

# Schwingungsreduzierendes Lagersitzdesign durch gezielte Abstimmung der Gestaltparameter am Beispiel eines Winkelschleifers

C. Sturm, K. Hoelz, L. D. Geyer, S. Matthiesen, T. Gwosch

**INHALT** Die Abstimmung der Komponenten und die gezielte Beeinflussung von Schwingungen in Antriebssträngen durch die Festlegung der Gestaltparameter stellt eine Herausforderung bei der Entwicklung von Antriebssystemen dar. Ziel dieser Arbeit ist daher die gezielte Beeinflussung der radialen Schwingung des Antriebsstrangs eines Winkelschleifers durch Anpassung von Gestaltmerkmalen dessen Lagersitzes zu unterstützen. Dazu wurde der Einfluss der Gestaltmerkmale Rippenhöhe, Rippenstärke und Lagersitzabstand auf die Lagersitzsteifigkeit mit FE-Modellen ermittelt und zur Synthese einer neuen Lagersitzgestalt genutzt. Die veränderte Lagersitzgestalt wurde additiv gefertigt und die radialen Schwingungen auf einem Antriebsstrangprüfstand untersucht. Die veränderte Gestalt zeigt, im Vergleich zu einer kommerziellen Lagersitzgestalt, für eine konstante Drehzahl von 10 000 U/min geringere radiale Schwingungen. Es konnte somit gezeigt werden, dass die radialen Schwingungen eines Antriebsstrangs durch Variation der Gestaltmerkmale des Lagersitzes beeinflusst werden können.

## Vibration-reducing Bearing Seat Design through Systematic Selection of the Design Parameters Using the Example of an Angle Grinder

**ABSTRACT** The tuning of components and specific influencing of vibrations in powertrains by defining the design parameters is a major challenge in the development of powertrain applications. The aim of this work is therefore to support the targeted influencing to the radial vibrations of the drive train of an angle grinder by varying the design characteristics of the bearing seat. For this purpose, the influence of the design features rib height, rib thickness and bearing seat spacing on the bearing seat stiffness was determined with FE models and used to synthesize a new bearing seat design. The changed bearing seat design was additively manufactured and the radial vibrations were investigated on a powertrain test rig. Compared to a commercial bearing seat design, the changed design shows lower radial vibrations for a constant speed of 10 000 rpm. It could thus be shown that the radial vibrations of a powertrain can be influenced by varying the design properties of the bearing seat.

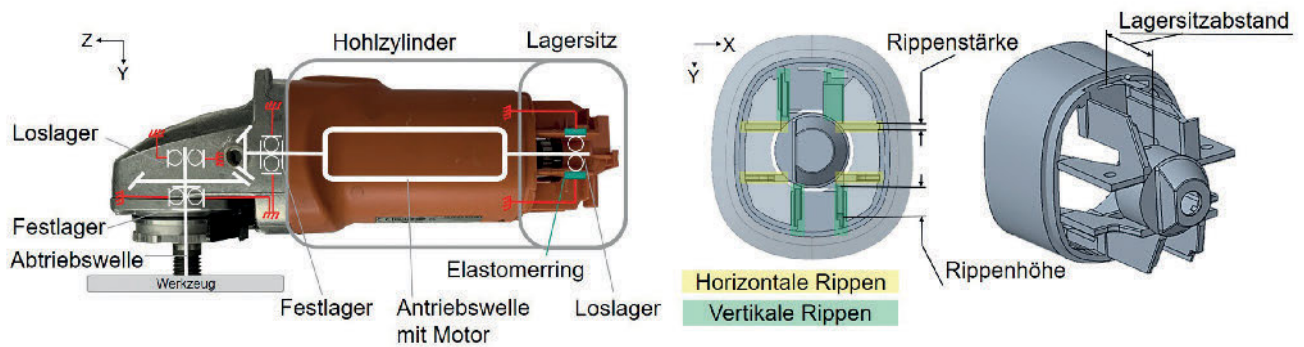
## 1 Einleitung und Stand der Forschung

Schwingungen in Antriebssträngen können zu einer erhöhten Beanspruchung der eingesetzten Bauteile und damit zu einer Verkürzung der Lebensdauer führen. Stehen die Systeme in direktem Kontakt mit dem Anwender können Schwingungen als zusätzliche Beanspruchung auf ihn wirken und dessen Komfort beeinflussen. Im Bereich handgehaltener Geräte ist daher die Reduktion von Schwingungen ein großes Innovationsfeld [1].

Bei Winkelschleifern werden schnell drehende Elektromotoren eingesetzt und damit die Abtriebswelle bei Drehzahlen bis 11 000 U/min betrieben [2]. Der Antriebsstrang wird häufig in einem Polymergehäuse gelagert. Diese weisen im Vergleich zu Metallgehäusen geringe Steifigkeiten auf und müssen daher bei der schwingungstechnischen Auslegung besonders berücksichtigt werden. Der Antriebsstrang eines Winkelschleifers besteht oftmals, wie in **Bild 1** gezeigt, aus einer jeweils fest-los-gelagerten Antriebs- und Abtriebswelle, welche über ein Kegelradgetriebe verbunden sind [2].

Das Kegelradgetriebe beeinflusst die mehraxialen Schwingungen im Gerät. Einerseits werden durch auftretende Stöße in der Verzahnung, beispielsweise durch Geometrieabweichungen, Schwingungen angeregt und andererseits werden wirkende Schwingungen auch in die anderen Raumrichtungen übersetzt. Die Antriebswelle ist daher bei Winkelschleifern oft über einen Elastomerring im Gehäuse gelagert, um Mechanismen zur Dämpfung und Schwingungsisolierung zu nutzen [3].

Um radiale Schwingungen weiter zu reduzieren, können Gestaltigenschaften wie beispielsweise die Gehäusesteifigkeit, Verzahnungsparameter, Lagerungs- oder Lagersitzsteifigkeit verändert werden. Die Herausforderung dabei ist, dass der Einfluss einzelner Gestaltparameter auf die Schwingungsausprägung im Gesamtsystem nicht bekannt ist. Beispielsweise führen kleinere Steifigkeiten des Lagersitzes bei hohen Drehzahlen zwar zu kleineren Kräften in der Lagerung – allerdings wird die Welle auch weniger geführt, wodurch es zu einer stärkeren Anregung in der Verzahnung kommen kann [4].



**Bild 1.** Der Antriebsstrang eines Winkelschleifers (links) sowie der im Polymergehäuse integrierte Lagersitz der Antriebswelle (rechts). Die Steifigkeit kann durch die Gestaltparameter Rippenstärke, Rippenhöhe und Lagersitzabstand beeinflusst werden. Grafik: KIT

Nur wenige Untersuchungen befassen sich mit den Einflüssen der Gestaltparameter der Lagersitze auf die Schwingungen [5, 6]. So wurde der Einfluss von elastischen Lagersitzelementen auf das Verhalten der Motorwelle in [7] theoretisch untersucht. Experimentell wurden in [6] mit einem Prüfstand der Einfluss von Lagersitzvarianten mit unterschiedlichen Elastizitätseigenschaften auf das Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs eines Winkelschleifers untersucht. Hierzu wurden Lagersitzvarianten aus unterschiedlichen Materialien verwendet. Da mit dem Material auch weitere Parameter variiert wurden, konnte der Zusammenhang zwischen der Lagersitzsteifigkeit und radialen Schwingungen noch nicht explizit nachgewiesen werden. Die Steifigkeit beeinflusst die Eigenfrequenz eines Systems. Liegt die Drehfrequenz nahe einer Eigenfrequenz führt dies zu einer Verstärkung von Schwingungen. Liegt die Drehfrequenz oberhalb der Eigenfrequenz und befindet sich das System somit im überkritischen Bereich, kann es zusätzlich zu einer isolierenden Wirkung kommen. Im unterkritischen Bereich kann durch eine Erhöhung der Steifigkeit die Eigenfrequenz von der Drehfrequenz weg verschoben werden. Die Veränderung der Steifigkeit des Lagersitzes beeinflusst somit die radialen Schwingungen und kann diese reduzieren [8]. Die Steifigkeit der Lagersitze kann, wie in Bild 1 gezeigt, beispielsweise durch die Materialauswahl oder durch geometrische Parameter wie die Rippenstärke, die Rippenhöhe und den Lagersitzabstand beeinflusst werden.

## 2 Forschungsziel

Das Ziel der in diesem Beitrag vorgestellten Forschungsarbeit ist es, die gezielte Beeinflussung radialer Schwingungen des Antriebsstrangs eines Winkelschleifers durch Variation von Lagersitzparametern zu unterstützen.

Als Lagersitzparameter werden die Gestaltmerkmale Rippenhöhe, Rippenstärke und Lagersitzabstand untersucht und gezielt variiert.

Die zu prüfende Forschungshypothese ist somit: Durch die Gestaltmerkmale Rippenhöhe, Rippenstärke und Lagersitzabstand am Loslager der Antriebswelle können die radialen Schwingungen beeinflusst werden. Die Prüfung der Hypothese liefert Parameter zur gezielten Beeinflussung der radialen Schwingungen des Antriebsstrangs eines Winkelschleifers. Zusätzlich wird eine methodische Vorgehensweise zur gezielten Beeinflussung radialer Schwingungen aufgezeigt.

## 3 Vorgehensweise

Die Erreichung des Forschungsziels erfolgt in drei Schritten. Im ersten Schritt wurde ein FE-Modell zur Untersuchung der Steifigkeit des Gehäusebauteils mit integriertem Lagersitz aufgebaut. In diesem Modell wurden die Gestaltmerkmale Rippenhöhe, Rippenstärke und Lagersitzabstand variiert und der Einfluss auf die Steifigkeit der Lagerung ermittelt. Ergebnis des Schritts sind die Zusammenhänge zwischen den Gestaltmerkmalen und der Lagersitzsteifigkeit.

Im zweiten Schritt wurden diese Zusammenhänge zur Beeinflussung des Schwingungszustands genutzt. Die Gestaltmerkmale wurden genutzt, um eine bezüglich der Steifigkeit veränderte Lagersitzgestalt zu entwickeln. Dazu wurden sowohl die veränderte Gestalt des Lagersitzes als auch eine Referenzgestalt gefertigt. Als Referenz diente die Bauteilgestalt eines Winkelschleifers (Fein Compact WSG 11–125). Ergebnis des Schritts ist eine bezüglich der Steifigkeit veränderte und gefertigte Gestalt.

Im dritten Schritt wurde die veränderte Gestalt an einem Antriebsstrangprüfstand experimentell untersucht. Es wurden die radialen Schwingungen der veränderten Lagersitzgestalt bezüglich der Referenzgestalt experimentell untersucht. Ergebnis des Schritts sind die radialen Schwingungen der veränderten Gestalt sowie einer Referenzgestalt.

### 3.1 FE-Modell zur Ermittlung der Einflüsse der Gestaltparameter

Zur simulativen Untersuchung wurde ein Finite-Element-Modell mit der Software Abaqus/CAE (Dassault Systems Simulia) erstellt. Da der Stator die radiale Verformung des Hohlzylinders des Polymergehäuses begrenzt, wurde in der Simulation die Verformung des Lagersitzes betrachtet und die Verformung des Hohlzylinders vernachlässigt. Als Kraftangriffsflächen wurden die Innenseiten des Lagersitzes, welcher als Vieleck gestaltet wurde, verwendet und mit einer radialen Kraft belastet. Es wurden die elastischen Materialkennwerte (E-Modul: 2,7 GPa, Dichte: 1 175 kg/m<sup>3</sup>, Querkontraktionszahl 0,35) für das in Kapitel 3.2 verwendete Material zur Fertigung der Gehäusebauteile mit integriertem Lagersitz genutzt. Das Modell wurde mit Tetraeder-Elementen vernetzt. Als Netzgröße wurde eine gestaffelte Vernetzung von 2 mm für den Ansatz des Hohlzylinders und 0,8 mm an den Rippen gewählt. Der Einfluss der Vernetzung wurde geprüft.

Tabelle 1. In der Simulation variierte Gestaltmerkmale.

Unabhängige Gestaltmerkmale	Wert der Referenzgestalt	Variation der Referenzgestalt um	Schrittweite
Höhe der horizontalen Rippen	6,1 mm	$\pm 2,0$ mm	0,5 mm
Höhe der vertikalen Rippen	13,0 mm 12,5 mm	$\pm 2,0$ mm	0,5 mm
Rippenstärke	2,75 mm 2,50 mm	$\pm 2,0$ mm	0,5 mm
Lagersitzabstand	21 mm	$\pm 10$ mm	2 mm

Für die Untersuchung wurden die Gestaltmerkmale Rippenhöhe, Rippenstärke und Lagersitzabstand als unabhängige Variablen in der Simulation variiert. Diese wurden im in **Tabelle 1** gezeigten Wertebereich bezogen zur Referenz verändert.

Die radiale Lagersitzsteifigkeit ist die abhängige Variable. Die radiale Lagersitzsteifigkeit wird aus dem Quotienten aus angreifender Kraft und der Verschiebung an einem Referenzpunkt am Loslagersitz in X und Y-Richtung der Antriebswelle (siehe Bild 1) berechnet.

### 3.2 Veränderung der Lagersitzgestalt zur Beeinflussung radialer Schwingungen

Auf Basis der in der Simulation ermittelten Zusammenhänge zwischen den Gestaltmerkmalen und der Lagersitzsteifigkeit wurde eine veränderte Gestalt des Lagersitzes abgeleitet. Zur Untersuchung der Forschungshypothese wurden Extremwerte der Gestaltparameter verwendet. Sowohl das veränderte Gehäusebauteil mit integriertem Lagersitz als auch die Referenz wurden additiv im Polyjet-Verfahren gefertigt. Als Druckmaterial wurde das Material VeroWhitePlus RGD 835 (Stratasys Ltd.) verwendet. Die Steifigkeiten der gefertigten Gehäusebauteile wurden mit einer Universalprüfmaschine (TeT GmbH, Modell 112) experimentell bestimmt und mit dem aus der Simulation zu erwartenden Stei-

figkeiten abgeglichen. Es wurde eine konstante Belastungsgeschwindigkeit von 0,01 mm/s gewählt. Dazu wurden die gefertigten Gehäusebauteile am Hohlzylinder fest eingespannt und am Loslagersitz sowohl in X- als auch in Y-Richtung jeweils mit 100 N belastet. Aus der Steigung der gemessenen Kraft-Weg-Verläufe wurden die radialen Steifigkeiten berechnet.

Initiale Vergleiche zwischen Simulationsergebnissen und den an der Universalprüfmaschine durchgeführten Versuchen zeigten Abweichungen, daher wurde das E-Modul im Simulationsmodell angepasst (Materialkennwerte E-Modul: 2 GPa, Dichte: 1 170 kg/m<sup>3</sup>) und für die Ermittlung der Einflüsse in Kapitel 4.2 verwendet.

### 3.3 Antriebsstrangprüfstand zur Validierung der veränderten Lagersitzgestalt

Die experimentelle Untersuchung der Gehäusebauteile mit integriertem Lagersitz erfolgte an dem in **Bild 2** gezeigten Antriebsstrangprüfstand. Sowohl die Antriebs- als auch die Abtriebswelle des Referenzgeräts (Fein Compact WSG 11–125) wurden auf einer Grundplatte montiert. Der Elektromotor des Geräts wurde durch einen Antriebsmotor ersetzt. Der Antriebsmotor wurde durch eine Balgkupplung mit der Antriebswelle verbunden. Da die radiale Steifigkeit der Kupplung im Vergleich zur ra-

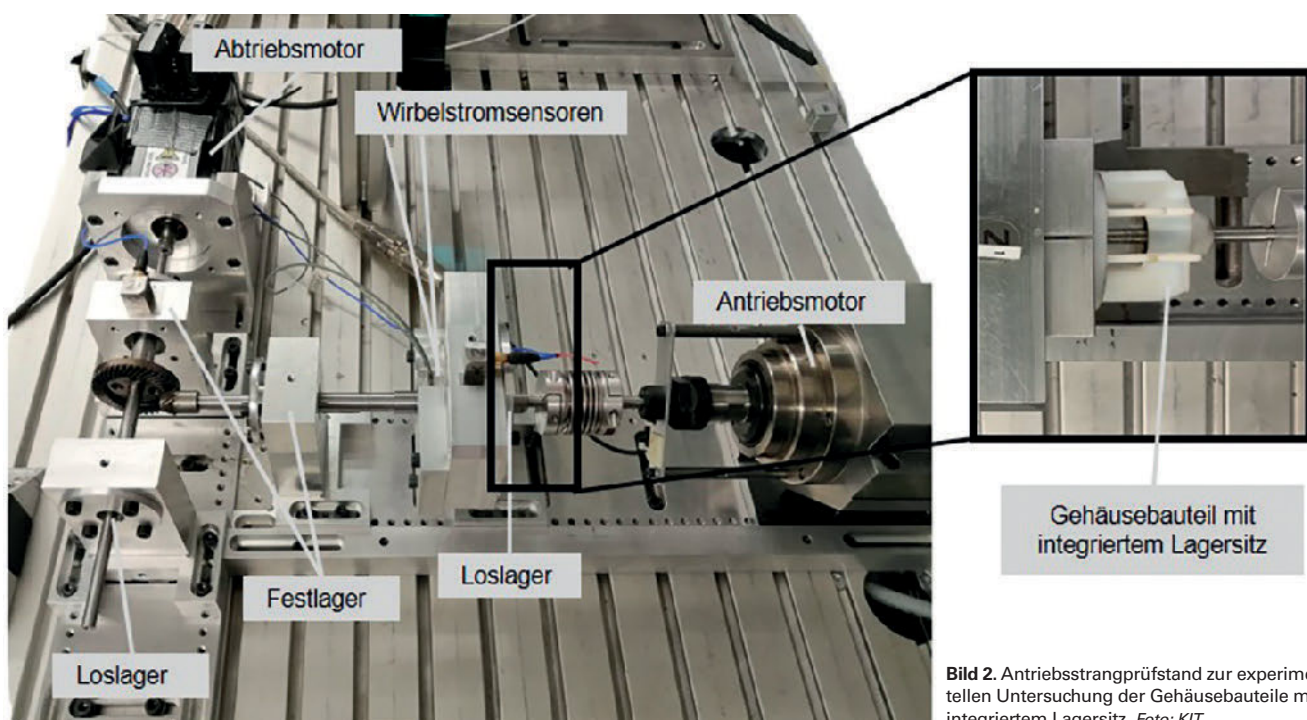


Bild 2. Antriebsstrangprüfstand zur experimentellen Untersuchung der Gehäusebauteile mit integriertem Lagersitz. Foto: KIT

dialen Steifigkeit der Welle und des Loslager gering ist, wurde der Einfluss des Motors auf die radiale Bewegung der Welle klein gehalten und kann damit vernachlässigt werden. Beide Wellen wurden entsprechend dem Referenzgerät jeweils mit einem Loslager (Rillenkugellager NSK 607DD) und einem Festlager (Rillenkugellager NSK 629DD) gelagert. Der Lagerabstand der Antriebswelle entspricht dem eines Winkelschleifers, jedoch wurde der Abstand zwischen Ritzel und Festlager der Antriebswelle vergrößert. Tellerrad und Ritzel wiesen eine Bogenverzahnung auf, wurden aufgepresst und klebend gesichert. Die Montage erfolgte ohne Achsversatz und der Zahneingriff wurde mittels Tuschierpaste kontrolliert. Die Verzahnung wurde vor jedem Versuch mit Fett geschmiert.

Als Prüfzyklus wurde ein Hochlauf (3 s), konstante Drehzahl mit 10 000 U/min an der Antriebswelle (5 s) sowie ein Auslaufen (3 s) verwendet. Die Belastung des Antriebstrangs erfolgte im Hochlauf durch die Trägheit der Wellen. Der Prüfzyklus wurde jeweils acht Mal wiederholt.

Als unabhängige Variable wurden die beiden gefertigten Gehäusebauteile mit integriertem Lagersitz verwendet. Bei beiden Gehäusebauteilen wurde der Abstand der Lager konstant gehalten. In beiden Gehäusebauteilen wurde der Elastomerring des Referenzgeräts zur Lagerung der Antriebswelle verwendet. Die abhängige Variable der Untersuchung ist die radiale Schwingung am Lagersitz des Loslagers der Antriebswelle. Dazu wurde die Bewegung der Welle am Loslager in X und Y-Richtung jeweils über einen Wirbelstromsensor (Micro-Epsilon eddyNCDT 3 100 Wirbelstromsensoren ES08 mit Grenzfrequenz 25 kHz) gemessen. Ein ADwin Pro II System (Hersteller: Jäger Computergesteuerte Messtechnik GmbH) wurde als Regelungs- und Datenerfassungssystem eingesetzt und mit einer Aufnahme­frequenz von 10 kHz aufgezeichnet. Die Daten wurden zuerst mit einem Hochpass-Filter mit 10 Hz und anschließend mit einem 1 000 Hz Tiefpass,

Butterworth Filter 5. Ordnung, gefiltert. Es wurde der gleitende Mittelwert des Betrags über jeweils 1 000 Datenpunkte ausgewertet. Die so aufbereiteten Daten werden im Folgenden gleitender Mittelwert des Betrags der Wellenbewegung genannt.

## 4 Ergebnis

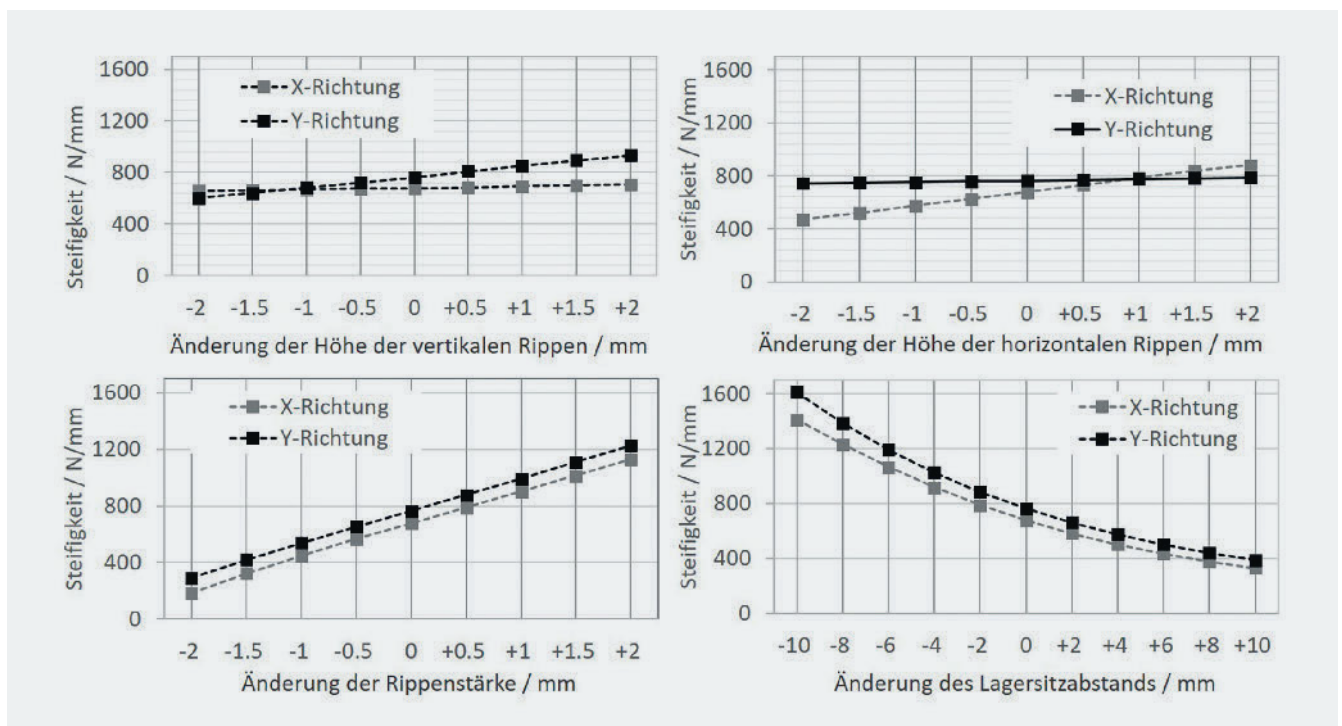
### 4.1 Einfluss der Gestaltparameter auf die Lagersitzsteifigkeit

In **Bild 3** sind die Einflüsse der Gestaltmerkmale Rippenhöhe, Rippenstärke und Lagersitzabstand auf die Steifigkeit des Gehäusebauteils mit integriertem Lagersitz dargestellt. Die Ergebnisse wurden mittels der in Kapitel 3.1 beschriebenen FEM-Simulation erzielt.

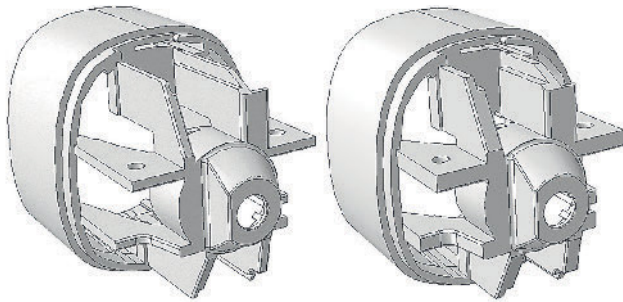
Es ist zu erkennen, dass der Einfluss der Rippenhöhe, sowohl für vertikale als auch horizontale Rippen sowie für die Rippenstärke, linear auf die Steifigkeit ist. Der Einfluss der Rippenhöhe ist für die vertikalen Rippen in Y-Richtung deutlich stärker als in X-Richtung. Für horizontale Rippen ist der Einfluss in X-Richtung stärker als in Y-Richtung. Für den Lagersitzabstand kann kein linearer Zusammenhang zur Lagersitzsteifigkeit erkannt werden. Die Ergebnisse zeigen die Möglichkeiten, in welchem Umfang die untersuchten Gestaltparameter die radialen Lagersitzsteifigkeiten beeinflussen können. Die Ergebnisse stimmen mit analytischen Vorüberlegungen überein.

### 4.2 Veränderte Lagersitzgestalt

Für die Veränderung der Lagersitzgestalt werden die in Kapitel 4.1 beschriebenen Ergebnisse genutzt. Die veränderte Gestalt weist eine Rippenhöhe von +2,0 mm, eine Rippenstärke von



**Bild 3.** Einflüsse der Gestaltparameter Rippenhöhe, Rippenstärke und Lagersitzabstand auf die Steifigkeit des Gehäusebauteils mit integriertem Lagersitz  
Grafik: KIT



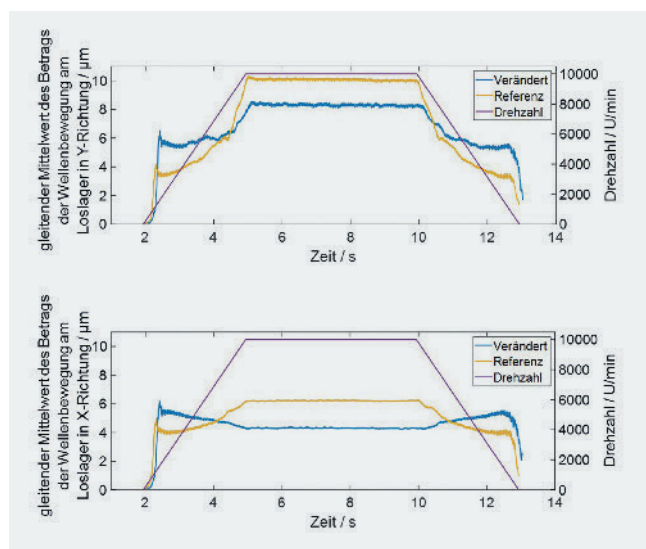
**Bild 4.** Referenzgestalt des Lagersitzes (links) und veränderte Lagersitzgestalt (rechts) Grafik: KIT

**Tabelle 2.** Vergleich der simulativ und experimentell ermittelten Lagersitzsteifigkeiten für die veränderte Lagersitzgestalt und die Referenzgestalt.

	Experiment	FE-Simulation
Steifigkeit der X-Richtung in N/mm		
Veränderte Lagersitzgestalt	1343,1	1538,1
Referenzgestalt	439,0	460,8
Steifigkeit der Y-Richtung in N/mm		
Veränderte Lagersitzgestalt	1350,3	1815,9
Referenzgestalt	533,5	541,8

+1,5 mm sowie einen Lagersitzabstand von -10 mm bezüglich der Referenzgestalt auf. In **Bild 4** ist links die Referenzgestalt und rechts die veränderte Lagersitzgestalt dargestellt.

Zur Verifizierung der Lagersitzsteifigkeiten werden die gefertigten Gehäusebauteil mit integriertem Lagersitz experimentell mit dem in Kapitel 3.2 beschriebenen Vorgehen untersucht. In **Tabelle 2** ist der Vergleich zwischen simulativ und experimentell ermittelten Steifigkeiten dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die mit der Simulation ermittelten Steifigkeiten und die experimentell ermittelten Werte bis zu 13 % voneinander abweichen, jedoch ähnliche Tendenzen aufweisen. Für eine grobe Abschätzung des



**Bild 5.** Vergleich des gleitenden Mittelwerts des Betrags der Wellenbewegungen für die veränderte Lagersitzgestalt und die Referenzgestalt. Die höhere Lagersitzsteifigkeit der veränderten Gestalt sorgt bei konstanter Drehzahl für kleinere Werte, im Hochlauf ist es jedoch umgekehrt. Grafik: KIT

Zusammenhangs zwischen Lagersitzgestalt und Steifigkeit des Gehäusebauteils kann das FE-Modell verwendet werden.

Die Unterschiede zwischen den Experimenten und der FE-Simulation könnten auf die Einspannung des Gehäuses im Experiment sowie auf die additive Fertigung der Gehäusebauteile zurückzuführen sein.

### 4.3 Experimentelle Untersuchung der Lagersitzvarianten

Die Gehäusebauteile mit integriertem Lagersitz wurden an dem Antriebsstrangprüfstand untersucht und die radialen Schwingungen der Antriebswelle am Loslagersitz gemessen. **Bild 5** zeigt beispielhaft für die Referenzgestalt im Hochlauf sowie im Auslauf einen kleineren gleitenden Mittelwert des Betrags der Wellenbewegung, bei der konstanten Drehzahl jedoch einen deutlich höheren Wert als die veränderte Gestalt. Dies ist in beiden Richtungen zu erkennen. Im Vergleich zur Y-Richtung sind in X-Richtung die Werte für die veränderte Gestalt im Hochlauf und Auslauf höher als bei der konstanten Drehzahl.

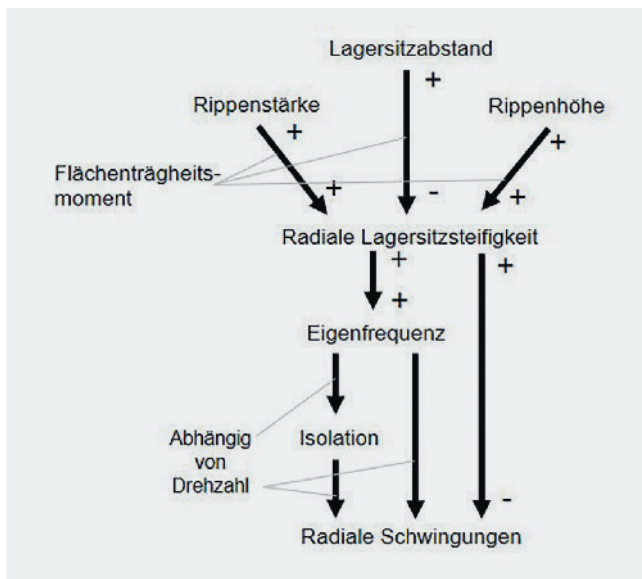
## 5 Diskussion

Die simulative Variation der Gestaltparameter Rippenstärke, Rippenhöhe und Lagersitzabstand zeigen die Möglichkeiten, die radiale Steifigkeit des Gehäusebauteils mit integriertem Lagersitz konstruktiv zu beeinflussen. Mit den Ergebnissen der Simulationsstudie konnten gezielt Gehäusebauteile mit gewünschten radialen Steifigkeiten ausgewählt werden. Weiterhin konnte experimentell gezeigt werden, dass durch die Lagersitzgestalt mit höherer Steifigkeit der gleitende Mittelwert des Betrags der Wellenbewegung am Lagersitz bei konstanter Drehzahl im untersuchten Betriebspunkt geringer ist. Somit konnten durch eine höhere Lagersitzsteifigkeit die radialen Schwingungen im untersuchten Betriebspunkt beeinflusst und in diesem Fall gesenkt werden. Eine Änderung der Steifigkeit kann auf verschiedenen Wegen die Schwingungscharakteristik des Antriebstrangs beeinflussen. Höhere Steifigkeiten der Lagerung können direkt zu einer Begrenzung der Bewegung der Welle beitragen. Gleichzeitig führt die Veränderung einer Steifigkeit des Antriebstrangs zur Veränderung dessen Eigenfrequenz. Dies wiederum kann zu einer Isolationswirkung führen oder die Stärke der Isolationswirkung beeinflussen. Dies hängt dabei von der Drehzahl der rotierenden Bauteile ab. Liegt die Eigenfrequenz unterhalb der Drehfrequenz so kann eine isolierende Wirkung einsetzen. Liegt die Drehfrequenz in der Nähe der Eigenfrequenz können Schwingungen verstärkt werden.

Versuche mit höheren Drehzahlen zeigen, dass eine dominierende Eigenfrequenz oberhalb der in diesen Versuchen untersuchten Drehzahlen liegt. Die Erhöhung der radialen Steifigkeit begrenzt die Bewegung der Welle direkt, die Isolationswirkung spielt eine untergeordnete Rolle.

Die Ursache-Wirkungskette zwischen den untersuchten Gestaltmerkmalen des Lagersitzes und den radialen Schwingungen ist in **Bild 6** dargestellt.

In der Untersuchung kann ein Zielkonflikt zwischen dem Ziel der Reduktion radialer Schwingungen beim Motorhochlauf und bei konstanter Drehzahl identifiziert werden. Die veränderte Lagersitzgestalt zeigt bei 10 000 U/min geringere, im Hochlauf jedoch höhere Wellenbewegungen als die Referenzgestalt. Die ge-



**Bild 6.** Modell der Ursache-Wirkungskette zwischen den Gestaltparametern Rippenstärke, Rippenhöhe und Lagersitzabstand des Lagersitzes und der radialen Schwingung. Grafik: KIT

wonnenen Erkenntnisse zu den Zusammenhängen zwischen Gestaltparametern, radialer Lagersitzsteifigkeit und radialen Schwingungen sowie das Vorgehen zur Generierung der Erkenntnisse kann bei der Optimierung rotierender Systeme unterstützen. In den durchgeführten Untersuchungen wurde der Abstand zwischen Ritzel und Festlager der Antriebswelle vergrößert. Die Bewegung des Ritzels in den Untersuchungen ist damit im Vergleich zum Winkelschleifer weniger stark begrenzt. Dies sollte bei der Übertragung der Ergebnisse berücksichtigt werden.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Die gezielte Beeinflussung von Schwingungen in Antriebssystemen ist in der Produktentwicklung und Konstruktion der Systeme relevant. Die schwingungsoptimierte Gestaltung ist jedoch aufgrund von Zielkonflikten bei der Wahl der Gestaltparameter oftmals unklar. In diesem Beitrag wurde daher ein Vorgehen zur Unterstützung der schwingungsoptimierten Gestaltung des Lagersitzes eines Winkelschleiferantriebsstrangs durch die Festlegung der Gestaltmerkmale Rippenhöhe, Rippenstärke und Lagersitzabstand am Loslagers vorgestellt und für ein verändertes Gehäuse-Design untersucht. Der Zusammenhang der Gestaltmerkmale mit der Lagersitzsteifigkeit wurde mit FE-Modellen ermittelt und in Versuchen verifiziert. Eine höhere Lagersitzsteifigkeit kann durch stärkere und höhere Rippen sowie durch einen geringeren Lagerabstand erzielt werden. Auf diesen Ergebnissen aufbauend wurde eine neue Lagersitzgestaltung synthetisiert und additiv gefertigt. Die veränderte Lagersitzgestaltung wurde an einem Antriebsstrangprüfstand experimentell untersucht. Ergebnis der experimentellen Untersuchung ist, dass die veränderte Lagersitzgestaltung, im Vergleich zur Referenzgestaltung, für den Betriebspunkt einer konstanten Drehzahl von 10 000 U/min eine geringere radiale Wellenbewegung am Loslager der Antriebswelle aufweist.

Durch diese Ergebnisse kann die gezielte Reduktion von Schwingungen in Antriebssträngen von Winkelschleifern unter-

stützt, die Systemzuverlässigkeit gesteigert, sowie die Anwenderbelastung reduziert werden. In zukünftigen Untersuchungen sollten noch weitere Betriebspunkte untersucht werden. In der Untersuchung wurde ein Zielkonflikt zwischen dem Ziel der Reduktion radialer Schwingungen beim Motorhochlauf und bei konstanter Drehzahl identifiziert. Durch die Möglichkeit die Lagersitzsteifigkeit und damit das Systemverhalten gezielt zu beeinflussen kann das beschriebene Vorgehen zukünftig auch auf weitere Problemstellungen zur Beeinflussung von Schwingungen in Antriebssträngen übertragen werden. ■

## DANKSAGUNG

Diese Studie wurde von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) gefördert – MA5940/9–1. Wir danken der DFG für ihre Unterstützung.

## Literatur

- [1] J. Dispan, Elektrowerkzeug-Branche in Deutschland: Entwicklungstrends und Herausforderungen, 2016. [Online]. Verfügbar unter: [https://www.boeckler.de/pdf/p\\_study\\_hbs\\_343.pdf](https://www.boeckler.de/pdf/p_study_hbs_343.pdf). Zuletzt abgerufen: 27.07.2018
- [2] H. H. Schweizer, 1500 Fragen und Antworten – Elektrowerkzeuge und ihre Anwendungen. Leinfelden-Echterdingen: Robert Bosch, 2003.
- [3] A. Bormann, Elastomerringe zur Schwingungsberuhigung in der Rotordynamik: Theorie, Messungen und optimierte Auslegung. Berlin, Techn. Univ., Diss. Düsseldorf: VDI-Verl., 2005.
- [4] E. Kirchner, Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben: Grundlagen der Auslegung, Entwicklung und Validierung von Fahrzeuggetrieben und deren Komponenten. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2007.
- [5] S. Matthiesen, T. Gwosch, T. Schäfer, P. Dültgen, C. Pelshenke und H.-J. Gittel, „Experimentelle Ermittlung von Bauteilbelastungen eines Power Tool Antriebsstrangs durch indirektes Messen in realitätsnahen Anwendungen als ein Baustein in der Teilsystemvalidierung“, Forschung im Ingenieurwesen, Nr. 80, 2016.
- [6] S. Matthiesen, T. Gwosch, S. Mangold, P. Dültgen, C. Pelshenke und H.-J. Gittel, „Realitätsnahe Komponententests zur Unterstützung der Produktentwicklung bei der Validierung von Power-Tools“, Konstruktion, Jg. 69, 7–8, S. 76–81, 2017.
- [7] J. K. Dutt und T. Toi, „Rotor vibration reduction with polymeric sectors“ Journal of Sound and Vibration, Jg. 262, Nr. 4, S. 769–793, 2003, doi: 10.1016/S0022-460X(02)01081-7.
- [8] M. Mohammadpour, S. Theodossiadis und H. Rahnejat, „Tribodynamics of Differential Hypoid Gears“, Proceedings of the ASME 2013 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, IDETC/CIE 2013, 2013.

Carolin Sturm, M.Sc.

Dr.-Ing. Kevin Hoelz

Lukas David Geyer, M.Sc.

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Sven Matthiesen

Dr.-Ing. Thomas Gwosch

alle:

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
IPEK – Institut für Produktentwicklung  
Lehrstuhl für Gerätekonstruktion und  
Maschinenelemente  
Kaiserstraße 10  
76131 Karlsruhe  
Tel.: 0721 608 47156, Fax: 0721 608 46051  
[sven.matthiesen@kit.edu](mailto:sven.matthiesen@kit.edu)  
[www.ipek.kit.edu](http://www.ipek.kit.edu)