Geräuschreduzierung durch Körperschallisolierung

Gh. Reza Sinambari

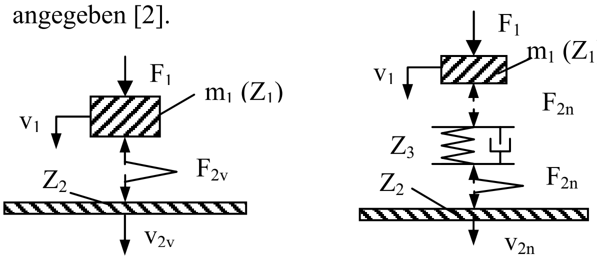
IBS Ingenieurbüro für Schall- und Schwingungstechnik GmbH, 67227 Frankenthal, E-Mail: mail@ibs-akustik.de
FH Bingen, FB2- Mechatronik- & Automobilsysteme, 55411 Bingen am Rhein, E-Mail: sinambari@fh-bingen.de

Einleitung:

Die durch Körperschallübertragung verursachte Geräuschentwicklung von angeschlossenen bzw. gekoppelten Bauteilen und/oder Strukturen an einer Maschine (Erregerquelle) lassen sich durch geeignete Körperschallisolierungen deutlich reduzieren. Im Gegensatz zur Schwingungsisolierung, bei der man eine unendliche Anschlussimpedanz voraussetzt, kann man bei der Körperschallisolierung, $f > 100$ Hz, nur für idealisierte Randeinspannungen, z.B. ideale Platte, ein rein analytisches Berechnungsverfahren angeben. Dies liegt einerseits daran, dass im Bereich höherer Frequenzen die Struktur- bzw. Fundamentimpedanz endliche Werte hat und die angeschlossenen Strukturen zahlreiche Eigenfrequenzen aufweisen. Andererseits existieren für die Federelemente keine allgemein zugänglichen Daten bezüglich ihres dynamischen Verhaltens im hochfrequenten Bereich. Darüber hinaus ist die Annahme, dass die Federelemente massenlos sind, wie man es bei der Schwingungsisolierung voraussetzt, bei der Körperschallisolierung nicht zulässig [1].
Im Rahmen dieses Beitrages wird, aufbauend auf die theoretischen Grundlagen, ein vereinfachtes Näherungsverfahren für die Körperschallisolierung mit Hilfe von elastischen Elementen angegeben.

Theoretische Grundlagen der Körperschallisolierung

In Bild 1 ist die schematische Darstellung der Krafterregung einer Struktur mit und ohne elastischem Isolierelement angegeben [2].



starre Ankopplung　　elastische Ankopplung

Bild 1: Schematische Darstellung der Krafterregung

Der Amplitudenfrequenzgang der Fußbodenkraft bei Krafterregung $|\alpha|$ lässt sich allgemein wie folgt darstellen [1].

$$|\alpha| = \left|\frac{F_{2,\text{elastisch}}}{F_{2,\text{starr}}}\right| = \left|\frac{F_{2n}}{F_{2v}}\right| = \left|\frac{Z_3}{Z_3 + \dfrac{Z_1}{K_Z}}\right| \qquad (1)$$

$$K_Z = 1 + \frac{Z_1}{Z_2} \qquad (2)$$

Kennt man die Fundamentschwingungen bei starrer Ankopplung der Maschine ($v_{2v} = v_{vorher}$), so lassen sich mit Hilfe des Amplitudenfrequenzganges $\alpha(f)$ die zu erwartenden Struktur- bzw. Fundamentschwingungen nach der Isolierung der Maschine ($v_{2n} = v_{nachher}$) bestimmen.

$$v_{2n}(f) = v_{2v}(f) \cdot |\alpha(f)| \qquad (3)$$

Die in Gln. (1) und (2) angegebenen Impedanzen lassen sich am besten durch die dynamische Masse m_b, die sich u.a. durch Messungen unter realen Einspann- bzw. Einbaubedingungen ermitteln lässt, angeben [2]:

$$|Z_1| = |m_{b1}| \cdot \omega \approx m_1 \cdot \omega \qquad (4) \quad \text{Maschinenimpedanz}$$

m_1 Tatsächliche Masse, die auf das Federelement wirkt

$$|Z_2| = |m_{b2}| \cdot \omega \qquad (5) \quad \text{Struktur- bzw. Anschlussimpedanz}$$

$$m_{b2} = \left|\frac{F}{a_e}\right| \qquad (6)$$

F　Erregerkraft, die mit Hilfe eines Schwingerregers oder eines Impulshammers in die Struktur eingeleitet wird

a_e　Schwingbeschleunigung an der Einleitungsstelle, verursacht durch die Erregerkraft F

Bei der Körperschallisolierung kann man, im Gegensatz zur Schwingungsisolierung, die Masse der Federelemente nicht vernachlässigen. Dies liegt daran, dass die dynamische Masse der Federelemente mit dem Quadrat der Frequenz abnimmt. Physikalisch gesehen kann die dynamische Masse des Federelements aber nicht Null, zumindest nicht wesentlich kleiner als die tatsächliche Masse des Federelements, werden. Unter Berücksichtigung der Federmasse m_F lässt sich die Impedanz des Federelements wie folgt angeben [1]:

$$Z_3 = j \cdot m_F \cdot \omega + d + j\frac{k}{\omega} \qquad (7)$$

k　Federsteifigkeit
$d = 2 \cdot m_1 \cdot \omega_0 \cdot \vartheta$　d= Dämpfungskoeffizient　ϑ=Dämpfungsgrad

Mit $\eta = \omega / \omega_0 = f / f_0$ und $k = m_1 \cdot \omega_0^2$

f_0　niedrigste Eigenfrequenz der Isolierung

lässt sich die dynamische Masse des Federelements wie folgt bestimmen [1]:

$$m_{b3} = \frac{|Z_3|}{\omega} = \frac{m_1}{\eta^2}\sqrt{4\vartheta^2\eta^2 + \left(1 + \frac{m_F}{m_1}\cdot\eta^2\right)^2} \qquad (8)$$

Mit den Gln. (4) und (8) erhält man nach Gl. (1) den Amplitudenfrequenzgang der Fußbodenkraft bei Krafterregung in Abhängigkeit der Frequenz f bzw. des Frequenzverhältnisses η [1]:

$$|\alpha(f)| = |\alpha(\eta)| = \sqrt{\frac{\left(1 - \dfrac{m_F}{m_1}\cdot\eta^2\right)^2 + 4\vartheta^2\cdot\eta^2}{\left(1 - \dfrac{m_F}{m_1}\cdot\eta^2 - \dfrac{1}{|K_Z|}\cdot\eta^2\right)^2 + 4\vartheta^2\cdot\eta^2}} \qquad (9)$$

Hierbei wurde angenommen, dass $K_Z \approx |K_Z|$ ist. Diese Vereinfachung gilt in guter Näherung nur für den Bereich der Körperschallisolierung. Liegen genauere Werte für m_{b3} vor, z.B. durch Messungen, dann lässt sich $|\alpha(f)|$ nach Gl. (1) wie folgt bestimmen:

$$|\alpha(f)| = \frac{|K_Z|}{|K_Z| + \frac{m_1}{m_{b3}}} \qquad (10)$$

Der Betrag von $|K_Z|$ lässt sich am besten durch Messungen der dynamischen Masse m_{b2} der Struktur bzw. des Fundaments nach Gl. (6) bestimmen:

$$|K_Z| = \left|1 + \frac{Z_1}{Z_2}\right| \approx 1 + \frac{m_1}{m_{b2}} \qquad (11)$$

Für Bauteile wie Platten, Balken etc. lässt sich für idealisierte Randeinspannungen m_{b2} auch theoretisch bestimmen. Für plattenartige Strukturen, z.B. Decken, lässt sich m_{b2} wie folgt ermitteln [2]:

$$m_{b2} = \frac{\pi^2}{8} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot \rho}{12 \cdot (1-\mu^2)}} \cdot \frac{h^2}{f} \quad \text{kg} \qquad (12)$$

E	Elastizitätsmodul der Struktur in N/m²
ρ	Dichte der Struktur in kg/m³
µ	Querkontraktionszahl
h	Plattendicke in m
f	Frequenz in Hz

Die Gl. (9) und (10) stellen einen erweiterten Ansatz für die Körperschallisolierung dar. Für $m_F = 0$ und $K_Z = 1$ ($Z_2 = \infty$), wie man es bei der klassischen Schwingungsisolierung voraussetzt, folgt aus Gl. (9) die Beziehung für die klassische Schwingungsisolierung [3]:

$$|\alpha(f)| = |\alpha(\eta)| = \sqrt{\frac{1 + 4\vartheta^2\eta^2}{\left(1-\eta^2\right)^2 + 4\vartheta^2\eta^2}} \qquad (13)$$

Geräuschreduzierung durch Körperschallisolierung

Ein Maß für die körperschallbedingte Geräuschentwicklung einer zu Schwingungen angeregten Struktur ist der abgestrahlte Körperschallleistungspegel L_{WK} [2]:

$$L_{WK} \approx L_V + L_S + \sigma' \qquad (14)$$

Schnellepegel: $L_v = 20 \cdot \log(v/v_0)$ dB ; $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ m/s

Flächenmaß: $L_S = 10 \cdot \log(S/S_0)$ dB ; $S_0 = 1\ \text{m}^2$

Abstrahlmaß: $\sigma' = 10 \cdot \log\sigma$ dB ; σ = Abstrahlgrad

Berücksichtigt man, dass das Flächen- und Abstrahlmaß, L_S und σ', einer zu Schwingungen angeregten Struktur vor und nach der Körperschallisolierung unverändert bleibt, dann lässt sich die Geräuschreduzierung durch die Körperschallisolierung wie folgt bestimmen:

$$\Delta L(f) = L_{v2v}(f) - L_{v2n}(f) = 20 \cdot \log\frac{v_{2v}(f)}{v_{2n}(f)} \quad \text{dB} \qquad (15)$$

ΔL(f) Einfügungsdämm-Maß in dB bei der Frequenz f

Hierbei sind $L_{v2v}(f)$ und $L_{v2n}(f)$ die Schnellepegel der Struktur bei der Frequenz f vor und nach der Isolierung. Die Geräuschreduzierung mit Hilfe der Körperschallisolierung lässt sich am besten durch das Terzspektrum der A-Schnellepegel darstellen:

$$v_{2n,fm} = \sqrt{\sum_{f_{u,Terz}}^{f_{o,Terz}} \left(v_{2v}(f_i) \cdot |\alpha(f_i)|\right)^2} \qquad (16)$$

$$L_{v2nA,fm} = 20 \cdot \log\left(\frac{v_{2n,fm}}{v_0}\right) + A_{fm} \quad \text{dB(A)} \quad ; v_0 = 5 \cdot 10^{-8}\ \text{m/s} \qquad (17)$$

A_{fm}	Die A-Bewertung bei der Frequenz f_m
f_m	Terzmittenfrequenz

Die Geräuschreduzierung als Terzspektrum ($\Delta L_{v,fm}$) und A- Gesamtpegel (ΔL_{vA}) erhält man dann:

$$\Delta L_{v,fm} = L_{v2vA,fm} - L_{v2nA,fm} \quad \text{dB} \qquad (18)$$

$$\Delta L_{vA} = L_{v2vA} - L_{v2nA} \quad \text{dB(A)} \qquad (19)$$

$$L_{v2nA} = 10 \cdot \log \sum_{f_{m,min}}^{f_{m,max}} 10^{\frac{L_{v2nA,fm}}{10}} \quad \text{dB(A)} \qquad (20)$$

In den Bildern 2 u. 3 sind exemplarisch die gerechneten und die gemessenen Geräuschreduzierung durch Körperschall-isolierung für eine Stahlfeder und ein Gummielement, für geringe Anschlussimpedanz (Stahlplatte 1000x500x6 mm) wiedergegeben [1].
Die Ergebnisse sind auf eine Erregerkraft F_1 = 1 N normiert.

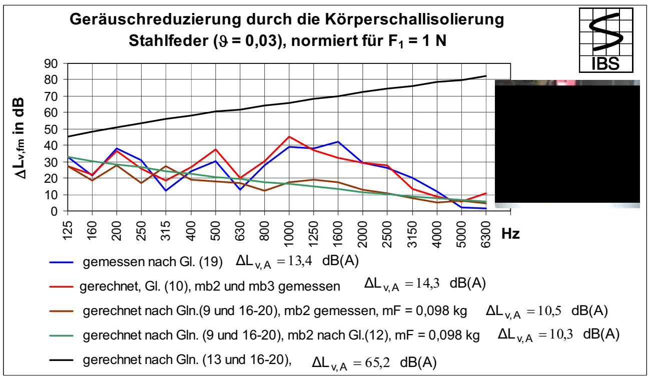


Bild 2: Pegelminderung durch Körperschallisolierung mit Hilfe einer Stahlfeder

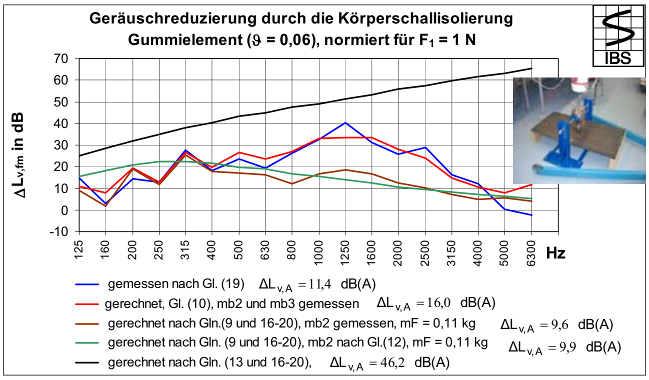


Bild 3: Pegelminderung durch Körperschallisolierung mit Hilfe eines Gummielements

Hieraus ist deutlich zu erkennen, dass die Berechnung mit Hilfe der Gl. (13) - klassische Schwingungsisolierung - zu erheblichen Fehlern führen würde, wenn man sie auch für Körperschallisolierung - elasische Entkopplung bei höheren Frequenzen f >100 Hz – zu Grunde legen würde. Weitere Untersuchungsergebnisse sind in [1] zusammengestellt.

Literatur

[1] Sinambari, Gh. R.: Ein erweiterter Ansatz zur Schwingungs- und Körperschallisolierung:
Teil 1: Z. Lärmbekämpfung, Bd. 6, 2011, Nr.2
Teil 2: Z. Lärmbekämpfung, Bd. 6, 2011, Nr.3

[2] H. Henn, Gh.R. Sinambari, M. Fallen: Ingenieurakustik, Vieweg+Teubner Verlag, 4. Aufl. 2008

[3] VDI-Richtlinie 2062, Bl. 1: Schwingungsisolierung, Begriffe und Methoden, 2011