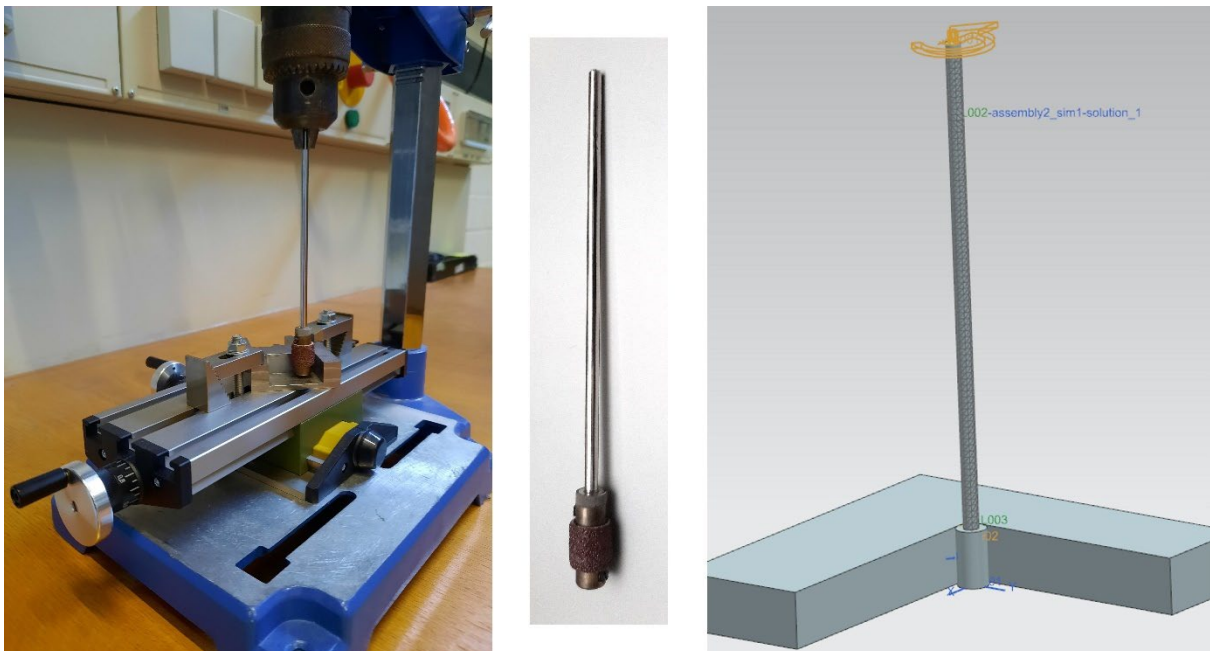


Bild 15: Links: Vorrichtung zur Untersuchung der instabilen Schwingungen

Mitte: Modellwerkzeug (Schafthdurchmesser 4 mm; Gesamtlänge 140 mm)

Rechts: MKS-Simulationsmodell mit Modellwerkzeug und Werkstückecke

Mit dieser Vorrichtung wurden folgende Ergebnisse bei Kontakt in einer 90°-Ecke erzielt:

1. Das Auftreten der instabilen Schwingungen mit Abheben und Anschlagen des Werkzeuges am Werkstück wurde für eine 90°-Ecke bestätigt
2. Simulationen und Messungen mit dem Laservibrometer zeigen qualitativ gute Übereinstimmung der selbsterregten Schwingungen
3. Die Schwingwege der selbsterregten Schwingungen wachsen mit der Werkzeugdrehzahl, die bei den vorliegenden Versuchen zwischen 1200 1/min und 2800 1/min variiert wurde (Bild 16)
4. MKS-Simulationen zu der Vorrichtung zeigen ebenfalls ein Anwachsen der selbsterregten Schwingwege mit der Drehzahl, wobei diese bei ansteigendem Reibwert zu jeweils größeren Grenzwerten streben (Bild 17)

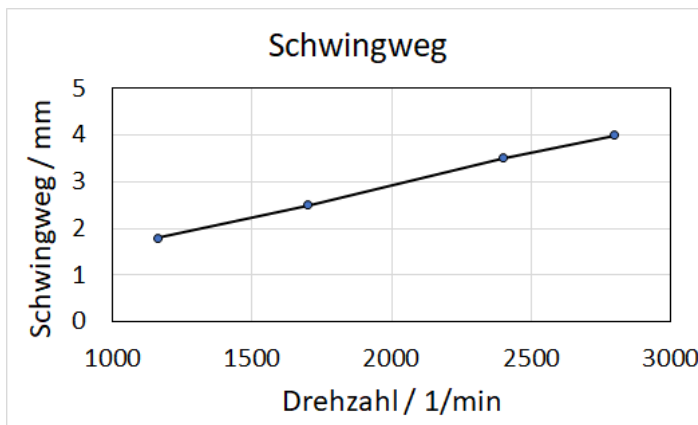


Bild 16: Gemessene Schwingwege (aus Integration) der Modellvorrichtung in Abhängigkeit der Drehzahl an einer 90°-Ecke

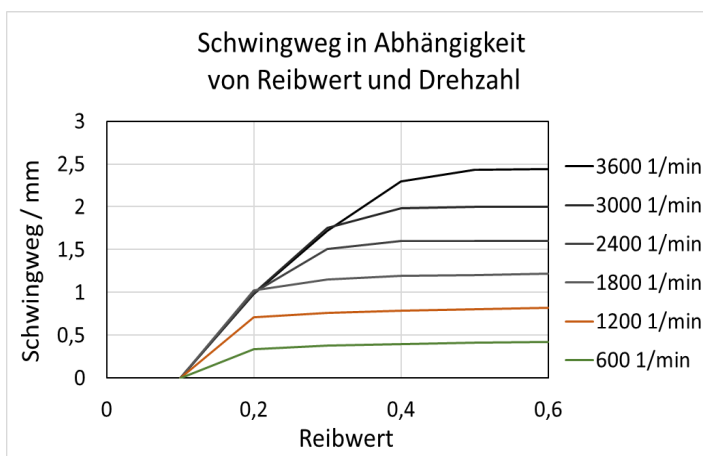


Bild 17: Werkzeugschwingwege aus Simulationsrechnungen zur Modellvorrichtung in Abhängigkeit der Drehzahl und des Reibwertes an einer 90°-Ecke

Die hier beschriebene Vorrichtung ist bewusst so kompakt und leicht aufgebaut, dass sie problemlos von Hand transportiert werden kann und damit der Effekt der selbsterregten Schwingungen im Rahmen der Lehre jederzeit in einem Seminarraum vorgeführt werden kann.

8. Zusammenfassung

Die wesentlichen Ergebnisse des vorliegenden Beitrages sind folgende:

- Die Kräfteverhältnisse an Schleifwerkzeugen können im Hinblick auf Schwingungsbetrachtungen analog zu den Kräften eines gleitenden Systems mit Coulombscher Reibung aufgefasst werden und Schwingungsphänomene beim Schleifen als reibungsinduzierte Schwingungen analysiert werden
- Beim Koordinatenschleifen von Taschenkonturen können insbesondere bei der Verwendung schlanker Werkzeuge in Eckenbereichen oder beim Arbeiten ins Volle instabile Schwingungen auftreten, die auch als reibungsinduzierte Schwingungen interpretiert werden können
- Das Grundprinzip dieser instabilen Schwingungen in Eckenbereichen kann mit einem einfachen Zweifreiheitsgradmodell gezeigt werden
- Analytische Betrachtungen zeigen eine zunehmende Destabilisierung des Werkzeuges mit zunehmenden Umschließungswinkel und wachsendem Reibwert bzw. Schleifkraftverhältnis. Die beiden Größen Reibwert bzw. Schleifkraftverhältnis und Umschließungswinkel wurden als entscheidende Parameter für das Auftreten reibungsinduzierter Schwingungen identifiziert und sollten zu deren Vermeidung im Rahmen des Möglichen niedrig gehalten werden
- Simulationen mit einem flexiblen MKS-Modell mit Reibungseigenschaften bestätigen das mögliche Auftreten instabiler Schwingungen, wobei die dabei auftretenden Schwingungen durch ein regelmäßiges Abheben und Anschlagen des Werkzeuges am Werkstück gekennzeichnet sind
- Die auftretenden Schwingamplituden wachsen tendenziell mit steigender Werkzeugdrehzahl
- Mit zwei verschiedenen experimentellen Aufbauten wurde das Auftreten der oben beschriebenen instabilen Schwingungen experimentell bestätigt, sowohl durch Beschleunigungsmessungen am Werkstück als auch durch Schwinggeschwindigkeitsmessungen am Werkzeug
- Simulationsrechnungen haben gezeigt, dass es empfehlenswert ist, die Bearbeitungsradien ca. 20% größer zu wählen als die Werkzeugradien, wenn es

möglich ist. Damit wurde die rechnerische Stabilitätsgrenze bezogen auf den Reibwert erheblich erhöht, sodass das Auftreten einer Instabilität unwahrscheinlich wird

- Perspektivisch erscheint es sinnvoll, auch weitergehende Schwingungsphänomene beim Schleifen, z.B. Geräuscentstehungsmechanismen beim Außenrundsleifen, ebenfalls mit Hilfe reibungsinduzierter Schwingungen zu analysieren

9. Literaturangaben

- [1] Vogt, C.: Systematische Optimierung von Schleifprozessen für sprödharte Werkstoffe, TU Ilmenau, Dissertation, 2017
- [2] PROKOS: Projektentwicklung zum Koordinatenschleifen sprödharter Werkstoffe, IGF-Projekt 2023 – 2025
- [3] Diamant- und Bornitrid-Innenschleifwerkzeuge, Prospekt, EFFGEN GmbH, Herrstein, 2018
- [4] Hoffmann, N; Fischer, M; Allgaier, R; Gaul, L: A minimal model for studying properties of the mode-coupling type instability in friction induced oscillations, Mechanics Research Communications 29 (4), S. 197 – 205, 2002
- [5] Brinksmeyer, E.: Randschichtverfestigung durch Nutzung des Größeneffekts beim Schleifen, Jahrbuch Schleifen, Honen, Läppen und Polieren, 62. Ausgabe, 2005 Vulkan-Verlag, S. 21-37
- [6] Moor, V.: Untersuchung von reibungsinduzierten selbsterregten Schwingungen beim Koordinatenschleifen, TH Bingen, Masterarbeit, 2023