

DREIDIMENSIONALES DYNAMISCHES WÄZLAGERMODELL FÜR SCHADENSSIMULATION UNTER VARIATION VON KONTAKTBEDINGUNGEN

Підшипники кочення широко застосовуються у найрізноманітніших механізмах та машинах. Як потенційне джерело вібрацій підшипники кочення є об'єктами багатьох експериментальних та теоретичних досліджень. Одним з найрозповсюдженіших методів діагностики та моніторингу стану підшипників кочення є аналіз їх вібрацій. Дана робота представляє тривимірну модель підшипника кочення з врахуванням впливу пошкоджень та динамічних характеристик. Крім того, дана модель враховує вплив осевих навантажень та порушення співвісності кілець. Результати моделювання отримані на декількох типах підшипників показали, що варіації цих параметрів призводять до значних змін структури сигналу вібрацій. У деяких випадках такі зміни сигналу можуть призвести до помилкової діагностики за допомогою стандартних методів моніторингу. У статті приведені деякі результати моделювання та розглянуті основні взаємозв'язки між ними.

Ball bearings are widely used elements in various rotating machinery systems and thus, as a potential source of vibration, they are an object of numerous experimental and theoretical studies. The vibration analysis is a commonly used method for diagnostic and condition monitoring of ball bearings. The following paper represents a 3-dimensional dynamic model of a ball bearing for fault simulation. The model takes into account the influence of axial load and misalignment of raceway. Simulation results obtained on several bearing types had shown that the variation of this parameters leads to a significant change of the vibration signal structure. In some cases this changes could lead to a wrong classification with standard techniques like envelope analysis. The paper shows some simulation results and studies these dependencies.

1. Einleitung

Wälzlager kommen in verschiedenen Anwendungen zum Einsatz und tragen erheblich zur Funktion rotierender Systeme in Maschinen, Antrieben und Fahrzeuge bei. Als kraftübertragendes Element ist die Funktionsfähigkeit des Wälzlagers mitentscheidend für die Verfügbarkeit einer Maschine. Ein wichtiges und aktuelles Gebiet der Forschung ist deshalb die Erkennung und Diagnose von Wälzlagerfehlern. Eine besondere Aufmerksamkeit auf dem Gebiet der Wälzlagerdiagnose liegt in der Erkennung von Wälzlagerschaden und der Abschätzung der Restlebensdauer. Schäden in Wälzlagern können vor einem Ausfall ermittelt werden. Einige Möglichkeiten zur Ermittlung solchen Schaden sind z. B. die Gesamtschwingungsmessung am Lagergehäuse oder Lagerzustandsmessung (Bandpass-Messung). Allerdings sind diese Methoden manchmal nicht effektiv, da die sehr kleinen Schäden und Störungen die anfangs im Wälzlager vorhanden sind, die Gesamtschwingung nur wenig beeinflussen. Die Gewinnung von Messdaten für die Erforschung von Wälzlagerproblemen kann auch zeit- und kostenintensiv sein. Außerdem führt in einigen Fällen die Anwendung von Standardmethoden für die Wälzlagerdiagnose unter stark schwankenden Betriebsbedingungen zu fehlerhafte Diagnoseergebnissen [3]. Simulationen können eine Hilfe zum besseren Verständnis über Effekte und Prozesse im Innern des Wälzlagers sein. Das Paper beschäftigt sich mit den Untersuchungen der Einwirkung von variierten Betriebsbedingungen auf die Kontaktbedingungen und folglich auf das resultierende Beschleunigungssignal des Wälzlagers. Für diese Zwecke wurde ein 3D-Wälzlagermodell mit Schaden erstellt.

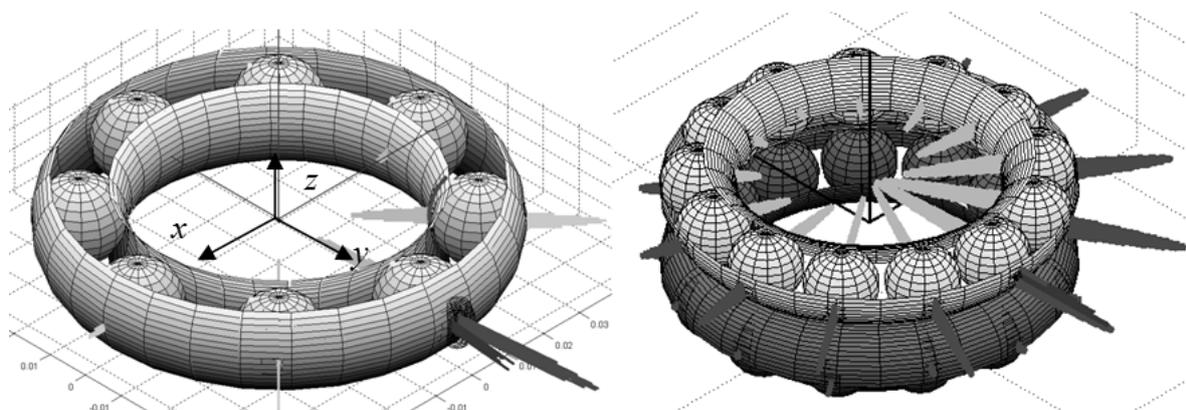


Abb. 1. 3D-Modelle zur Berechnung von Kräften und Beschleunigungen bei der Überrollung von Schäden in einem Wälzlager (links: Rillenkugellager, rechts: Schrägkugellager)

2. Das Modell

Das dreidimensionale Wälzlagermodell wurde basierend auf einem zweidimensionalen Modell [4] entwickelt. Um das zu realisieren, wurden neue Kontaktalgorithmen entwickelt [4, 5] und in das Modell integriert. Dieses besitzt für jeden Körper 4 Freiheitsgrade: translatorisch in x, y, z -Richtungen und rotatorisch, als Drehung um die z -Achse. Abb. 1 zeigt zwei unterschiedliche 3D-Modelle von Wälzlagern mit Schäden, die mit dem Algorithmus simuliert werden können.

Nach einigen Erweiterungen und der Definition der Außenringdrehbewegung um die x, y -Achsen (Schiefstellung der Außenringlaufbahn) ist es möglich, auch Pendelkugellager mit dem Algorithmus zu modellieren. Die Kontakterkennung zwischen den Wälzkörpern und den Außenringlaufbahnen erfolgt wie in [4] dargestellt, aber in einem außenringfesten Koordinatensystem. Abb. 2 zeigt das Pendelkugellagermodell für verschiedene Stufen der Schiefstellung der Außenringlaufbahn.

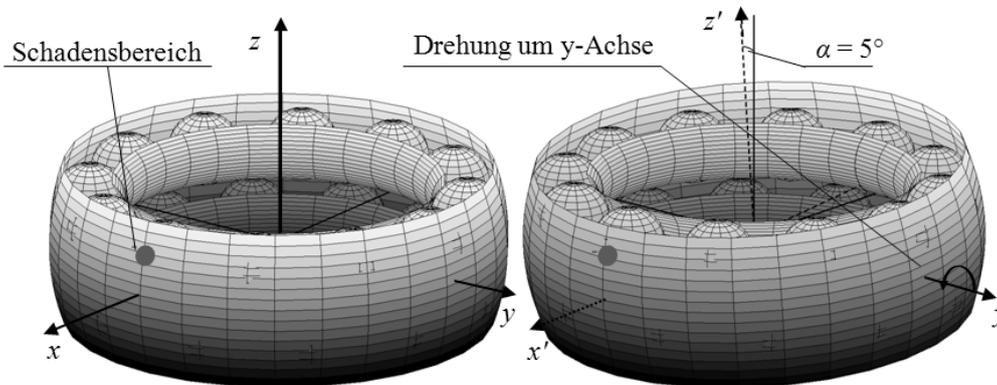


Abb. 2. Pendelkugellagermodell für Laufbahnposition $\alpha = 0^\circ$ (links) und $\alpha = 5^\circ$ (rechts)

Der Ansatz zur Schadenssimulation basiert auf der Idee der Kontaktbeschreibung zwischen kreisförmigen Körpern. Der Schadensbereich wird als eine Ansammlung nebeneinander platzierter Kreise (sogenannte Fehlerelemente) beschrieben, die für jede Scheibe definiert werden können (siehe Abb. 3) [4]. Die Hauptparameter, die zur Beschreibung der Schadensgeometrie benutzt werden können, sind Positionswinkel des Schadensbereich φ_f , Radius von Fehlerelementen R_f , Schadensbreite f_{bi} und Länge f_{lz} in Richtung der z -Achse. Der Abstand zwischen zwei Fehlerelementen, die bzgl. Anzahl, Ort und Größe variabel sind, wird als Funktion $f_{bi} = F(z_{sl})$ auf Intervall f_{lz} definiert. So ist es möglich, beliebige Schadenskonturen anzunähern.

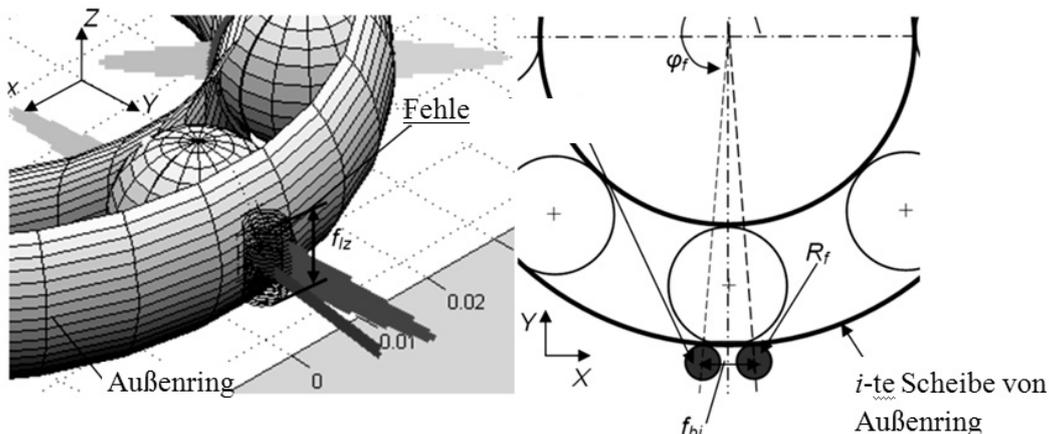


Abb. 3. Schadensmodellierung am Außenring

3. Ergebnisse

3.1. Untersuchungen am Schrägkugellagermodell

Im folgendem werden einige Ergebnisse von Untersuchungen am Schrägkugellagermodell dargestellt. Die experimentellen Beschleunigungssignale des Wälzlagers mit einem kleinen Außenringdefekt sind in Abb. 4 dargestellt. Diese Signale wurden unter Variation von radialen und axialen Lasten gemessen und wurden als Referenzsignalen benutzt [1].

Das Wälzlager wurde für ersten Fall (Abb. 4 links) mit einer radialen Last von 5 kN und für zweiter Fall mit einer axialen Last von 3 kN und einer radialen Last von 5 kN belastet.

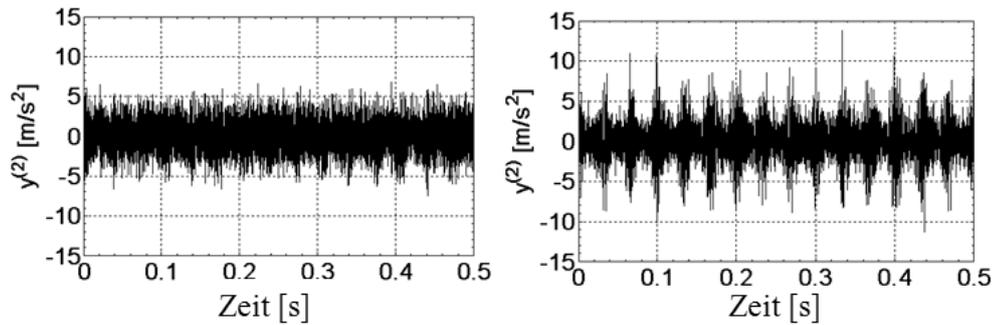


Abb. 4. Experimentelle Beschleunigungssignale vom Wälzlager mit Außenringdefekt links: radial Last 5 kN, rechts: radial Last 5 kN, axial Last 3 kN

Wenn das Wälzlager axial belastet ist, erhöhen sich die Amplituden im Beschleunigungssignal und durch die Überrollung des Schadensbereichs entstandene Peaks sind ausgeprägter. Die Simulationsergebnisse können hilfreich sein, um dieses Effekt zu erklären.

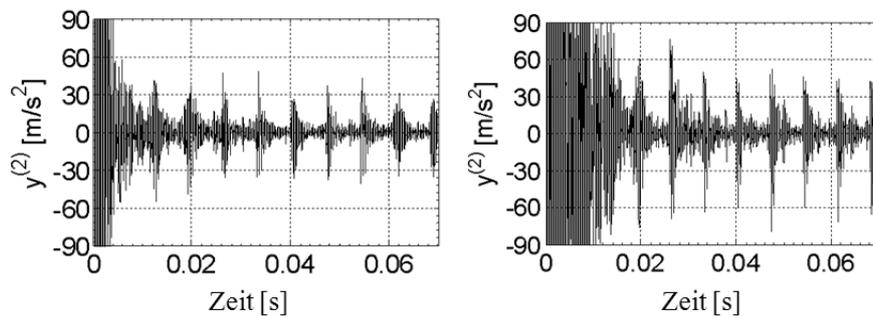


Abb. 5. Simulierte Beschleunigungssignale vom Wälzlager mit Außenringdefekt links: radial Last 7 kN, rechts: radial Last 7 kN, axial Last 3 kN

Einige Testrechnungen wurden am Schrägkugellagermodell durchgeführt, um den Einfluss von axialer Last auf die Kontaktbedingungen und folglich auf das Beschleunigungssignal zu untersuchen. Die entsprechenden Simulationsergebnisse sind in Abb. 5 dargestellt. Am Anfang der simulierten Zeitsignale ist das Abklingen von Anfangsbedingungen zu beobachten. Die Antwort des axial belasteten Systems (siehe Abb. 5 (rechts)) ist durch höhere Amplituden, im Vergleich mit dem rein radial belasteten System, gekennzeichnet (der Unterschied zwischen den Amplituden ist ungefähr 30%). Die Analyse der Kontaktkräfte und Kontaktbedingungen wurde durchgeführt, um dieses Effekt besser zu verstehen.

Die Verläufe von Kontaktnormalkräften für das Wälzlagermodell mit Außenringdefekt sind in Abb. 6 dargestellt. Der Innenring wurde mit 7 kN in radialer Richtung belastet und mit einer konstanter Frequenz von 30 Hz angetrieben. Man sieht, dass die axiale Last einen nennenswerten Einfluss auf die Position der Kontaktzone und auf die Lastverteilung im Wälzlager hat.

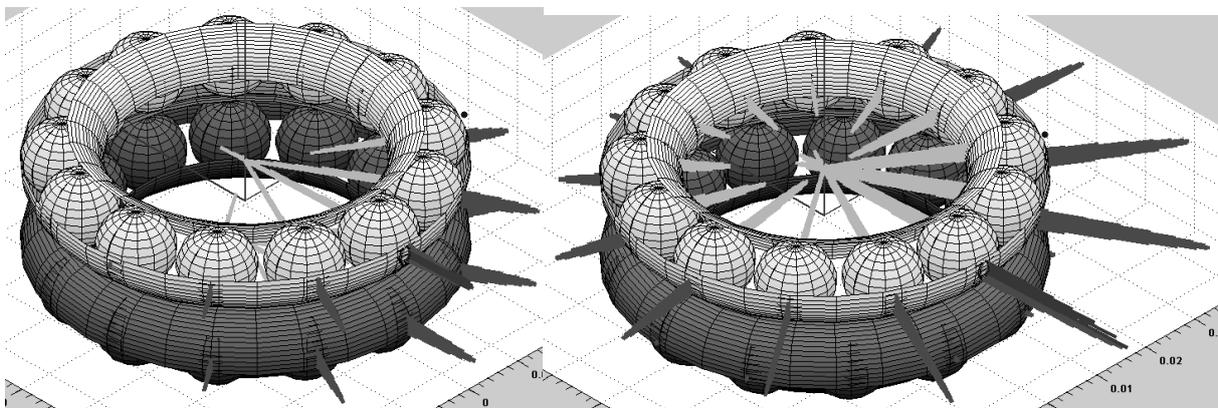


Abb. 6. Verlauf von Kontaktnormalkräften in Wälzlagermodell links: radial Last 7 kN, rechts: radial Last 7 kN, axial Last 3 kN

Man muss aber beachten, dass die axiale Last nicht immer eine Amplitudenzunahme im Zeitsignal verursacht (siehe Abb. 9). Die Amplitudenänderung ist von den Kontaktbedingungen zwischen dem Wälzkörper und Außenring abhängig. Das ist bei der Diagnostik von z. B. Radlagern, die während des Betriebes oft unter Wirkung von axialer Last stehen, von großer Bedeutung.

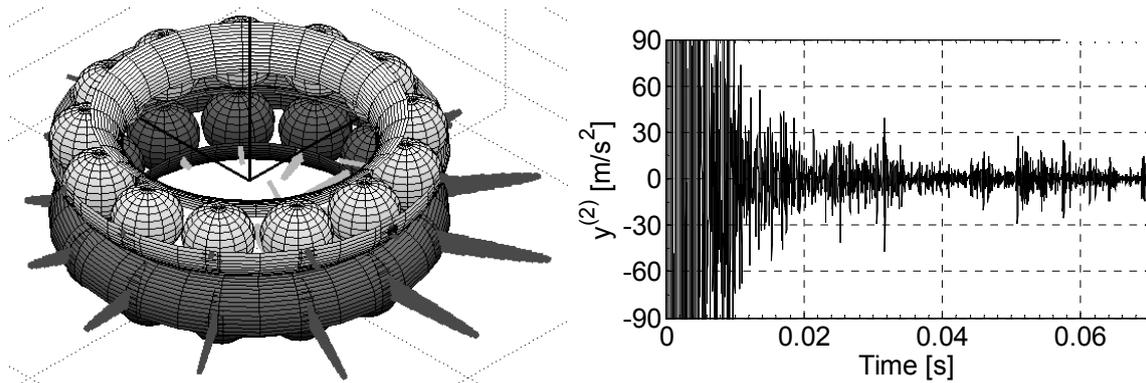


Abb. 7. links: zweireihiges Schrägkugellagermodell mit Außenringdefekt rechts: entsprechende Zeitsignal, radial Last 7 kN, axial Last -3 kN

3.2. Untersuchungen am Pendellagermodell

Es ist aus experimentellen Ergebnissen bekannt, dass eine signifikante Variation von Kontaktbedingungen eine signifikante Änderung des gemessenen Beschleunigungssignals verursachen kann. In einigen Fällen können diese Änderungen zu fehlerhaften Diagnosen bei der Verwendung von klassischen Auswertetechniken führen. Um den Einfluss von Kontaktbedingungen auf das Beschleunigungssignal zu untersuchen, wurden einige Experimente am Prüfstand mit Pendelkugellager durchgeführt [3]. Der Prüfstand ermöglicht die stufenlose Verschiebung von Wälzkörpern bezüglich fester Positionen von Innen- oder Außenring. Das erlaubt die Kontaktbedingungen zwischen Schadensbereich an der Laufbahn und Wälzkörper zu variieren. Alle Signale wurden an einem Pendelkugellager mit einer erodierten Bohrung am Außenring mit dem Radius von 3 mm gemessen. In der Abb. 11 wurde die Position von Innenring adjustiert zwischen 1.75 mm und 2.8 mm, mit dem Schritt von 0.35 mm. Die Werte den Peaks in den Zeitsignalen für 2.1 mm Verschiebung des Außenrings, liegen zwischen 100 m/s² und 200 m/s², aber schon bei 2.45 mm liegen sie bei 2000 m/s² und damit voll im Bereich des Schadens.

Das entsprechende Pendelkugellagermodell wurde entwickelt und getestet. Der Innerring des Wälzlagermodells wurde mit einer konstanten Last von 1000 N in *x*-Richtung und einer Drehzahl von 6000 U/min betrieben. Es wurde ein kreisförmiger Schadensbereich mit dem Durchmesser von 3 mm auf den Außenringlaufbahn definiert (siehe Abb. 2). Die Laufbahnpositionen wurden in 5 Stufen durch die Rotation des Außenrings um die *y*-Achse in Stufen von 0° bis 5° variiert. Die entsprechenden Zeitsignale sind in Abb. 9 dargestellt.

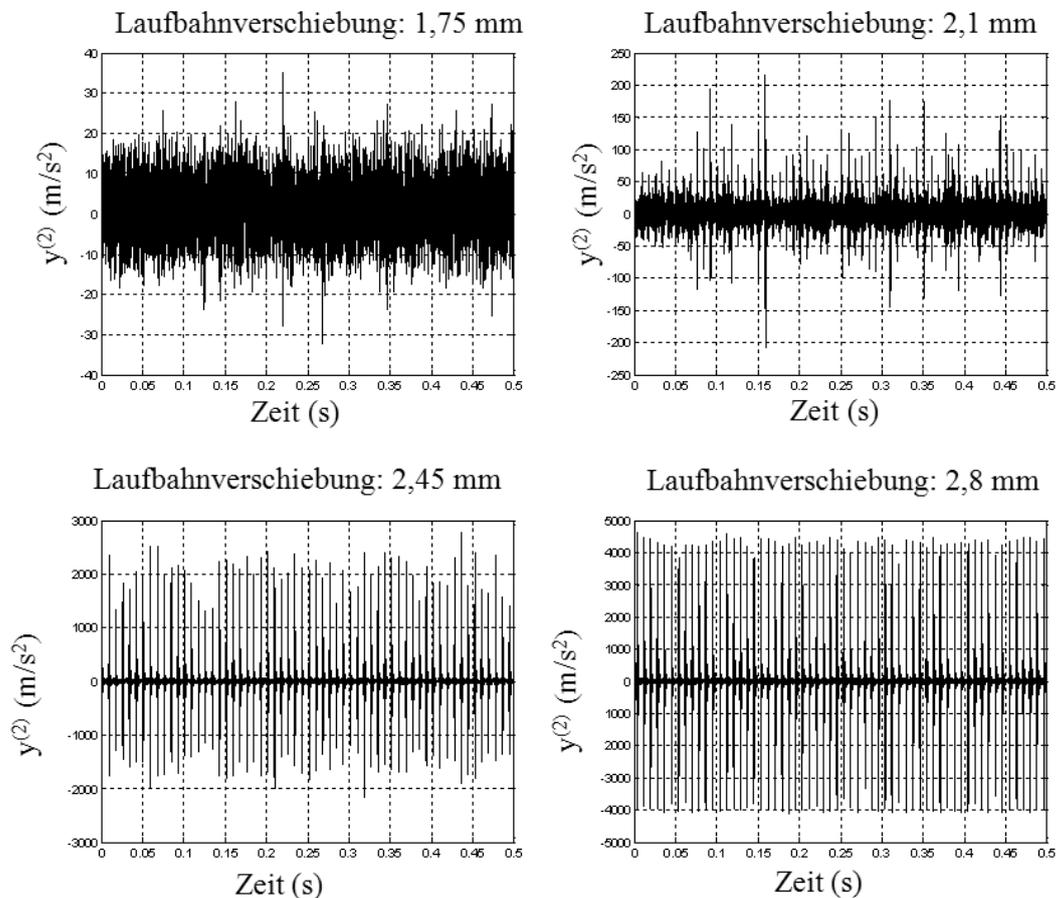


Abb. 8. Zeitsignale für einen verschobenen Außenring von 1.75 mm (links, oben) bis 2.8 mm (rechts, unten)

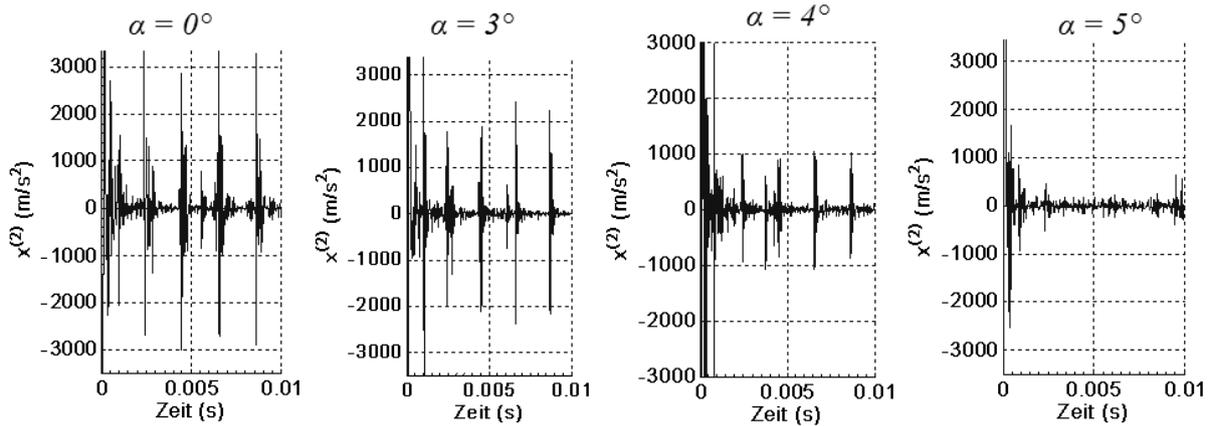


Abb. 9. Zeitsignale des beschädigten Pendelkugellagers für verschiedene Schiefstellungen des Außenrings

In Abb. 10 sind Wälzkörperlaufbahnen im Schadensbereich für jede Stufe der Schiefstellung des Außenrings dargestellt. Die maximalen Beschleunigungsamplituden liegen ungefähr bei 3000 m/s^2 für $\alpha = 0^\circ$ (Überrollung der Mitte des Schadensbereiches) und die minimalen ungefähr bei 100 m/s^2 für $\alpha = 5^\circ$ (keine Überrollung des Schadensbereiches). Damit wird es klar, dass der eindeutige Zusammenhang zwischen Verschiebung der Wälzkörperlaufbahn relativ zum Schadensbereich und den gemessenen Beschleunigungsamplituden existiert

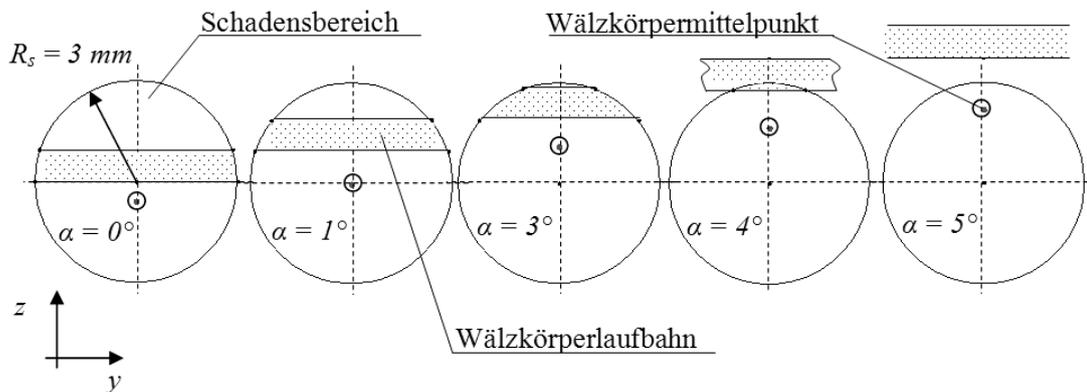


Abb. 10. Wälzkörperlaufbahnen im Schadensbereich für verschiedene Stufen der Schiefstellung des Außenrings

4. Zusammenfassung

Es wurde eine Dynamikmodell vorgestellt, das die 3D Beschreibung eines Wälzlagers zur Schadenssimulation erlaubt. Die erzielten Ergebnisse zum Einfluss von Axiallastveränderung auf das Schwingungsverhalten haben die Notwendigkeit der Simulationen in drei Dimensionen bestätigt. Das ist bei der Diagnostik von z. B. Radlagern, die während den Betrieb oft unter Wirkung von axialer Last stehen, von großer Bedeutung. Sowohl die experimentellen Ergebnisse als auch Simulationen haben den signifikanten Einfluss der veränderten Kontaktbedingungen auf die Amplituden in Zeitsignal gezeigt. Es sind hier weitere Untersuchungen für ein noch besseres Verständnis der Zeitsignalstruktur beschädigter Wälzlager notwendig.

Literaturverzeichnis

- [1] Tkachuk P., Strackeljan J.: A 3D-ball bearing model for simulation of axial load variations, The seventh International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention-CM2010, Stratford-upon-Avon, 22.-25. Juni 2010
- [2] Doguer T., Tkachuk P., Daniel C., Strackeljan J.: Simulation von Wälzlagerschaden unter Berücksichtigung von Käfigspiel und Lasteinfluss. Veröffentlichung in: Proceedings AKIDA Konferenz 2010, Aachen, Germany
- [3] Goreczka S., Strackeljan J.: Automatic parameter setting for the signal processing in rolling bearing CM, The seventh International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention-CM2010, Stratford-upon-Avon, 22.-25. Juni 2010
- [4] Doguer, T., Strackeljan, J., Tkachuk, P.: Using a dynamic roller bearing model under varying fault parameters, The sixth International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention-CM2009, Dublin 22.-25. Juni 2009, pp 907-918
- [5] Teutsch, R. (2005): Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlager und Wälzführungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern.
- [6] Hunt, K. H. and Crossley, F. (1975): Coefficient of Restitution Interpreted as Damping in Vibroimpact. Journal of Applied Mechanics, 97, pp 440-445.
- [7] Dietl, P. (1997): Damping and Stiffness Characteristics of Rolling Element Bearings. PhD thesis, Technische Universität Wien, Austria