

Ermitteln des Schlupfverhaltens von Zylinderrollenlager bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen

Christoph Brückner¹, Jens Miedl¹, Jan-Marten Behrens¹, BestSens AG

Abstract

Anhand eines Zylinderrollenlagers des Typs N306 werden bei verschiedenen Drehzahlen die Mindestbelastungen auf dem Prüfstandssetup bestimmt und mit den gängigen Grenzwerten der Lagerhersteller verglichen. Hierzu wird ein BeMoS® (Bearing Monitoring System) zur Ermittlung der Käfigdrehzahl eingesetzt. Es zeigt sich, dass sich der Dynamikbereich der Wälzlagerung deutlich zu geringeren Belastungen verschieben lässt. Dabei ist jedoch die Betriebsdrehzahl zu berücksichtigen.

Ein weiterer wichtiger Gesichtspunkt sind Beschleunigungen, die ebenfalls zu Schlupf führen können. Dazu werden verschiedene Belastungen und Beschleunigungen miteinander verglichen.

Abstract

On a test rig a cylinder roller bearing N306 was driven by different rotation speeds to determine the minimum load. These values are compared to the common limits of the rolling bearing manufacturer. For this purpose a BeMoS® (Bearing Monitoring System) was used to measure the cage speed and identify the slip. The measurement results shows, that the dynamic range of this bearing can be extended to smaller loads. The minimum load is dependent on the rotation speed. Acceleration is another important aspect, which can lead to slip. Therefore different loads and accelerations are compared against one another.

Schlagwörter:

Schlupf, Käfigschlupf, Akustische Oberflächenwellen, Zylinderrollenlager, Verschleiß

Keywords:

Slip, slippage, cage, surface acoustic waves, SAW, roller bearing, wear, guided waves

1. Einleitung

In vielen Anlagen und Anwendungen werden Zylinderrollenlager eingesetzt, um hohe Prozesskräfte zu übertragen und axiale Verschiebungen, zum Beispiel durch Wärmedehnung, auszugleichen. Sie spielen dabei in allen Bereichen des Maschinen- und Anlagenbaus eine Rolle. Ein zentrales Thema bei Zylinderrollenlager ist die Schlupfanfälligkeit und die damit verbundenen Schädigungen, die zum Ausfall des Lagers führen. Daher werden Mindestbelastungen vorgeschrieben, um einen einwandfreien Lauf des Lagers zu gewährleisten. Es reduziert jedoch den Dynamikbereich einer Anlage und erschwert die Auslegung, wenn sowohl sehr hohe als auch sehr geringe Belastungen in einem Bearbeitungsschritt zugelassen werden sollen. Daher ist die messtechnische Erfassung des Schlupfs eine hilfreiche Möglichkeit den Dynamikbereich auszudehnen, ohne dabei an Sicherheit zu verlieren.

2. Grundlagen

2.1. Kinematik im Zylinderrollenlager

Die Kinematik von Zylinderrollenlagern ist zu der von Kugellager einfacher gestaltet, da keine Druckwinkel und Verkippungen vorhanden sind. Damit ergibt sich die allgemeine Formel für die Berechnung der Käfigdrehzahl zu

$$n_K = \left(1 - \frac{D_w}{D_{pw}}\right) * \frac{n_I}{2} + \left(1 + \frac{D_w}{D_{pw}}\right) * \frac{n_A}{2}$$

Dabei stellt D_w den Wälzkörperdurchmesser, D_{pw} den Kreisbahndurchmesser auf dem sich die Wälzkörper bewegen und n_I und n_A die Innenring und Außenringdrehzahl dar, siehe auch Abbildung 1 [1].

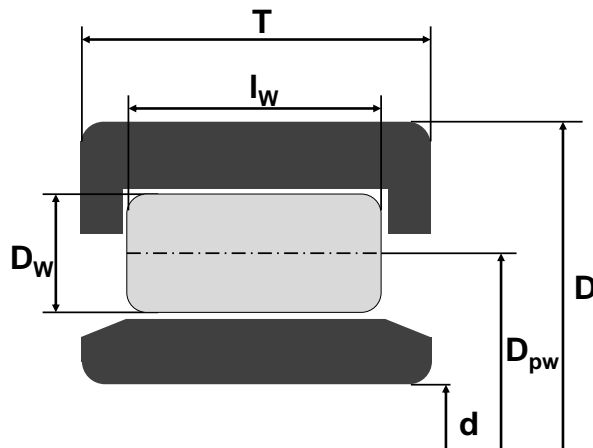


Abbildung 1: Schematischer Aufbau eines Zylinderrollenlagers

Bei dieser Gleichung handelt es sich um die allgemeinste Form, in der sich Innen- und Außenring bewegen. In den meisten Anwendungen bewegt sich ausschließlich der Innenring und der Außenring ist in der Lagerhalterung fixiert. Damit vereinfacht sich die Gleichung weiter zu:

$$n_K = \left(1 - \frac{D_w}{D_{pw}}\right) * \frac{n_I}{2}$$

Durch Umformung der Gleichung kommt ein drehzahlunabhängiger, lagerspezifischer Parameter zu Stande, der aus dem Verhältnis von Käfigdrehzahl und Wellendrehzahl oder aus den Lagerdaten ermittelt werden kann.

$$\epsilon = \frac{n_K}{n_I} = \frac{1}{2} * \left(1 - \frac{D_w}{D_{pw}}\right); \epsilon_{theo} = \frac{1}{2} * \left(1 - \frac{D_w}{D_{pw}}\right); \epsilon_{mess} = \frac{n_{K_{mess}}}{n_{I_{mess}}}$$

Somit kann der Parameter ϵ aufgeteilt werden. In einen theoretischen Wert ϵ_{theo} , der aus den Lagerdaten berechnet und einen messtechnisch Wert ϵ_{mess} , der aus dem Verhältnis von Käfig- zu Wellendrehzahl ermittelt wird.

Mithilfe dieser beiden Parameter kann auch der Schlupf der Lagerung ermittelt werden.

$$S = 1 - \frac{n_{K_{mess}}}{n_{K_{theo}}} = 1 - \frac{\frac{n_{K_{mess}}}{n_{I_{mess}}}}{\frac{n_{K_{theo}}}{n_{I_{theo}}}} = 1 - \frac{\epsilon_{mess}}{\epsilon_{theo}}$$

2.2. Mindestbelastung am Wälzlager

Die beiden Lagerhersteller SKF und Schaeffler geben in Ihren Produktkatalogen und auf ihren Internetauftritten Angaben zur Mindestbelastung der radialen Zylinderrollenlager an. Die Firma Schaeffler gibt in ihrem Produktkatalog an, dass ein Zylinderrollenlager mindestens mit dem sechzigstel der statischen Tragzahl belastet werden soll.

$$F_{r_{min}} = \frac{C_{0r}}{60}$$

Dabei spielt die Schmierung und die Drehzahl keine weitere Rolle für die Mindestlast. Es ist damit davon auszugehen, dass es sich um eine obere Abschätzung der Mindestbelastung handelt.

Die Firma SKF hingegen zieht die Betriebsdrehzahl n mit in die Berechnung der Mindestbelastung ein.

$$F_{r_{min}} = k_r * \left(6 + 4 * \frac{n}{n_r}\right) * \left(\frac{d_m}{100}\right)^2 ; d_m = \frac{d + D}{2}$$

Bei dem Faktor k_r handelt es sich um einen lagertyp- und baugrößenspezifischen Parameter, der aus dem Wälzlagerkatalog zu entnehmen ist. Damit kann hier von einer genaueren Mindestlastermittlung ausgegangen werden.

2.3. Elastohydrodynamische Schmierung

Im Zylinderrollen, wie in anderen Wälzlager auch, wird während des Betriebes die Elastohydrodynamische Schmierung (EHD) angestrebt. Hierbei treten die beiden Wälzpartner nicht mehr in direkten Kontakt und sind durch einen Flüssigkeitsfilm voneinander getrennt [1]. Der Schmierstoff wird durch die Rotation der Kontaktpartner in den Schmierpalt gepresst, was zu einer starken Druckerhöhung in der Flüssigkeit führt. Mit dieser Erhöhung des Drucks geht eine starke Viskositätserhöhung einher, die durch die Druck-Viskositätsbeziehung beschrieben werden kann. Durch den im Schmierpalt herrschenden Druck wird nicht nur die Viskosität der Flüssigkeit erhöht, sondern auch die beteiligten Kontaktpartner verformt. Dabei entsteht eine der Herzschen Pressung ähnliche Druckverteilung im Schmierpalt, siehe Abbildung 2. Die sich ausbildende Schmierpaltgeometrie ist von der Geschwindigkeit der Oberflächen, der Viskosität und der Viskositätsbeziehung des Schmiermediums, der Geometrie des Schmierpalt und der Belastung des Kontaktes abhängig. [2,3]

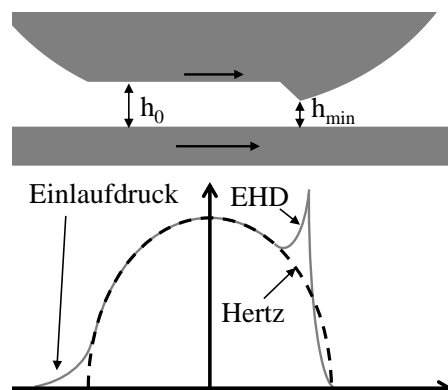


Abbildung 2: Druckverteilung und Schmierpaltgeometrie in einem EHD-Linienkontakt

Bei der optimalen Ausbildung des Schmierfilms, wie in Abbildung 2 dargestellt, ist immer ein reines Rollen der Kontaktpartner nötig. Bei eintretenden Gleitanteilen, wie sie bei Schlupf entstehen, ist die Ausbildung der Trennschicht zwischen den Wälzpartnern gehemmt. Dazu entstehen höhere Scherspannungen in der Flüssigkeit und im Material, die zu einer erhöhten thermischen und mechanischen Belastung des Schmiermittels und der Oberflächen führen. Damit werden Verschleißerscheinungen der Oberfläche beschleunigt und es kommt früher zum Ausfall des Lagers. Daneben wird auch das Schmiermittel stärker beansprucht, was ein schnelleres Altern des Schmiermittels bedingt.

2.4. Akustische Oberflächenwellen

BeMoS® (Bearing Monitoring System der BestSens AG) setzt akustische Oberflächenwellen zur Wälzlagerdiagnostik ein. Hierbei handelt es sich im speziellen um Lamb-Wellen oder Rayleigh-Lamb-Wellen (LW), welche sich in einem Substrat begrenzter Dicke, wie in einer Platte oder dem Außenring eines Wälzlagers, ausbreiten. LW sind eine Überlagerung zwischen longitudinalen und transversalen Schallwellen [4]. Es bildet sich in Dickenrichtung eine stehende Welle aus, die nur für bestimmte Kombinationen der longitudinalen und transversalen Wellenanteile entsteht. Diese Kombinationen sind ausbreitungsfähige Moden mit Geschwindigkeit, welche vom Frequenz-Plattendicke-Produkt abhängen, siehe Abbildung 3. Daneben unterscheiden sich die verschiedenen Moden in ihrer Auslenkung an der Oberfläche in antisymmetrische und symmetrische Moden.

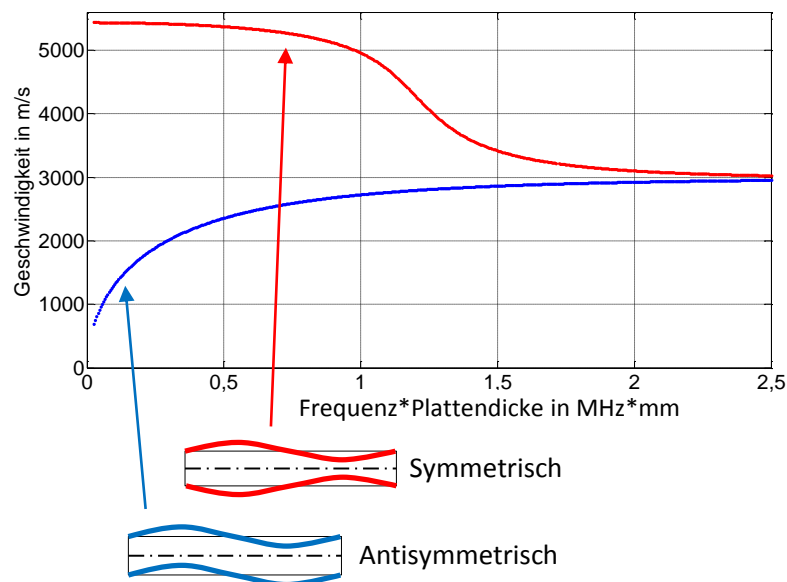


Abbildung 3: Phasengeschwindigkeit der symmetrischen und Antisymmetrischen Grundmode von Stahl

Steht eine Seite des Substrates mit einer Flüssigkeit in Kontakt, gehen Teile der Wellenenergie in die Flüssigkeit über. Es entsteht ein Mehrschichtsystem, in dem die Schallwellen jeder Schicht über die Grenzflächen miteinander wechselwirken.

In einem Mehrschichtsystem, bestehend aus einer viskosen Flüssigkeitsschicht und

einem metallischen Substrat, zeigt sich, dass sich sowohl die modalen Geschwindigkeiten als auch die modalen Dämpfungen der LW ändern. In die Veränderungen spielen neben den geometrischen Eigenschaften des Systems auch die physikalischen Parameter des Substrates und die der Flüssigkeit, wie Dichte und Viskosität, eine Rolle [5].

Neben viskosen Flüssigkeiten auf der Substratoberfläche beeinflussen auch äußere Kräfte die Schallausbreitung. Wird das Substrat durch eine äußere Kraft verformt, treten im Material Spannungen auf. Bei geringen Dehnungen wird die Beziehung zwischen Spannung und Dehnung mit dem Hook'schen Gesetz beschrieben, was einen linearen Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung aufweist. Bei diesen kleinen Spannungen im Material wird die Schallausbreitung kaum beeinflusst. Bei größer werdenden Dehnungen im Material verliert dieses Gesetz seine Gültigkeit, da im zunehmenden Maße nicht lineare Terme mit Elastizitätskonstanten höherer Ordnung in Erscheinung treten. Durch diesen nichtlinearen Zusammenhang zwischen Dehnung und Spannung wird auch die Schallausbreitung verändert. Dieser Effekt ist auch als akustoelastischer Effekt in der Literatur beschrieben. Er beschreibt die Veränderung der Schallgeschwindigkeit je nach Spannungsbetrag und Richtung auf die verschiedenen Wellentypen.

Diese Änderung der Ausbreitungsgeschwindigkeit, der zugrunde gelegten longitudinalen und transversalen Schallwellen, verändern auch die modularen Ausbreitungsgeschwindigkeiten der LW [6]. Neben den Geschwindigkeiten werden durch Spannungsübergänge noch Brechungseffekte hervorgerufen, welche die Wellenenergie dissipieren lassen und zu einer Dämpfungserscheinung führen.

2.5. Messen mit akustischen Oberflächenwellen am Wälzlager

Mit dem BeMoS® werden im Außenring eines Wälzlagers mittels spezieller Sender LW erzeugt. Diese breiten sich im Außenring aus und werden vom Empfänger wieder aufgenommen, siehe Abbildung 4. Die Übertragung der LW von Sender zu Empfänger ist abhängig von den Randbedingungen und den elastischen und geometrischen Eigenschaften des Ausbreitungssubstrates.

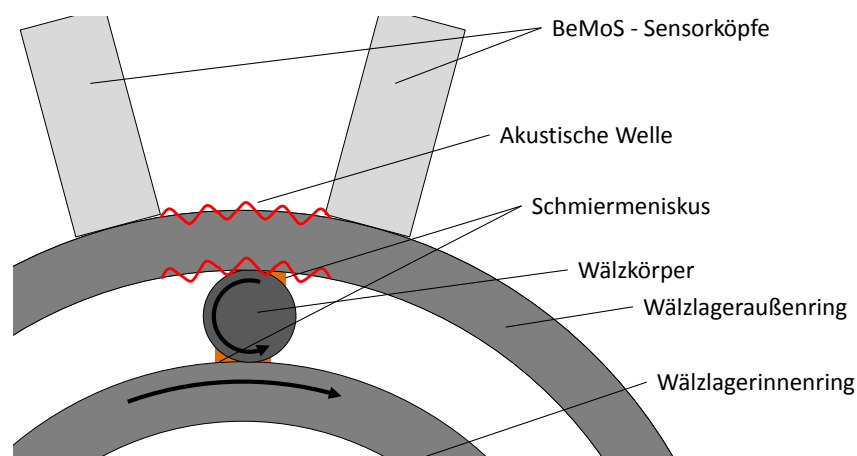


Abbildung 4: Aufbau der Übertragungsstrecke und Anbringung der Sensorik am Lager

Durch die Anwesenheit eines Wälzkörpers auf der Übertragungsstrecke verändern sich

die Randbedingungen und die akustischen Eigenschaften der Übertragungsstrecke. Es wird die Flüssigkeitsschicht und Spannung im Außenring durch den Wälzkörper verändert. Während der Rotation des Lagers tritt ständig ein Wälzkörper in und aus der Übertragungsstrecke, so entsteht eine periodische Modulation der Randbedingungen. Dies führt zu einer periodischen Veränderung der akustischen Schallausbreitung und dem Empfangssignal. Aus den Empfangssignalen werden Signalkenngrößen extrahiert, die die periodische Modulation aufweisen. Aus diesen periodisch modulierten Signalkenngrößen wird mittels einer Frequenzanalyse die Überrollfrequenz der Wälzkörper bestimmt und die Käfigdrehzahl errechnet [7,8]. Der Abgleich der gemessenen zur theoretischen Käfigdrehzahl ermöglicht damit die Erkennung und die Berechnung der Höhe des Schlupfs.

3. Versuchs- und Prüfstandstechnik

Der verwendete Prüfstand wurde aufgebaut, um verschiedene Betriebsbedingungen in Wälzlager zu herzustellen. Angefangen von der Drehzahl über die Schmierung bis hin zu Belastungen können diese Betriebszustände dynamisch variiert werden. Der Schematische Aufbau der Prüfanordnung ist in Abbildung 5 dargestellt. Die beiden mittleren Lagerhalterungen sind mit Bohrungen für die BeMoS®-Sensoren versehen.

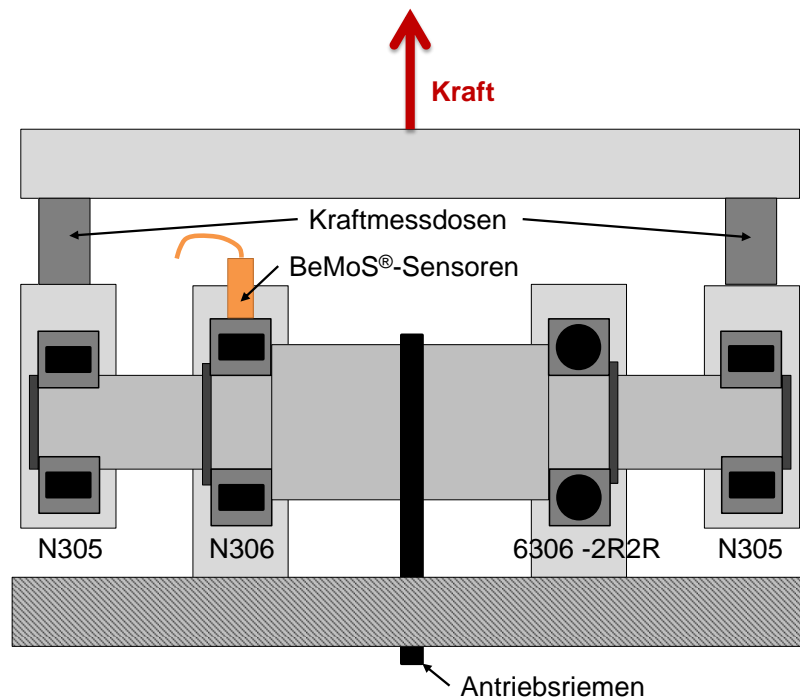


Abbildung 5: Schematischer Aufbau des Prüfstandes

Die beiden äußeren Lagerungen leiten die Kraft in das System ein. Dabei kann die Gesamtlast von 0-20kN variiert werden. Die jeweilig anliegenden Kräfte werden über zwei Kraftmessdosen erfasst. An dem Prüfstand ist ein optischer Sensor integriert, der die Wellendrehzahl vermisst. Es können verschiedene Wellendrehzahlen bis zu 15000min^{-1} angefahren werden.

Die Messdatenaufzeichnung und die Steuerung des Prüfstandes ist mittels eines Industrie-PC's und einer DAQ-Karte realisiert. Die DAQ-Karte wird über LabView angesteuert und ausgelesen. Dazu werden auch die erfassten Daten der im

Prüfstandintegrierten Sensoren und des BeMoS® über ein zentrales Steuerprogramm ausgelesen und zeitsynchron aufgezeichnet.

4. Ergebnisse

4.1. Statisches Schlupfverhalten

Die Versuchsreihe zum statischen Schlupfverhalten eines N306 Zylinderrollenlagers umfasst die Veränderung der Belastung bei konstanten Drehzahlen. Dazu wurde die Drehzahl bei einer hohen Belastung von 1125N angefahren und die Last sukzessive verringert. Es wurden die Käfig- und die Wellendrehzahl des Zylinderrollenlagers und die Belastungen an den Lagern aufgezeichnet. Die einzelnen Stufen wurden für fünf Minuten gehalten. Die Messauswertung startete nach einer Minute, da nur das statische Verhalten der Messanordnung berücksichtigt werden soll. In Abbildung 6 sind das gemessene und das theoretische Käfig- zu Wellendrehzahlverhältnis aufgetragen.

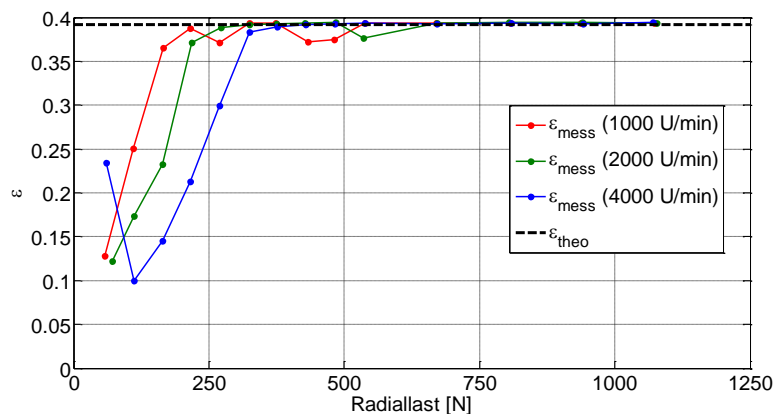


Abbildung 6: Das Käfig- zu Wellendrehzahlverhältnis der verschiedenen Messreihen und das theoretische Verhältnis über verschiedene radiale Lasten

Es ist zu erkennen, dass bei kleinen Belastungen eine große Abweichung zwischen dem theoretischen und dem gemessenen Verhältnis besteht. Diese Abweichung ist auf Schlupf zurückzuführen, wie in Abbildung 7 dargestellt. Das Zylinderrollenlager weist bei niedrigen Belastungen hohe Schlupfraten von bis zu 80% auf. Diese können zu Schädigungen der Oberflächen führen. In Abbildung 7 ist ebenfalls eine maximal zulässige Schlupfrate von 5% eingetragen. Diese stellt die Schwelle dar, an der ein unzulässiger Schlupf im Wälzlager auftritt.

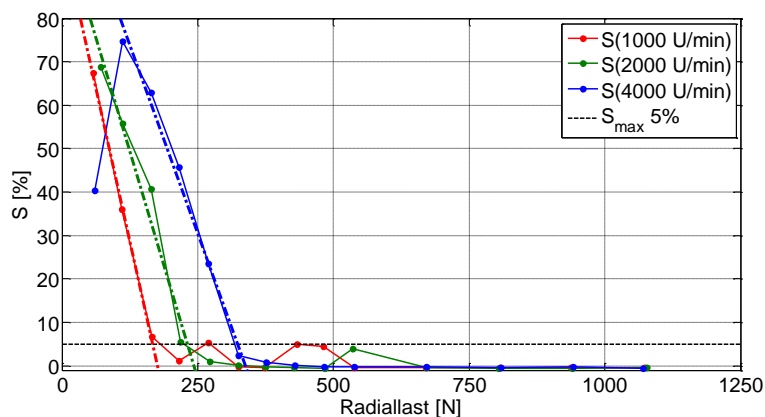


Abbildung 7: Der Schlupf des Zylinderrollenlagers bei den verschiedenen Messreihen bezogen auf die anliegenden Lasten

Die Anstiege des Schlupfs im unteren Belastungsbereich wurden durch lineare Fits approximiert und die Schnittpunkte mit der maximal zulässigen Schlupfrate ermittelt. In Abbildung 8 sind diese Schnittpunkte über die Wellendrehzahl und die radiale Belastung des Lagers dargestellt. Diese Punkte stellen die nötige Mindestbelastung bei der jeweiligen Drehzahl dar. Sie ist nötig, um das Lager mit einer Schlupfrate kleiner gleich 5% zu betreiben. In Abbildung 8 sind ebenfalls die Angaben der beiden großen Lagerhersteller zur Mindestbelastung eines N306 Zylinderrollenlager eingezeichnet. Das Schaeffler-Modell weist bei allen Drehzahlen eine Mindestlast von 800N aus, was deutlich oberhalb der ermittelten Mindestlast liegt. Das Modell von SKF liegt zwar in einem ähnlichen Bereich, zeigt aber dennoch deutliche Abweichungen von den Messungen. Eine Gerade beschreibt den Zusammenhang zwischen der Drehzahl und der Mindestlast in dieser Messreihe am besten, jedoch müssen zur Bestätigung dieses Verhaltens noch weitere Untersuchungen unternommen werden.

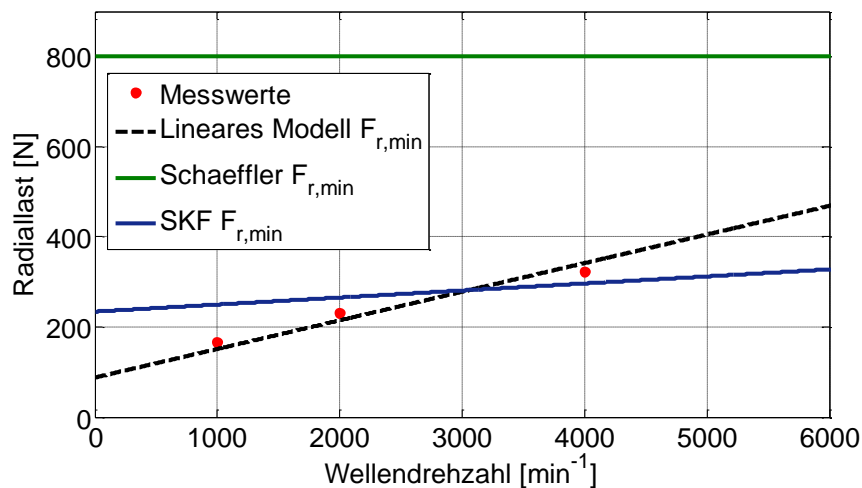


Abbildung 8: Mindestbelastung in Abhängigkeit von der Drehzahl

4.2. Dynamisches Schlupfverhalten

In dieser Versuchsreihe wurde das N306 Zylinderrollenlager bei verschiedenen Belastungen beschleunigt und die Wellen- und Käfigdrehzahlen aufgezeichnet. Es wurden drei Belastungsstufen und drei Beschleunigungsstufen eingestellt. In Abbildung 9 sind alle Ergebnisse der verschiedenen Stufen aufgetragen. In den oberen drei Diagrammen ist das Käfig- zu Wellendrehzahlverhältnis (x1) und in den unteren drei Diagrammen der daraus ermittelte Schlupf (x2) dargestellt. Die erste Spalte stellt die Beschleunigung von 100min⁻¹ auf 8000min⁻¹ (a), die zweite Spalte die Beschleunigung von 100min⁻¹ auf 4000min⁻¹ (b) und die dritte Spalte die Beschleunigung von 100min⁻¹ auf 2000min⁻¹ (c) dar. Es ist deutlich zu erkennen, dass die niedrigste Belastung in allen drei Beschleunigungen staken Schlupf zwischen 40 und 60% über die gesamte Messdauer von jeweils zwei Minuten aufweist. Dahingegen zeigt die hohe Belastung von 500N bei keiner Beschleunigungsphase merklichen Schlupf.

Die mittlere Belastung von 250N weist über die verschiedenen Beschleunigungsphasen einen sehr interessanten Verlauf auf. Bei Beschleunigungsphase (a) zeigt sich zu Beginn hoher Schlupf von ca. 60%. Über die Zeit von zwei Minuten fällt der Schlupf in

einem exponentiellen Verlauf auf etwa 20% ab. Bei der Beschleunigungsphase (b) fällt der Schlupf in 40-50s von zu Beginn 60% auf etwa 10% ab und in der Beschleunigungsphase (c) sinkt der Schlupf in ca. 20s exponentiell auf weniger als 5%.

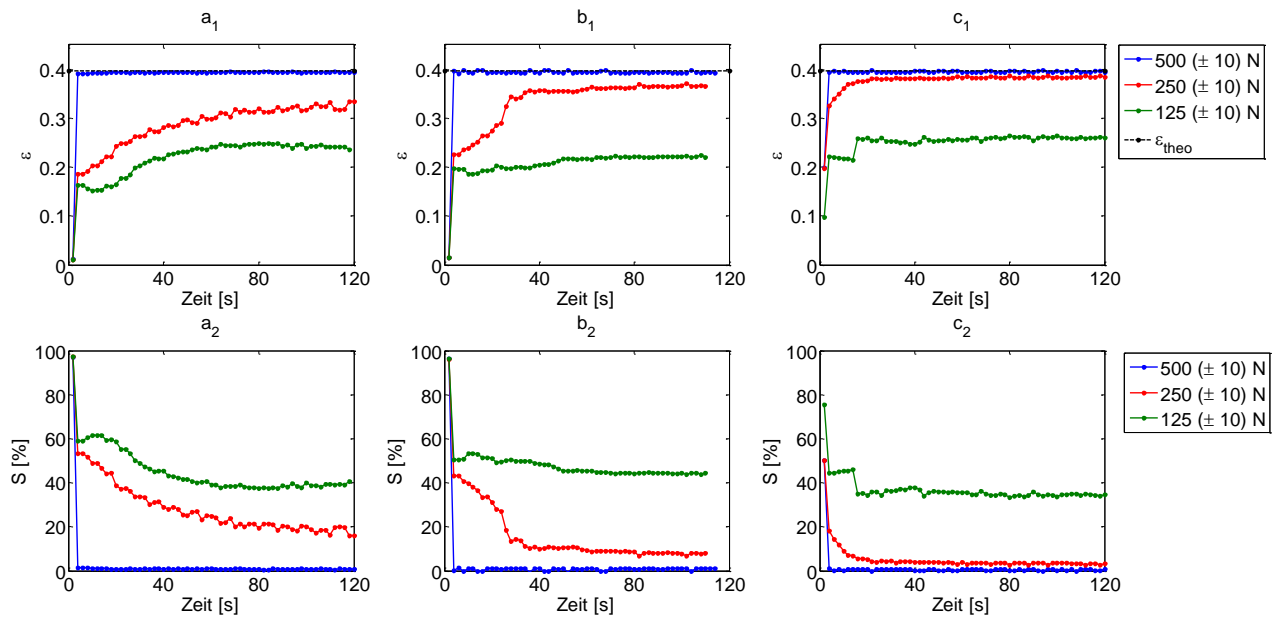


Abbildung 9: Dynamisches Verhalten bei Drehzahlsteigerungen bei unterschiedlichen radialen Lasten; a_x - Drehzahlsteigerung von 100min⁻¹ auf 8000min⁻¹; b_x Drehzahlsteigerung von 100min⁻¹ auf 4000min⁻¹; c_x - Drehzahlsteigerung 100min⁻¹ auf 2000min⁻¹; x₁ - Käfig- zu Wellendrehzahlverhältnis; x₂ – Schlupf im Lager

Somit ist zu erkennen, dass bei einem dynamischen Betriebsfall die radiale Belastung höher sein muss als in einem statischen Betriebsfall. Die Belastung von 250N bei 2000min⁻¹ ist der Grenzfall des statischen Betriebs und weist einen statischen Schlupf von weniger 5% auf. In der Beschleunigungsphase und über eine Zeit von 20s liegt der Schlupf deutlich darüber und nimmt Werte von bis zu 50% an.

5. Zusammenfassung

Die Käfigdrehzahl kann mittels dem BeMoS® während des Betriebs gemessen werden und zur Schlupfermittlung an Zylinderrollenlagern, aber auch an anderen Wälzlagern, dienen. Dies ermöglicht sowohl die statische als auch die dynamische Schlupfmessung und kann dabei vor unzulässigen Betriebsbedingungen schützen.

In der statischen Messreihe am Prüfstand wurden für ein Zylinderrollenlager N306 bei verschiedenen Drehzahlen die Belastungsuntergrenze bestimmt. Dabei konnte in dem verwendeten Setup gezeigt werden, dass die Mindestbelastung bei allen Drehzahlen deutlich unterhalb des von Schaeffler angegebenen Wertes von 800N liegt. Die Werte nach der Berechnung von SKF liegen näher an dem ermittelten Werten der Mindestlast, jedoch sind die Abweichungen auch in diesem Fall deutlich. Der errechnete Wert bei 4000min⁻¹ liegt unterhalb des ermittelten Mindestlastwertes, was Schlupf zur Folge hat.

Beim dynamischen Betrieb des Wälzlagers ist zu erkennen, dass die Belastung und die Drehzahlsteigerung einen deutlichen Einfluss auf das Schlupfverhalten haben. Obwohl die, durch die statische Messung ermittelte, Mindestlast bei 2000min⁻¹ unterhalb von 250N liegt, tritt bei der dynamischen Messung in den ersten 20s der Stufe deutlicher

Schlupf auf. Damit sind bei häufigen Beschleunigungen höhere Mindestlasten anzusetzen.

Literatur

- [1] Brändlein, Eschmann, Hasbargenm, Weigand: Die Wälzlagerpraxis, 2. Auflage, Mainz: Vereinigte Fachverlage, 2009
- [2] Wiśniewski, M.: Elastohydrodynamische Schmierung, Renningen: expertverlag, 2000
- [3] Ramsey, G.: Elastohydrodynamics, second edition, London: Imperial College Press, 2001
- [4] Auld, B.A.: Acoustic Fields and Waves in Solids Volume I+ Volume II, second edition, Malabar: Krieger Publishing Company, 1990
- [5] Bause, F.; Brückner, C.; Miedl, J.; Henning, B.: Model based sensitivity analysis of Leaky-Lamb wave propagation to the variation of viscous lubricant properties. In: Sensor und Messsysteme, Nürnberg. 2014.
- [6] Gandhi, N.; Michaels, J.E.; Lee, S.J.: Acoustoelastic Lamb Wave Propagation in a Homogeneous, Isotropic Aluminum Plate. In: Review of Progress in Quantitative Nondestructive Evaluation Volume 30; AIP Conf. Proc. 2011, S. 161-168
- [7] Brecher, C.; Fey, M.; Brückner, C.; Falker, J.: Überwachung des Betriebszustandes von Wälzlagern mittels akustischer Oberflächenwellen. In: Sensor und Messsysteme, Nürnberg. 2014.
- [8] Lindner, G.; Brückner, C.; Schmitt, M.: Online bearing lubricant sensing by mode conversion of surface acoustic waves. In: SENSOR Proc. 2011, S.55-60.
- [9] Meisenbach, L.: Blick ins Lager – Schmierungszustände und Lasten von Wälzlager online vermessen. In: Antriebstechnik. 2013, Nr. 11, S. 120

¹ BestSens AG, Neustadter Str. 7, 96450 Coburg, Deutschland, info@bestsens.de