

## Das Gleitlager als Körperschallübertragungselement in Maschinen

Nsenga Biansompa, E.

*Im Körperschalleitweg von Maschinen mit gleitgelagerter Welle ist zwischen dem Anregungsort und der luftabstrahlenden Strukturoberfläche das Gleitlager eine entscheidende Schnittstelle. Die Fragestellung ist: wie lässt sich der Vorgang dieser Körperschallübertragung von Gleitlager beschreiben und bestimmen. Am Institut für Maschinenwesen wird eine Literaturrecherche über die Körperschallübertragung in Gleitlager durchgeführt und daraus wird im folgenden dieser Vorgang erklärt. Die Berechnung durch Simulationsmodelle mittels Mehrkörpersystem oder Finite Elemente Methode ist auch Gegenstand dieses Schreibens und auch einige angestrebten weiteren Untersuchungen werden vorgeschlagen.*

*The hydrodynamic bearing is an important interface between the noise source and the noise radiation surface in the path of transmission of structure-borne noise for the machine with a shaft supported by hydrodynamic bearing. The question is: how the structure-borne noise can be transmitted through an hydrodynamic bearing and can be described and determined. This procedure of transmission is explained in the following from the literature search accomplished at the institute for mechanical engineering. The computation by means of simulation model of multi-body system or finite element method is also a matter of this paper and also some further desired investigations are suggested.*

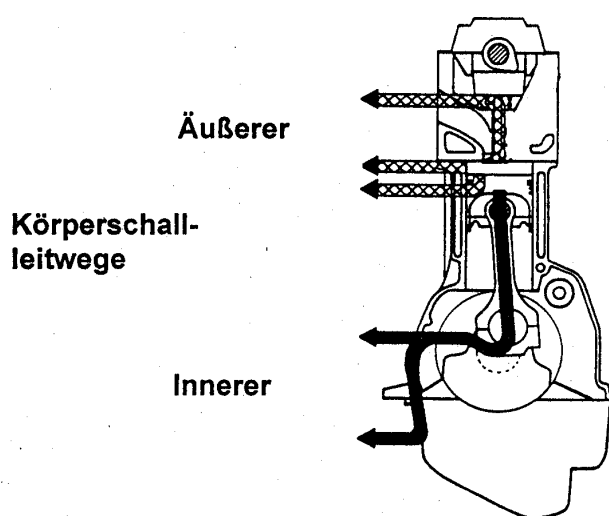
### 1 Einleitung

In der allgemeinen Maschinenakustik wird in „direkt“ und „indirekt“ erzeugten Luftschall unterschieden. Bei der direkten Luftschallanregung wird die umgebende Luft durch Druckausgleichsvorgänge oder turbulente Bewegungen zu Schwingungen angeregt. Bei der indirekten Luftschallentstehung bewirken Wechsel- und Stoßkräfte innerhalb einer Maschine Schwingungen der gesamten Maschinenstruktur, die, sofern sie im hörbaren Frequenzbereich von 16 Hz bis 16000 Hz liegen, als Körperschall

bezeichnet werden. Daraus wird die Maschinenstrukturoberfläche zu Schwingungen angeregt, die wiederum die angrenzende Luftschicht zu Schwingungen anregen („Körperschallerregte Luftschallabstrahlung“).

Gleitlager stellen im allgemeinen Maschinenbau weitverbreitete Konstruktionselemente dar. Sie dienen der Aufnahme von Wellen oder Achsen in Maschinen wie Getrieben, Verbrennungsmotoren, Werkzeugmaschinen, Kompressoren, Pumpen, große Mühlen, Steinbrecher, usw. Aufgrund des Arbeitsprozesses in diesen Maschinen werden dynamische Kräfte erzeugt, die die Bauteile zu Schwingungen (Körperschall) angeregt.

Bei Gleitlagergetrieben z.B. werden die Zähne des Zahnrades durch zeitabhängige Verzahnungskräfte zu Biegeschwingungen angeregt. Dieser erzeugte Körperschall breitet sich über den Zahnrad aus. Die Welle-Nabe-Verbindung im Zentrum des Zahnrades leitet den Körperschall zur Welle weiter. Von hier gelangt er über das Gleitlager an die Stelle der Lagerbohrung in das Gehäuse (Körperschallübertragung) und breitet sich über die schallabstrahlende Maschinenoberfläche aus.



**Bild 1** Innerer und äußerer Körperschalleitwege eines Verbrennungsmotors /1/

Bei Verbrennungsmotoren z.B., **Bild 1**, ist für die Geräuschenstehung der Kurbeltrieb eine sehr wesentliche Funktionsgruppe. Er besteht aus Kolben, Bolzen, Pleuel und Kurbelwelle. Über die Kurbelwelle werden die Gas- und Massenkkräfte in das Kurbelgehäuse geleitet. Außerdem treten zwischen den Kurbeltriebsbauteilen Stöße auf, wenn das für die Funktion notwendige Spiel durchgelaufen wird. Der daraus resultierende Körperschall wird in den Hauptlagern, den Koppelstellen zwischen Kurbelwelle und Motorstruktur, in die für die Motorgeräuschabstrahlung dominierende Blockstruktur übertragen.

Wie oben erwähnt ist zwischen dem Anregungsort und der luftschallabstrahlenden Strukturoberfläche innerhalb dieses Körperschalleitwegs das Gleitlager im allgemeinen die akustisch entscheidende Schnittstelle.

Die Fragestellung ist: wie läßt sich der Vorgang dieser Körperschallübertragung von der Wellenzapfen über das Gleitlager in die Lagerstruktur beschreiben und bestimmen.

## 2 Mechanismen der Körperschallanregung und -übertragung im Gleitlager

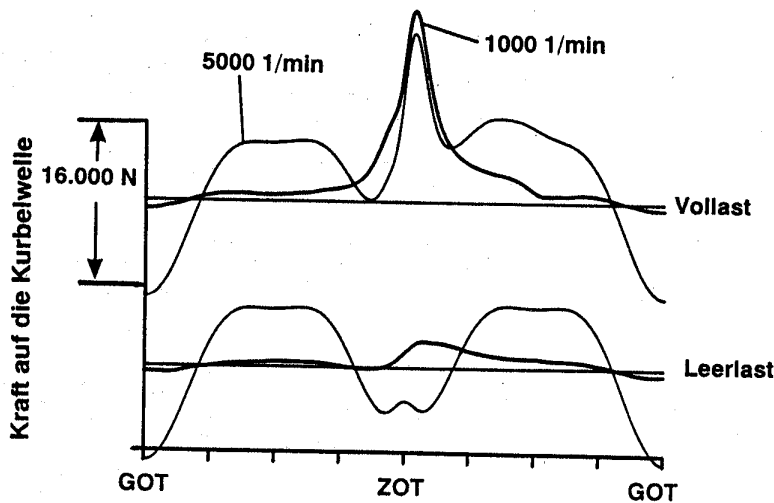
Zur Berechnung der Schwingungen von gleitgelagerten Wellen werden die stark nichtlinearen, anisotropen Federungs- und Dämpfungseigenschaften des Schmierfilms im allgemeinen durch vier Federungs- und vier Dämpfungskoeffizienten linear angenähert.

Die Federungs- und Dämpfungskoeffizienten sind für ideale Betriebsbedingungen bisnach der Gleitlagertheorie abhängig von der Sommerfeldzahl bzw. der statischen Gleichgewichtslage ( $\varepsilon, \gamma$ ) des Zapfens, dem Lagerbreitenverhältnis  $B/D$  und der Lagerbohrungsform (Schmierspaltfunktion  $\bar{H}(\gamma)$ ) bzw. Lagertyp, Spielverhältnis  $\psi_{\max}/\psi_{\min}$ , Einbauwinkel. Ferner kann der Einfluss einer elastischen Verformung der Lagerschale infolge des Schmierfilmdruckes berücksichtigt werden (Elastohydrodynamische Rechnung). Der Einfluss der Bauformen der Lagerschalenabstützung, eines elastischen Lagerbocks oder des Gehäuses bzw. Fundaments können bei Schwingungsrechnung des Systems auf theoretischem oder experimentellem Wege ermittelt und berücksichtigt werden.

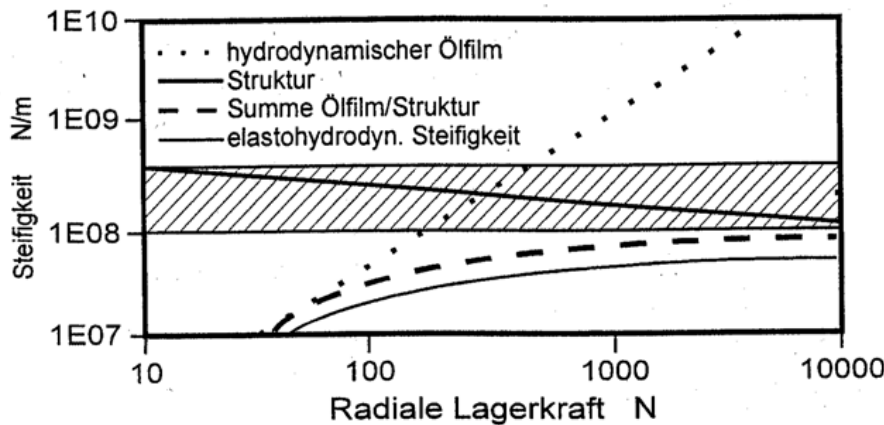
Somit benötigt man für diese Schwingungsrechnung das Kraftgesetz des Lagers, welche Kraft wiederum nichtlinear von der Lage und der Geschwindigkeit des Wellenzapfens abhängt. Bei Lagern, die statisch belastet sind, z.B. durch das Eigengewicht des Rotors, befindet sich der Zapfen auf einem Punkt der Verlagerungsbahn. Für kleine Störkräfte, wie kann bei Getrieben der Fall sein, wird das Kraftgesetz um diesen Betriebspunkt linearisiert und die dynamischen Lagereigenschaften werden durch je vier Feder- und Dämpfungskonstanten ersetzt. Sind die Lager statisch unbelastet oder die Störkraft sehr groß, wie es z.B. bei Verbrennungsmotoren der Fall ist, wo die Betriebskraft sehr stark instationär ist, dann genügt diese Vorgehensweise nicht mehr und man benötigt den gesamten Kraftverlauf für den bewegten Zapfen. Die momentane Kraft im Lager ergibt sich aus der Druckverteilung im Schmierfilm. Diese erhält man durch Lösen der Reynoldsschen Differentialgleichung.

Bei Verbrennungsmotoren beispielsweise erfolgt an den Hauptlagern die Kopplung der Kurbelwelle und Motorblock über den Schmierfilm, der einen Festenkörperkontakt zwischen den beiden Bauteilen im Motorbetrieb verhindert. Dabei sind die Anregungen der Struktur in den Hauptlagern eine Hauptursache der Körperschallschwingungen des Kurbelgehäuses. Die primäre Anregungsursache sind Stöße zwischen Kurbelwelle und Lager; während der Phasen schallharten Ölfilms wird zusätzlich Körperschall von der Kurbelwelle in das Hauptlager übertragen. Während der Körperschallübertragung ins Hauptlager entsteht zwischen dem Hauptlager und der Kurbelwelle eine Körperschallbrücke, wobei der Ölfilm schallhart ist. Der Zustand eines schallharten Ölfilms (d.h. die Ölfilmsteifigkeit ist viel größer als die Struktursteifigkeit), wie er bei starker Verspannung -z.B. infolge der Gaskräfte- vorliegt, wird durch Vorgabe der Struktursteifigkeit, welche zuvor durch statische Verformungsrechnungen ermittelt werden kann, angenähert. Der quasi lastfreie Zustand einer nicht verspannten Kurbelwelle kann durch eine niedrige Gesamtsteifigkeit simuliert werden /1/.

**Bild 2** und **Bild 3** zeigen die resultierende Kraft auf die Kurbelwelle eines Verbrennungsmotors und der Einfluss der Lagerbelastung auf die hydrodynamischen Gesamtsteifigkeit von Ölfilm und Motorblockstruktur, wobei schon bei geringen Belastungen des Lagers die Ölfilmsteifigkeit über



**Bild 2:** resultierende Kraft auf die Kurbelwelle bei Vollast und Leerlast für 1000 min<sup>-1</sup> und 5000 min<sup>-1</sup> / 1/



**Bild 3:** Einfluss der Lagerbelastung auf die hydrodynamische Gesamtsteifigkeit von Ölfilm und Motorstruktur /6/

der Steifigkeit der Hauptlagerstruktur liegt. Im Kurbelwinkelintervall des höchsten Verbrennungsdruckes liegt die radiale Ölfilmsteifigkeit um eine Zehner-Potenz über der Steifigkeit der Motorblockstruktur. Die radiale Kopplung wird somit überwiegend von der Struktursteifigkeit der Hauptlager bestimmt.

Durch die Schiefstellung des Grundzapfens kommt es zur radiale Verkantung zwischen Kurbelwelle und Hauptlagern, was zur axialen Schwingungen der Hauptlagerstege führt. Durch die Verkantung von Kurbelwelle und Hauptlager infolge von Kurbelwellenverformungen (aufgrund der Gaskräfte während der Verbrennung) wird ein Biegemoment in die Hauptlager eingeleitet. Da die Hauptlagerstege in axialer Richtung weich sind, geben sie diesem Moment nach. Bei der

anschließenden plötzlichen Entlastung der Kurbelwelle wird die Verspannung der Bauteile gelöst, und die Stege Schwingen mit ihrer axialen Eigenfrequenz frei aus.

### 3 Akustische Simulationsverfahren

Heute werden mit der steigenden Rechnerleistung die akustischen Simulationsverfahren vielfach auf der Basis von Berechnungen nach der Methoden der Finiten Elemente (FEM) durchgeführt. Somit können in einer frühen Entwicklungsphase die ersten akustischen Eigenschaften eines Systems (z.B. Kurbelwellen – Hauptlager- Kurbelgehäuse) beurteilt und bereits Optimierungsschritte erarbeitet werden.

Es gibt verschiedene Möglichkeiten zur rechnerischen Nachbildung der Schwingungsvorgänge im System Welle– Lager- Lagerstruktur. Unterschieden wird dabei der Modellierungsgrad der einzelnen Strukturen, der Modellansatz sowie die Berücksichtigung des Ölfilms zwischen der Welle und der Lagerstruktur im Radial und Axiallager.

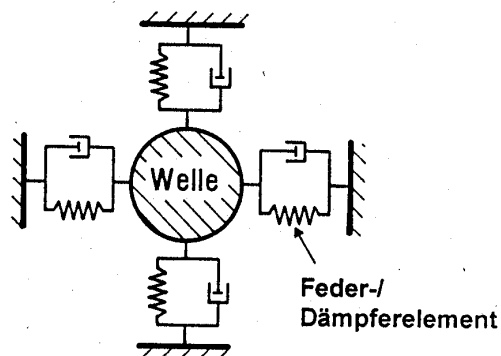
Man kann das Modell von Mehrkörpersystem (Mehrmassenschwinger) verwenden, wobei die Welle und das Lagerstruktur (Schale, Gehäuse und Fundament) als starr betrachtet werden. Die Kopplung der Massen erfolgt mittels Feder- und Dämpfungselementen des Schmierfilms im Lager, auch der Elastizität des Lagergehäuses und die Feder- und Dämpfungseigenschaften der Koppelstelle der Lagerschalen in Gehäusebohrung (Lagerschalenabstützung) sollen berücksichtigt

werden. Damit ist das Übertragungsverhalten im akustischen Frequenzbereich einfach berechenbar. Die genaue Bestimmung der Modellparameter dagegen ist aufwendig.

Bei der Analysen mittels der Finiten Elemente Methode wird Beispielsweise in /1, 2/ das Schwingungsverhalten der Strukturen -Kurbelwelle und Motorblock- unter bestimmten Kopplungsbedingungen untersucht. Dazu wurden zunächst detaillierte 3D-Modelle der Kurbelwelle und Motorblock erstellt und dann vernetzt. Diese rechnerische Untersuchungen des gekoppelten Strukturverhaltens wurde mit der FE-Software „ANSYS“ durchgeführt. Dabei war sowohl das statische als auch das dynamische Verhalten zu untersuchen.

Diese FE- Modelle von Kurbelwelle und Motorblock dienen in erster Linie der Simulation des Betriebsschwingungsverhaltens der Kurbelwelle bis ca. 1000 Hz und im weiteren der genaueren Untersuchungen von Interaktion zwischen Kurbelwelle und Motorblock bei unterschiedlichen Kopplungsbedingungen sowie der Analyse des Körperschallübertragungsverhaltens auch bei höheren Frequenzen.

Die richtige Simulation des Ölfilms in den Hauptlager ist das eigentliche Problem bei der akustischen Berechnung des Systems Kurbelwellen - Hauptlager - Motorblock. Die Kopplung zwischen Kurbelwelle und Motorblockstruktur wird je nach Anwender entweder vereinfacht mit linearen Feder-/Balkenelementen oder mit nichtlinearen Feder-/Dämpferelemente realisiert.



**Bild 4:** Radiale Anordnung der Feder- und Dämpferelemente /2/

Zur Begrenzung des Rechenaufwandes wurden unter vereinfachten Lagerungsbedingungen die Eigenschwingungsformen der gelagerten

Kurbelwelle berechnet. In **Bild 4** wird eine schematische Darstellung des hierfür verwendeten Radiallagermodells gezeigt. Es wurden für die Modellierung der Radiallager und des Schulterlagers (Axiallager) jeweils vier gegen fest wirkende Federn derselben Steifigkeit angesetzt.

Da über die im Motorbetrieb in den Hauptlagern vorliegenden Kopplungsbedingungen keine genaue Informationen vorliegen, wurden die Auswirkungen verschiedener Kopplungsvarianten auf das Übertragungsverhalten des Systems im Rahmen einer Parametervariation untersucht. Hierbei wurden die Parameter bewußt in einem sehr weiten Bereich variiert. Diese Variation liefert Informationen über den Einfluß der Gesamtsteifigkeit (Ölfilm- und Struktursteifigkeit) auf das Schwingungsverhalten des Systems.

Anhand von Vergleichen mit Messergebnissen wurden dann Aussagen über die im Betrieb vorliegenden Größen gewonnen.

#### 4 Beschreibung des Übertragungsverhaltens

Die Beschreibung der Körperschallübertragung innerhalb des Systems bzw. zwischen zweier Komponenten - wie Welle-Lagerstruktur- wird mittels einer Transferfunktion ermöglicht. Die Transferfunktion vom Anregungs- zum Meßort entspricht dem Quotient aus gemessener bzw. gerechneter Körperschallbeschleunigung oder -schnelle und die eingeleitete Kraft. Bei der Ermittlung dieser Funktion wird immer von einem linearen Strukturverhalten ausgegangen, Nichtlinearitäten werden vernachlässigt. Das Übertragungsverhalten von Einzelnen Bauteilen erfüllt diese Voraussetzung sehr gut. Die Ermittlung dieser Funktion ist sowohl mit der Modalanalyse als auch mittels FE- Berechnungen möglich.

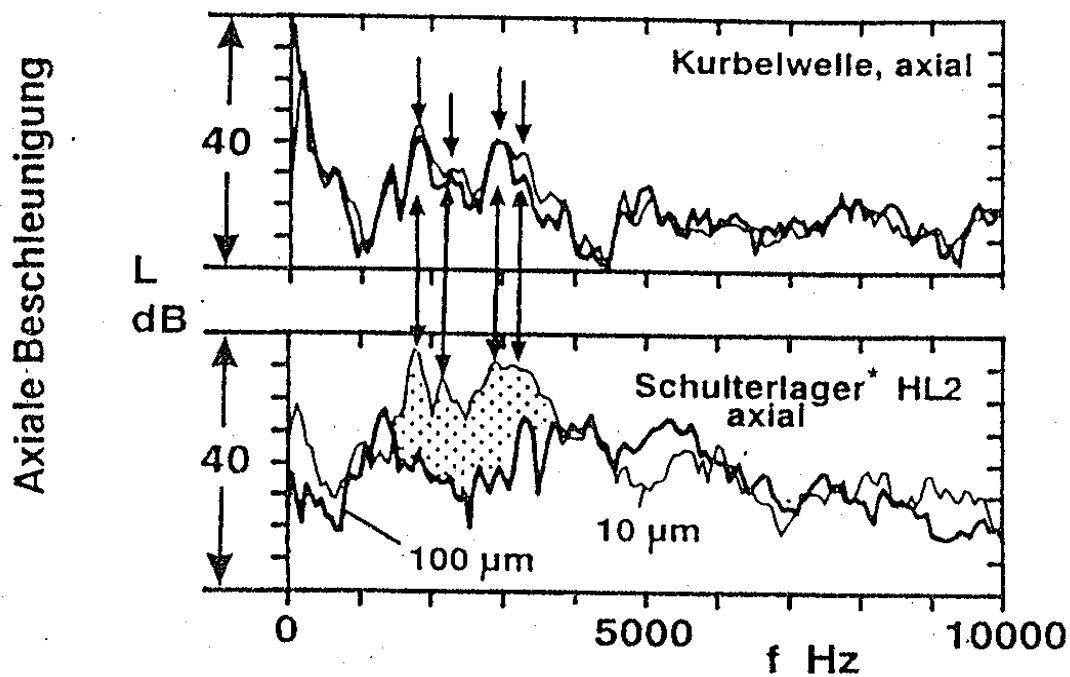
In **Bild 5** werden die Spektren der axialen Schulterlager- und Kurbelwellenbeschleunigungen eines Dieselmotors, jeweils für den Fall mit und ohne Hauptlagerversteifung gezeigt. Daraus kann die Beschleunigungsübertragungsfunktion zwischen beiden Bauteile ermittelt werden. Die Kurven zeigen bei 1500 und 2500 Hz eine Körperschallpegelüberhöhung, die durch die Übertragung von Kurbelwelle in das Schulterlager verursacht sind. Umgekehrt findet keine Übertragung der Hauptlagerdeckel-Eigenschwingungen (700 Hz) auf die Kurbelwelle,

da die Kurbelwellenimpedanz im Vergleich zu der Schulterlager höher ist /2/.

Der Verbund der Hauptlager als Strukturmaßnahmen bewirkt eine axiale Versteifung des Schulterlagerbereiches, was das Körperschallübertragungsverhalten bei axialer Anregung im Schulterlager akustisch günstig beeinflusst.

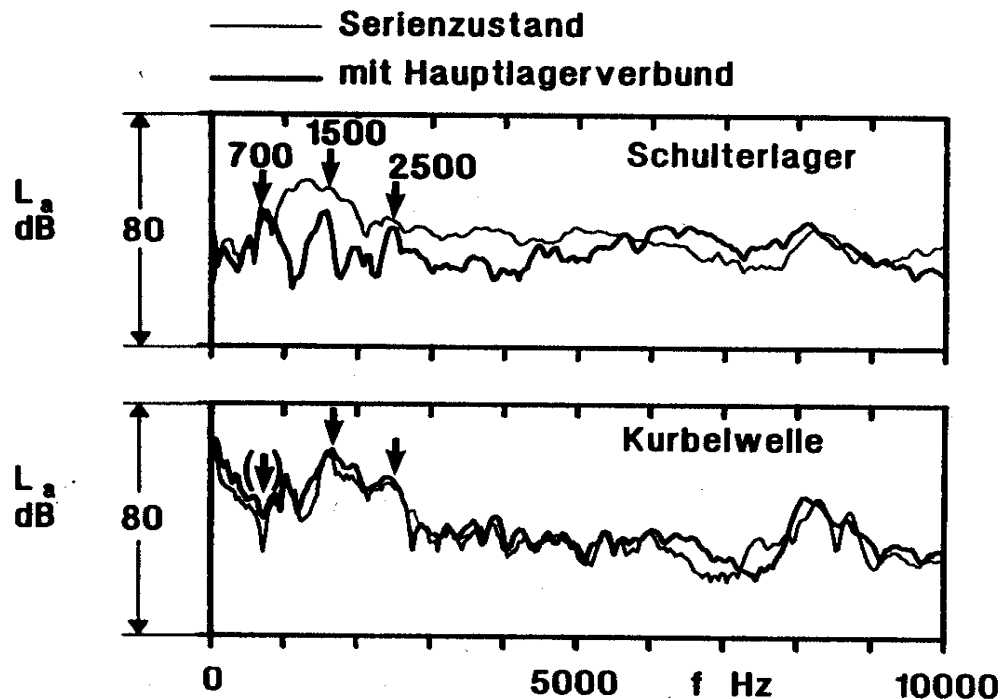
In **Bild 6** ist der Einfluss des Axialspiels am Schulterlager eines Ottomotors auf die axiale

Körperschallübertragung von Kurbelwelle in das Lager deutlich zu sehen. Wie in **Bild 5** gibt es keine Rückwirkungen vom Schulterlager auf die Kurbelwelle.



**Bild 6:** Frequenzanalyse der gemessenen axialen Beschleunigungen am Deckel des Schulterlager und am freien Kurbelwelle eines Ottomotors für 100 µm und 10 µm Axialspiel, bei 1000 min<sup>-1</sup> und Vollast /1/

verschiedenen Gleitlagerparametern sowohl Betriebs- (Last, Drehzahl, Schmierölviskosität und –



**Bild 5:** Spektren der axialen Schulter- und Pleuellwellenbeschleunigung eines Dieselmotor , bei  $1750 \text{ min}^{-1}$ , Vollast,  $45 \text{ }\mu\text{m}$  Axialspiel [2/]

## 5 Zusammenfassung

Im Körperschalleitweg von Maschinen mit gleitgelagerten Wellen sind die Gleitlager im allgemeinen die akustisch entscheidende Schnittstelle; zusätzlich spielen die Schmierfilmeigenschaften bei der Ankopplung der Welle an die Lagerstruktur eine wichtige Rolle.

Die Körperschallübertragung erfolgt in den Zeitintervallen hoher Verspannung zwischen Welle und Lagerstruktur, wobei der Schmierfilm im Lager so sehr eingespannt ist, dass er als schallhart zu betrachten wird. Der Zustand schallhartes Ölfilms herrscht, wenn die Ölfilmsteifigkeit größer als die Lagerstruktursteifigkeit ist. Dabei spielt die Struktursteifigkeit eine bedeutende Rolle. Das Körperschallübertragungsverhalten, das mittels einer Transferfunktion zwischen Welle und Lagerstruktur beschrieben werden kann, kann experimentell oder rechnerisch durch Finite Elemente- Simulationsmodell des Systems ermittelt werden.

Über dieses akustische dynamische Verhalten von Gleitlager gibt es weniger Erkenntnisse. Es soll darüber weitere Untersuchungen unter

temperatur) als auch geometrische Parameter (Lagertyp, Lagergröße (Durchmesser  $D$  und Breitenverhältnis  $B/D$ , Spielverhältnis ), Lagerschalenabstützungsart, Lagerstruktursteifigkeit) durchgeführt werden, damit weitere Aussagen zum Übertragungsverhalten und zu Geräuschminderungsmaßnahmen an Gleitlagern getroffen werden können.

## 5 Literatur

- /1/ Schönherr, C.: Geräuschenstehung durch die Interaktion von Pleuellwelle und Motorblockstruktur. Diss. TH Aachen, 1995
- /2/ Wilhelm, M.; Strohe, M.: Axialschlag im Triebwerk. Körperschallanregung der Motorstruktur durch axiale Bewegungen der Pleuellwelle. Forschungsberichte Verbrennungskraftmaschinen, Heft 505, 1992
- /3/ Welte, L.: Dynamische Lagerankopplung. Ankopplung der Pleuellwellenhauptlager an die Motorstruktur unter dynamischer Krafteinleitung. Vorhaben Nr. 456 Abschlußbericht FVV, Heft 536, 1993

- /4/ Gutzmer, P.; Philipp, U.:  
Körperschallanregung I.  
Körperschallanregung in den  
Kurbelwellengrundlagern eines  
Verbrennungsmotors. Vorhaben Nr. 291  
Abschlußbericht, Heft 369, 1985
- /5/ Merker, H. J.: Zusammenhang zwischen  
Zapfenkraft und Zapfenbewegung beim  
Kreislager und Kippsegmentlager.  
Fortschritt-Berichte der VDI Zeitschriften.  
Reihe 11, 1980
- /6/ Pribsch, H.-H.; Affenzeller, J.; Kuipers, G.:  
Structure Borne Noise Prediction  
Techniques. SAE 900019