

# Akustischer Einfluss von Schmierung in der Modellierung von Schallentstehungsmechanismen in Wälzlagern

João Henrique Diniz Guimarães

Institut für Technische Akustik, 52066 Aachen, Deutschland, Email: ique@akustik.rwth-aachen.de

## Zusammenfassung

Die Beschreibung von Anregungsquellen ist eine Herausforderung im Bereich der Maschinendiagnose. Die Früherkennung von Schäden oder Verschleiß in Maschinenkomponenten hängt direkt zusammen von den Vorkenntnissen über die Schallentstehungsmechanismen aller Schwingungsquellen, von der Art der Maschine und natürlich von ihrem Betriebszustand.

In Rahmen eines Forschungsprojektes über die Früherkennung von Schäden in Wälzlagern wurde ein physikalisches Modell für die Berechnung der Anregungskraft, die von dem Wälzlager in die Maschine übertragen wird, entwickelt.

In dieser Arbeit sollen die Einflüsse der Schmierung in einem vorhandenen Kontaktmodell [1] für raue Oberflächen in Wälzlagern untersucht werden. Mit Hilfe der EHL-Theorie (Elastohydrodynamische Theorie) wird die Schnittstelle zwischen Rollkörper und Laufbahnen modelliert und die Anregungskraft und -beschleunigung des Schwingungsmechanismus berechnet. Dies entspricht einer genaueren Beschreibung des Betriebszustandes von Wälzlagern.

Mit dieser Beschreibung der Anregungsquelle hat man ein weiteres Werkzeug Schwingungssignale von Maschinen zu interpretieren und zu analysieren, welches auch sehr hilfreich für das umgekehrte Problem ist, d.h. aus der Schwingung der Maschine auf den Zustand des Lagers zurückzuschließen.

## Einleitung

Über 50% aller Wälzlagerschäden sind auf fehlerhafte Schmierung zurückzuführen. An vielen weiteren Schäden, die nicht auf fehlerhafte Schmierung beruhen, ist sie mitbeteiligt.

Eine mangelhafte Schmierung in den Kontaktstellen führt zu Verschleiß, Ansammlung, Verschürfungen und Fressspuren. Außerdem können Ermüdungsschäden (Abblättern) auftreten. Gelegentlich kommt es auch zu einem Heißlauf der Lager, wenn sich bei Schmierstoffmangel oder Übersmierung die Lagerringe infolge ungünstiger Wärmeabfuhr ungleichmäßig erwärmen und dadurch eine Spielverminderung oder sogar eine Verspannung auftritt [2].

Ein anderer Aspekt der Schmierung ist die Geräuschemission. Diese entsteht aufgrund von Schmierstoffmangel, stellenweise Festkörperberührung, kein zusammenhängender, tragender und dämpfender

Schmierfilm zwischen Rollkörper und Laufbahnen. Nicht nur Geräusche, sondern auch die Festkörperschwingung wird von der Dynamik der Maschine und von der Art von Kontakt zwischen Laufbahnen und Rollkörper beeinflusst. In diesem Sinne, ist es notwendig eine bessere Kenntnis über die Kontaktstelle im geschmierten Zustand zu schaffen.

## Geschmierter Kontakt

Der Ausdruck Elastohydrodynamische (EHL) Kontakt wird verwendet, um den Zustand zu beschreiben, in dem zwei Festkörper gegeneinander gepresst werden und der Schmierfilm zwischen beiden verhindert, dass die Oberflächen (Rauigkeitsspitzen) in Berührung kommen. Außerdem ist der Kontaktdruck so groß, dass die elastische Verformungen der Körper von der selben Größenordnung ist wie die Schmierfilmdicke (siehe Abbildung 1).

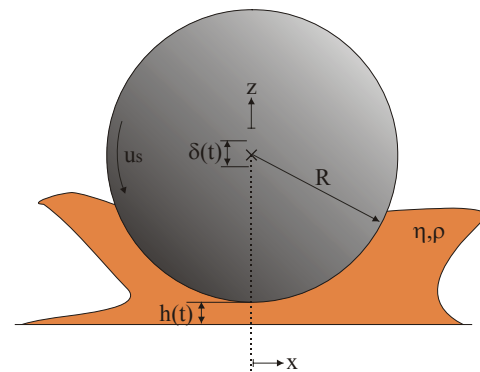


Abbildung 1: Der EHL Kontakt. Das Öl hat Viskosität  $\eta$  und Dichte  $\rho$ . Der Rollkörper Schwerpunkt bewegt sich mit  $\delta(t)$  und dadurch ändert sich die Ölfilmdicke  $h(t)$ .

Die Übertragung von Schwingung durch den Rollkörper wird erheblich von der Steifigkeit und Dämpfung der EHL Kontaktstelle beeinflusst. Die Steifigkeit kommt nicht nur von dem Schmiermittel, sondern auch von der Steifigkeit des Festkörpers. Die Dämpfung kommt von den Verlusten durch Viskosität in den Schmiermitteln [3].

Gleichung (1) ist die sogenannte Reynolds-Gleichung, eine Vereinfachung von der Navier-Stokes Gleichung für ein Newton'sches Fluid in einer voll entwickelten Schmierschicht.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6u_s \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 6\rho h \frac{\partial u_s}{\partial x} + 12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (1)$$

Das Fluid wird in den Kontakt zwischen den beiden Oberflächen gedrängt (erster Term auf der rechten Seite) und dort ausgedehnt (zweiter Term) und gequetscht (dritter Term). Daraus folgt eine Druckveränderung und ein Zusammenhang zwischen Viskosität ( $\eta$ ), Dichte ( $\rho$ ) und der Ölfilmstärke an der Kontaktstelle (linke Seite von Gl. (1)). Gleichung (2) stellt eine Zeitabhängigkeit zwischen der Bewegung vom Rollkörperschwerpunkt  $\delta(t)$ , der Geometrie des Kontaktes (quadratische Terme auf der rechten Seite), der Druckverteilung und der Ölfilmstärke  $h(t)$ .

$$h(x, y, t) = -\delta(t) + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} + \frac{2}{\pi E'_s} \iint_s \frac{p(x', y', t)}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} dx' dy' \quad (2)$$

Das Gleichungssystem (1) und (2) sollte zusammen gelöst werden, da die Variablen von einander abhängig sind.

Wenn die Kraft zunimmt, wird die Schmierfilmstärke immer kleiner bis es zu Oberflächenberührung kommt. In solchen Fällen, nimmt die Lebenserwartung sehr stark ab und die Oberflächentopographie wird wichtig. Der trockene Kontakt ist daher die asymptotische Grenze von hoch belasteter Kontakte oder von mangelhafter Schmierung.

### Adaptation beider Modelle

Die Schallentstehung in Wälzlagern in früheren Betriebszuständen ist sehr abhängig von dem Zustand seiner Oberflächen. Der Kontakt zwischen Laufbahnen und Rollkörper, sowie die Dynamik des Lagers ist für die Körperschallerzeugung verantwortlich.

Das Modell welches in [4] beschrieben wird, erlaubt die Simulation von Zeitsignalen die den Körperschall in Wälzlagern beschreiben. Das Zeitsignal kann auralisiert werden und als Audioeindruck wiedergegeben werden.

Für den trockenen Kontakt wurde der sogenannte äquivalente Rauigkeitsprofil eingeführt. Es erfasst die Eigenschaften aller Kontaktpartner und erlaubt die Verschleissverfolgung in Wälzlagern. Das Verfahren wurde experimentell untersucht und bestätigt.

Der Vorteil dieser Beschreibung wurde hier benutzt, um die Oberflächen unter geschmierten Zustand zu beschreiben. Der Unterschied ist, dass es jetzt eine Ölschicht gibt, welche dem Kontakt Dämpfung und Steifigkeit beiträgt. Wijnant [3] hat den geschmierten Kontakt theoretisch und experimentell untersucht und schlägt Formeln vor, die die Berechnung von Dämpfung und Steifigkeit in Abhängigkeit von  $p$  und  $h$  erlaubt.

Im Gegensatz zu herkömmlichen Modellen wird hier keine Annahme über den vorherigen Oberflächenzustand bzw. Rauigkeitsverteilung gemacht. Der tatsächlich Zustand wird als Eingangsgröße verwendet genommen und die reale Druckverteilung und Ölfilmstärke in die Kontaktstelle wird gleichzeitig berechnet. Durch unterschiedliche Höhe des äquivalenten Rauigkeitsprofil hat man eine andere Situation

als im der reinen Glatt-Kontakt der klassischen Hertz Theorie. Extrem Fälle wie z.B.  $h = 0$  (die Schmierschicht platzt) können auch durch diese Beschreibung berechnet werden.

### Ergebnisse

Die Ergebnisse von der Simulation von Zylinderrolllagern und Kugelrolllagern mit unterschiedlichen Laufzeiten wurden auralisiert und ein Eindruck davon kann in [5] gefunden werden. Unterschiedliche Lagertypen und Oberflächenverschleißzustände durch unterschiedliche Laufzeiten könnten erfolgreich simuliert werden. Die auralisierten Signale spiegeln einen realeren Zustand von geschmierten Kontakten in Wälzlagern wider und dies entspricht eine genauere Berechnung von der Physik des Kontaktes. Die Simulationen ermöglichen außerdem die Wiedergabe des Körperschalls noch in der Designphase.

### Zusammenfassung

Diese Arbeit beschreibt ein vereinfachtes Modell für die Modellierung des geschmierten Kontaktes in Wälzlagern. Das Modell adaptiert die EHL-Kontakttheorie auf ein schon vorhandenes Modell für trockenen rauhen Kontakt [1]. Der Vorteil liegt an der Oberflächenbeschreibung durch einen äquivalenten Rauigkeitsprofil. Diese Beschreibung fasst den Oberflächen Ist-Zustand zusammen und erlaubt die Verfolgung der Veränderung durch Verschleiß in Betrieb. Das Modell konnte den Unterschied zwischen Lagertyp (Zylinderrolllager und Kugelrolllager) erfolgreich erfassen sowie verschiedene Oberflächenzustände durch Audiobeispielen wiedergeben.

Eine genaue Modellierung von Schallentstehungs-Mechanismen in Wälzlagern dient nicht nur als Zustandsdiagnose-Werkzeug dieses Teiles, sondern hilft auch um in der Designphase einen Eindruck der Schallemission zu gewinnen und somit Maßnahmen um z.B. geräuscharme Wälzlager zu produzieren erlauben.

In der Folge werden experimentelle Untersuchungen mit geschmierten Lagern durchgeführt, um einen Vergleich mit den Simulationen zu ermöglichen. Der Autor bedankt sich bei der DFG für die Unterstützung dieses Projektes.

### Literaturverzeichnis

- [1] Guimarães, J. H. D., Structural Acoustic Model for the Rough Rolling Contact in Bearings Based on Real Surface Conditions, Acta Acustica united with Acustica (in review).
- [2] N.N., Schmierung von Wälzlagern, Publ. –Nr. WL 81 115/4 DA, FAG Kugelfischer, Schweinfurt, 1999.
- [3] Wijnant, Y., Contact Dynamics in the field of Elastohydrodynamic Lubrication, Doktorarbeit, Universität Twente, Niederland, 1998.
- [4] Guimarães, J. H. D., Auralisation of machine structure-borne sound due to rolling bearings, DAGA'04, Strasbourg, 2004
- [5] <http://www.akustik.rwth-aachen.de>