

# Reziproke Messung des Körperschallmaßes von Gehäusestrukturen

## Ermittlung des Übertragungsverhaltens eines Pumpengehäuses

Dipl.-Ing. **Ulrich Bittner**, Dipl.-Ing. **Stephan Berneke**, Bosch Rexroth AG, Horb a.N.; Prof. Dr.-Ing. **Carsten Proppe**, Universität Karlsruhe (TH)

### Kurzfassung

Der vorliegende Beitrag erläutert eine Vorgehensweise zur Ermittlung des Körperschallmaßes für das Gehäuse einer Axialkolbenpumpe. Durch die reziproke Messung der Übertragungsadmittanz mit Hilfe der Impulshammermethode kann die Struktur an gut zugänglichen Stellen angeregt werden, so dass die Messung schnell und einfach durchführbar ist.

Die Ergebnisse erlauben einen Vergleich des Einflusses unterschiedlicher Randbedingungen auf das Übertragungsverhalten sowie eine Gegenüberstellung mit Simulationsergebnissen des entsprechenden FE-Modells.

### 1. Einführung

Zur Verbesserung des Geräuschverhaltens von hydraulischen Verdrängereinheiten werden verschiedene primäre und sekundäre Maßnahmen eingesetzt. Zu den sekundären Maßnahmen zählen Modifikationen am Gehäuse, wie die Versteifung durch Rippen, Variation der Gehäuseform oder das Anbringen von zusätzlichen Dämpfungselementen.

Der Nachweis der Wirksamkeit von geräuschreduzierenden Strukturmodifikationen ist anhand von Prüfstandsuntersuchungen oft schwierig, da eine Trennung von störenden Betriebseinflüssen und den Einflüssen gezielter Maßnahmen nicht immer möglich ist. Reduziert man das Gesamtsystem auf das leere Gehäuse, lässt sich die Wirksamkeit am Körperschallmaß aufzeigen. Es ist das zentrale Element in der Schallentstehungskette und beschreibt das Übertragungsverhalten einer Struktur vom Ort der Krafteinleitung zur Schwingung an der Gehäuseoberfläche.

Die Messung des Körperschallmaßes erfordert eine Anregung der Gehäusestruktur mit einer definierten Kraftamplitude. Da bei üblichen Gehäusekonstruktionen die Krafteinleitung primär an den Lagerstellen im Gehäuseinnern geschieht, ist eine direkte Anregung über Impulshammer [1] oder Shaker wegen des begrenzten Bauraums und der fehlenden Zugänglichkeit nicht oder nur sehr schwer möglich. Die Erfassung der Schnelleverteilung an der Oberfläche kann durch das Versetzen von Beschleunigungsaufnehmern oder mit einem Laservibrometer erfolgen. Auch diese Messungen sind mit einem erheblichen Aufwand verbunden.

Im Rahmen dieses Beitrags soll dagegen eine Methode vorgestellt werden, die eine einfache und zügige Durchführung erlaubt. Die Messung basiert auf der Roving-Hammer-Methode, die ein etabliertes Verfahren in der Schwingungsmessung darstellt und lediglich ein einmaliges Kleben der Beschleunigungssensoren erfordert. Die Anregung findet an der gut zugänglichen Außenseite des Gehäuses mittels Impulshammer statt.

Durch die schnelle Durchführbarkeit lassen sich innerhalb kurzer Zeit mehrere Konfigurationen untersuchen und so die verschiedenen Einflüsse auf das Übertragungsverhalten des Gehäuses aufzeigen.

Das Körperschallmaß kann weiterhin als Vergleichskriterium herangezogen werden, um die Qualität eines FE-Modells zu beurteilen. Die dynamischen Eigenschaften einfacher Bauteile sind mit üblicher FE-Software gut zu beschreiben, bei der Definition von Randeinflüssen stellt sich allerdings die Frage nach der Systemgrenze. Ob neben der Einspannung gegebenenfalls weitere Randbedingungen im Modell berücksichtigt werden müssen, wie z.B. montierte Schläuche, kann anhand des gemessenen Körperschallmaßes nachgeprüft werden.

## 2. Grundlagen

Eine schwingende Oberfläche strahlt bei einer Frequenz  $f$  die Schalleistung  $P$  ab, welche durch die maschinenakustische Grundgleichung

$$P(f) = \rho c S \overline{\tilde{v}_n^2(f)} \sigma(f) \quad (1)$$

beschrieben wird. Die Größen  $\rho$  und  $c$  stehen für die Dichte und Schallgeschwindigkeit der umgebenden Luft. Das Körperschallverhalten beschreibt das über die Fläche  $S$  gemittelte Quadrat der Oberflächenschnelle  $\overline{\tilde{v}_n^2(f)}$  normal zur Oberfläche, der Abstrahlgrad  $\sigma$  die Umwandlung von Körperschall in Luftschall.

In der logarithmischen Pegelschreibweise ergibt sich für (1) der Schalleistungspegel  $L_p$  mit

$$L_p(f, x) = L_F(f, x) + L_h(f, x) + L_\sigma(f, x), \quad (2)$$

aus der Pegelsumme des Kraftpegels  $L_F$ , des Körperschallmaßes  $L_h$  und des Abstrahlmaßes  $L_\sigma$  [2]. Es ist zu beachten, dass sich die Pegel auf denselben Freiheitsgrad beziehen,

der Ort und Richtung der Anregung zusammenfasst. Vereinfacht soll im Folgenden der Begrifflichkeit des Ortes auch die Richtung zugeordnet werden.

Wird eine Schwingung durch mehrere Anregungen  $i$  unterschiedlicher Freiheitsgrade hervorgerufen, gilt für die Einzelschalleistungen  $L_{p,i}$  die Addition des Kraftpegels  $L_{F,i}$  mit dem zugehörigen Körperschallmaß  $L_{h,i}$  sowie dem Abstrahlmaß  $L_{\sigma,i}$  gemäß Gleichung (2). Die Einzelschalleistungen werden anschließend als Summenpegel der Gesamtschalleistung zusammengefasst:

$$L_{p,ges} = 10 \cdot \log \left( \sum_{i=1}^n 10^{L_{p,i}/10} \right) dB. \quad (3)$$

Gleichung (2) zeigt die Bedeutung des Körperschallmaßes als Grundgröße in der Maschinenakustik. Es ist definiert als Pegel der flächengewichteten, mittleren quadratischen Übertragungsadmittanz  $Sh_{\tilde{u}}^2$ :

$$L_h(f, x) = 10 \cdot \log \left( \frac{Sh_{\tilde{u}}^2(f, x)}{Sh_{\tilde{u},0}^2} \right) dB \quad \text{mit} \quad Sh_{\tilde{u},0}^2 = m^2 \left( 5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s \cdot N} \right)^2 \quad (4)$$

$$Sh_{\tilde{u}}^2(f, x) = \int_S h_{\tilde{u}}^2(f, x) dS. \quad (5)$$

Die Übertragungsadmittanz  $h_{\tilde{u}}$  ergibt sich aus der zeitlich ( $\tilde{v}$ ) und örtlich ( $\bar{v}$ ) gemittelten Schnelle  $v_n$  der Oberflächennormalen als Antwort auf eine anregende Kraft  $F$  [3]:

$$h_{\tilde{u}}^2(f, x) = \frac{\overline{\tilde{v}_n^2(f)}}{\tilde{F}^2(f, x)}. \quad (6)$$

Die Übertragungsadmittanz wird auch als Frequency Response Function (FRF) bezeichnet.

### 3. Reziproke Messung des Körperschallmaßes

Das Verfahren basiert auf der Impulshammermessung, wie sie bei der Experimentellen Modalanalyse (EMA) eine breite Anwendung als Roving-Hammer-Methode findet. Dabei wird, wie auch grundsätzlich für die EMA erforderlich, ein lineares System mit symmetrischer Massenmatrix  $M$ , Dämpfungsmatrix  $C$  und Steifigkeitsmatrix  $K$  angenommen. Während für die Ermittlung von Eigenfrequenzen und Eigenformen eine Kalibrierung des Hammers nicht zwingend erforderlich ist, muss in diesem Fall vor der Messung eine Kalibrierung, beispielsweise mit einer Testmasse [4], durchgeführt werden.

Bei der Modalanalyse werden sukzessive die Übertragungsfunktionen  $h_{i,j}$  zwischen Anregungsort  $i$  und Antwortort  $j$  gemessen. Die gemessenen Übertragungsfunktionen werden in der Übertragungsmatrix  $H$  zusammengefasst:

$$H(f) = [h_{i,j}(f)] = \begin{bmatrix} v_j(f) \\ F_i(f) \end{bmatrix} \quad (7)$$

Wegen der Symmetrie der Matrizen  $M$ ,  $C$  und  $K$  ist  $H$  ebenfalls symmetrisch, so dass die Reziprozität der Übertragungsfunktion eine Vertauschung von Anregungs- und Messort erlaubt [5]:

$$h_{i,j}(f) = h_{j,i}(f) \quad (8)$$

Durch die Richtungsunabhängigkeit der Transferfunktion kann daher an den Kräfteinleitungsstellen des Gehäuses die Beschleunigung als Strukturreaktion gemessen werden, die Anregung findet an der gut zugänglichen Gehäuseoberfläche statt (Bild 1). Dabei kommt die Wirkungsrichtung des Impulshammers in Normalenrichtung zugute, die der Bezugsrichtung der Oberflächenschnelle entspricht.

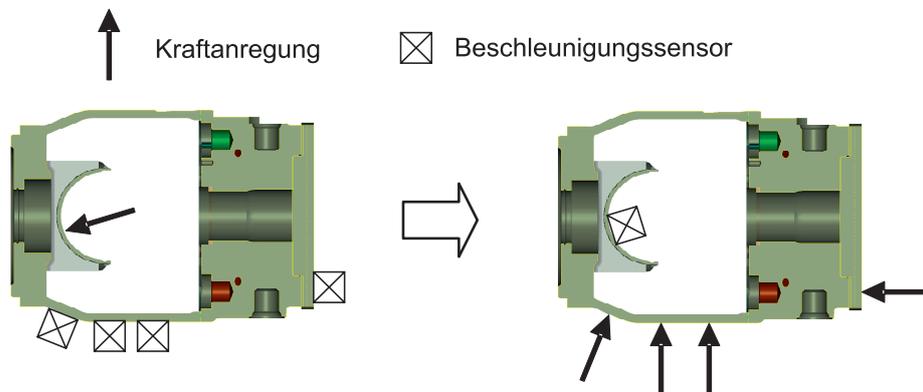


Bild 1: Reziproke Messung der Übertragungsadmittanzen  $h_{i,j}$  durch Vertauschen von Anregungs- und Messort

Für die praktische Durchführung der Methode wurde das leere Gehäuse einer Axialkolbenpumpe gewählt, in das mehrere Beschleunigungssensoren an verschiedenen Kräfteinleitungsstellen des Triebwerks geklebt wurden. Das Gehäuse wurde an den Flansch eines Prüfstandes montiert, die Kabel wurden über die Leckölbohrung nach außen geführt.

Die Durchführung der Messung als Roving-Hammer-Methode erlaubt eine zügige Arbeitsweise, ohne dass zwischen den einzelnen Messungen ein Umsetzen der Sensoren erforderlich ist. Für saubere Ergebnisse gelten die gleichen Richtlinien wie bei einer üblichen Impulshammermessung, wie sie beispielsweise in [6] beschrieben sind.

Um zusätzlich eine Auswertung von massen-normalisierten Eigenformen zu ermöglichen, wurde ein weiterer Sensor an der Außenseite für die Driving-Point-Messung angebracht. Bild 2 zeigt den Messaufbau sowie das Modell der diskretisierten Messpunkte.

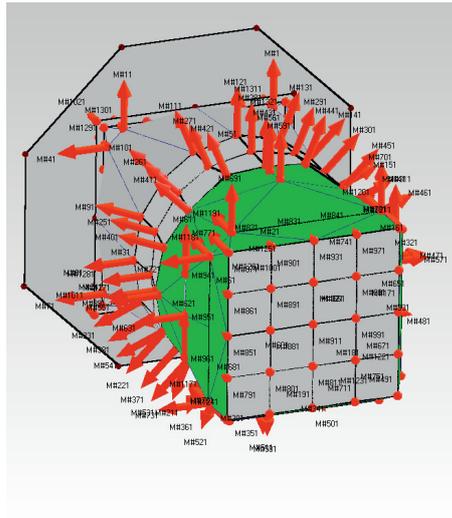
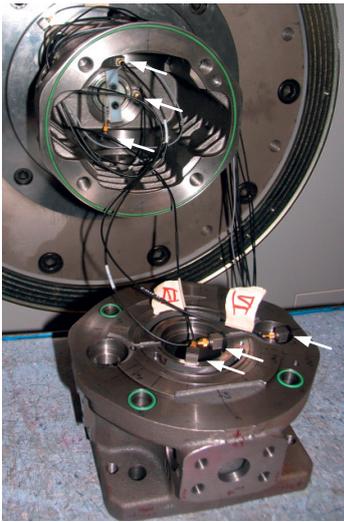


Bild 2: Messaufbau der Beschleunigungssensoren im Gehäuseinneren (links) und zugehöriges Punktmodell (rechts)

Durch das regelmäßige Punktgitter kann die mittlere Übertragungsadmittanz  $h_{\bar{U}}$  durch arithmetische Mittelung der Übertragungsadmittanzen bestimmt werden:

$$S h_{\bar{U}}^2(f, x) = \int_S h_{\bar{U}}^2(f, x) dS \approx S \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n h_{\bar{U}(i,x)}^2(f) \quad (9)$$

Bild 3 zeigt die Mittelung der Übertragungsadmittanzen  $L_{h\bar{U}(i,x)}$  zu  $L_{h\bar{U}}(x)$  und anschließend die Skalierung mit der Oberfläche  $S$  zu dem Körperschallmaß  $L_n(x)$ . Die Bezugsgrößen der Pegeldarstellung entsprechen DIN 45630 T.1 [2].

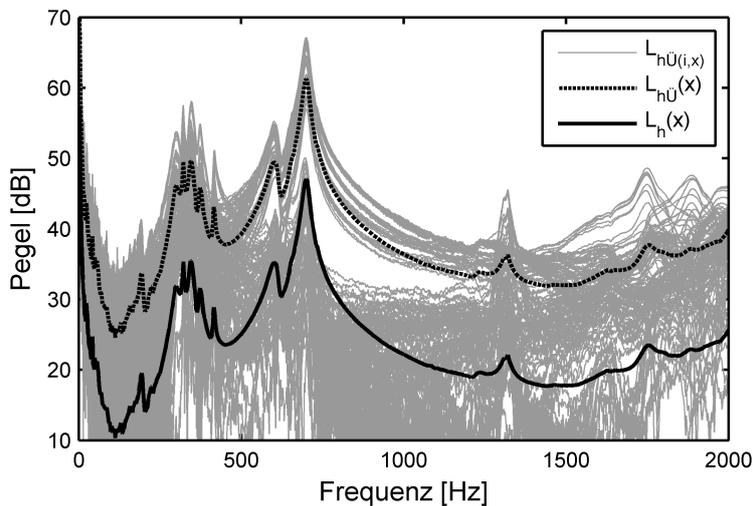


Bild 3: Ermittlung des Körperschallmaßes  $L_n(x)$  aus den Übertragungsadmittanzen  $L_{h\bar{U}(i,x)}$  für den Messort der Schwenkwiegenlagerung (Bild 1, rechts)

Durch die Mittelung der Vielzahl an Übertragungsadmittanzen (hier: ca. 130) erhält man mit dem Körperschallmaß eine übersichtliche Darstellung des Übertragungsverhaltens. Daraus

lässt sich beispielsweise schließen, welche Moden wie stark ausgeprägt sind. Im Gegensatz zu einer einfachen EMA, bei der die Referenzsensoren auf der Außenseite platziert sind, kann anhand des Körperschallmaßes die Schwingfreudigkeit direkt bezogen auf die Kräfteinleitungsorte beurteilt werden.

## 4. Ergebnisse

### 4.1 Vergleich des Körperschallmaßes mit der FE-Berechnung

Das reziprok ermittelte Körperschallmaß soll zunächst mit Ergebnissen des entsprechenden FE-Modells validiert werden. Das FE-Modell enthält ebenfalls kein Triebwerk, die Einspannrandbedingung wurde mit Hilfe der Eigenfrequenzen abgeglichen. Die Auswertung des Körperschalls erfolgt in Ansys mit dem kommerziellen Werkzeug SBSound [7].

Durch eine Anregung des Modells an den Lagerstellen im Gehäuseinnern mit der Bezugskraft von 1 N entspricht die berechnete Körperschalleistung bereits dem Körperschallmaß. Bild 4 zeigt für verschiedene Freiheitsgrade eine gute Übereinstimmung mit der jeweiligen Messung im interessierenden Frequenzbereich von 200 bis 2000 Hz.

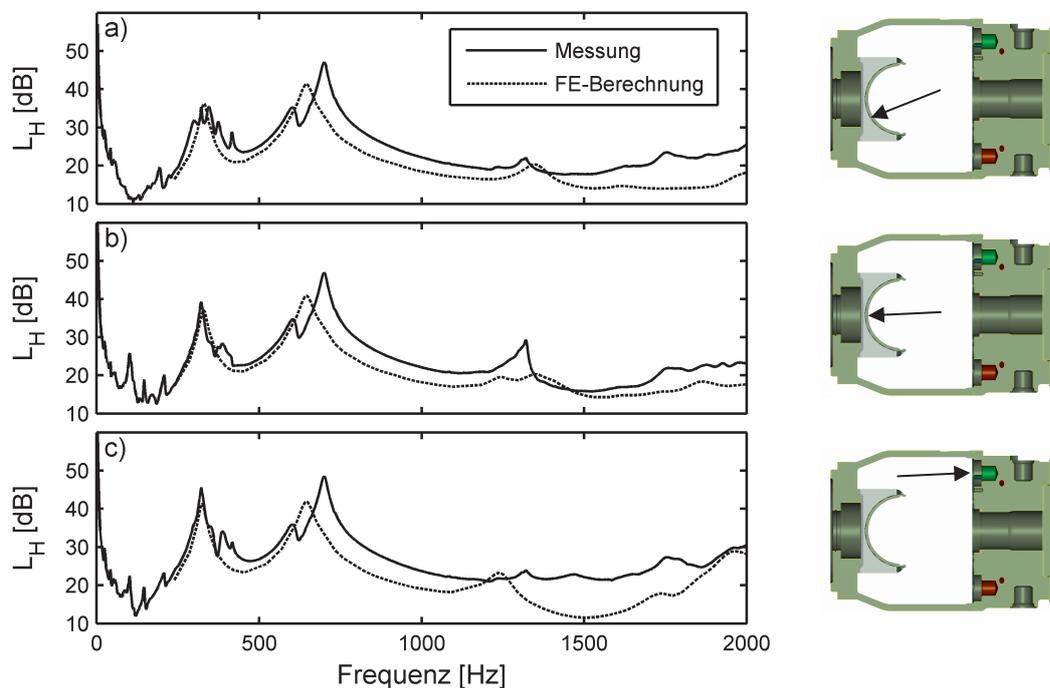


Bild 4: Gegenüberstellung von berechnetem und reziprok gemessenem Körperschallmaß für verschiedene Freiheitsgrade

## 4.2 Untersuchung der Einflüsse verschiedener Randbedingungen

Für die Verbesserung von Geräuscheigenschaften ist die Kenntnis der dominierenden Einflüsse auf das Schwingungsverhalten essentiell, die auch bei einer Abbildung als FE-Modell berücksichtigt werden müssen. Eine Untersuchung im Betriebszustand, ob beispielsweise das Anbringen der Schläuche das dynamische Verhalten des Gehäuses beeinflusst, ist nicht realisierbar. Zudem werden bei Kolbenmaschinen nur tonale Frequenzanteile angeregt, während die breitbandige Anregung des Impulshammers ein kontinuierliches Spektrum über den gesamten Frequenzbereich ergibt.

Unter Anwendung der hier vorgestellten Methode kann eine detaillierte Systemanalyse durchgeführt werden, die direkt das Körperschallmaß als akustisch relevante Größe liefert. Bild 5 zeigt einige Ergebnisse dieser Untersuchungen, in denen zum einen Hochdruck- und Saugschlauch angebracht wurden. In einer weiteren Messung ist das Gehäuse nicht direkt, sondern über einen Dämpfungsflansch am Prüfstand befestigt.

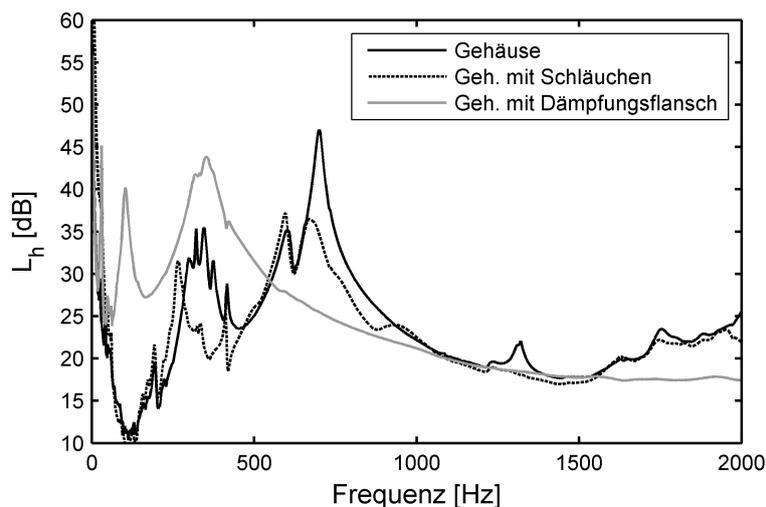


Bild 5: Einflüsse verschiedener Randbedingungen auf das Körperschallmaß der Schwenkwiegenlagerung aus Bild 1

Der sichtbare Einfluss der Schläuche zeigt, dass diese Randbedingung nicht zu vernachlässigen ist und in einem FE-Modell der Gesamtpumpe in geeigneter Form berücksichtigt werden muss.

Der Dämpfungsflansch kann zwar im oberen Frequenzbereich ab ca. 500 Hz die Amplituden reduzieren, darunter kommt es jedoch zu einem bemerkenswerten Anstieg, der in der erhöhten Beweglichkeit des Gehäuses begründet ist. Daraus kann in Abhängigkeit der Frequenz-

lage der Anregungskräfte beurteilt werden, ob der Einsatz dieses zusätzlichen Bauelements sinnvoll ist.

## 5. Fazit

Der Beitrag stellt ein Verfahren zur reziproken Bestimmung des Körperschallmaßes von Gehäusestrukturen am Beispiel einer Axialkolbenpumpe vor. Die Umkehrbarkeit der Übertragungsfunktionen erlaubt die Anregung des Gehäuses an der gut zugänglichen Außenfläche, so dass eine schnelle und einfache Durchführung der Messung möglich ist.

Die Plausibilität der Methode wird in der guten Übereinstimmung mit dem berechneten Körperschallmaß der entsprechenden FE-Simulation dargestellt. Durch die breitbandige Anregung ist eine umfassende Bewertung der Strukturschwingung möglich, so dass der Einfluss verschiedener Randbedingungen gezeigt werden kann.

Die Methode wird die Entwicklung neuer Produkte verbessern, da wirkungsvolle Maßnahmen schneller identifizierbar und umsetzbar sind. Umfangreiche Geräuschemessungen über alle Betriebsbereiche, sowie die Trennung der betrieblichen Störeinflüsse von den umgesetzten Maßnahmen, können mit der vorgestellten Methode ersetzt werden. Dies führt zu einer Reduzierung der Prüfstandlaufzeiten und somit zu geringeren Kosten.

Mit dem direkten Vergleich von FE-Modell und Messung lässt sich zudem die akustische Qualität von virtuellen Prototypen nachweisen, um so deren Aussagekraft verbessern. Damit kann die Anzahl realer Prototypen reduziert werden, wodurch eine weitere Zeit- und Kostenersparnis möglich ist.

- [1] Liu, C. Q.; Pawlowski, R.; Orzechowski, J: A new Method for Obtaining FRF of a Structure in Area Where Impact Hammer Cannot Reach. SAE-Paper, 2007-01-2385, 2007
- [2] Kollmann, F. G.: Maschinenakustik. Grundlagen, Messtechnik, Berechnung, Beeinflussung. Berlin: Springer-Verlag, 2. Auflage 2000
- [3] Müller, H. W.: Praxisreport Maschinenakustik. Berechnungs- und Abschätzverfahren für Maschinengeräusche. Forschungsberichte FKM, Band 102. Darmstadt 1983
- [4] Landsberg, C.; Niehaus, H.: Hammermessung mit PAK, Müller-BBM, Planegg 2002
- [5] Kollmann, F. G.: Praktische Maschinenakustik. Berlin: Springer-Verlag, 2006
- [6] Avitabile, P.: Modal Space – Back to Basics. Experimental Techniques Oktober 2002. Society for Experimental Mechanics
- [7] Moosrainer, M.: Körperschallbewertung mit SBSound 2.1, Cadfem, Grafing, 2007