

Verfahren zur Ermittlung der Körperschalldämmung durch Entkoppelelemente in Kfz-Abgasanlagen

Dipl.-Ing. H.-J. Kammer¹, Dr.-Ing. M. Fallen¹, Prof. Dr.-Ing. M. Böhle¹, Dipl.-Ing. (FH) T. Pfeffer²

¹ TU Kaiserslautern, 67663 Kaiserslautern, Email: hjkammer@rhrk.uni-kl.de

² Heinrich Gillet GmbH - Tenneco, 67480 Edenkoben, Email: TPfeffer@Tenneco.com

Einleitung

Die Abgasanlage (AGA) überträgt Körperschall und strahlt Luftschall ab, für deren Entstehung andere Komponenten wie z.B. Abgasturbolader verantwortlich sind. Eine Minderung der Schwingungsanregung wird durch den Einsatz von Entkoppelelementen erlangt, deren Auswahl bisher primär im Hinblick auf tieffrequente Schwingungsentkopplung unterhalb von 500 Hz erfolgte. Das vermehrte Auftreten von Körperschall mit höheren Frequenzen, bedingt durch den Turbolader, und die immer weiter wachsenden Anforderungen an ein niedriges Geräuschniveau im Automobilbau lässt die Dämmung höherer Frequenzen zu einem wichtigen Auswahlkriterium geeigneter Entkoppelelemente werden.

Prüfstand

Der bei der Daga 2008 [1] vorgestellte vibroakustische Prüfstand ermöglicht umfangreiche Messungen der Körperschallübertragung durch AGA-Entkoppelelemente bei Frequenzen bis 5kHz.

Longitudinale Schwingungsübertragung

Die Beschreibung der longitudinalen Schwingungsübertragung erfolgt unter Verwendung der Vierpoltheorie. Die Vierpolparameter werden mit Hilfe eines indirekten Umkehrverfahrens nach [4] erlangt.

Laterale und rotatorische Schwingungsübertragung

Falls die mechanische Impedanz der Empfängerstruktur groß ist gegenüber der des Entkoppelelementes, so kann die Entkoppelwirkung bei wegerregtem Eingang mit Hilfe der Transfersteifigkeiten beschrieben werden. Die Zusammenhänge lauten

$$\begin{Bmatrix} \underline{F}_2 \\ \underline{M}_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{k}_{F_2, u_1} & \underline{k}_{F_2, \gamma_1} \\ \underline{k}_{M_2, u_1} & \underline{k}_{M_2, \gamma_1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \underline{u}_1 \\ \underline{\gamma}_1 \end{Bmatrix}. \quad (1)$$

Hierbei werden nur die ausgangsseitige Kraft \underline{F}_2 und das Moment \underline{M}_2 als Folge der Erregung mit dem Schwingweg \underline{u}_1 und dem Drehwinkel $\underline{\gamma}_1$ betrachtet. Die Verknüpfung erfolgt mit der Matrix der Transfersteifigkeiten $[k]$. Die Ausgangsschwingungen \underline{u}_2 und $\underline{\gamma}_2$ werden nicht berücksichtigt. Verwendet man das Gleichungssystem 1 als Grundlage für die Messung, wie dies in [2] vorgeschlagen wird, so sind die berechneten Transfersteifen nur für hinreichend kleine Ausgangsschwingungen gültig. Ein erweiterter Ansatz zieht die Ausgangsschwingungen in die Berechnung der Transfersteife mit ein. Hierzu werden die

Vorzeichen und Verhältnisse der Steifigkeitsterme aus der Balkentheorie entnommen. Für einen linearen schmalen Balken beschreibt das Gleichungssystem

$$\underline{F}_2^{(i)} = (-\underline{u}_1^{(i)} + \underline{u}_2^{(i)})\underline{k}_{F_2, u_1} + (-\underline{\gamma}_1^{(i)} - \underline{\gamma}_2^{(i)})\underline{k}_{F_2, \gamma_1} \quad (2)$$

$$\underline{M}_2^{(i)} = (\underline{u}_1^{(i)} - \underline{u}_2^{(i)})\underline{k}_{M_2, u_1} + (\underline{\gamma}_1^{(i)} + 2 \cdot \underline{\gamma}_2^{(i)})\underline{k}_{M_2, \gamma_1} \quad (3)$$

die erweiterte Methode, wobei der Index i die dynamischen Größen von zwei Messungen mit unterschiedlichen Verhältnissen von anregender Translation und Rotation kennzeichnet. Somit erhält man ein Gleichungssystem mit vier Gleichungen zur Lösung der vier unbekanntenen Transfersteifigkeiten.

Angewendet auf ein Stahl-Referenzrohr erhält man die laterale Steifigkeit aus Abbildung 1.

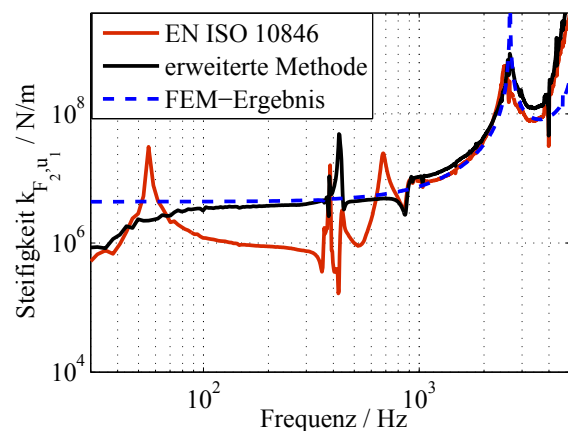


Abbildung 1: laterale Steifigkeiten

Nichtlineares Verhalten

Die häufig zur Entkopplung eingesetzten Schlauchleitungen und Schlauchgelenke weisen aufgrund von Reibung und geometrischer Begrenzung ein nichtlineares Übertragungsverhalten auf, was Abbildung 2 anhand einer stark amplitudenabhängigen Durchgangsdämmung verdeutlicht. Diese Effekte sind insbesondere unterhalb von 1 kHz zu berücksichtigen. Mit steigender Frequenz nehmen diese Effekte in der Praxis ab.

Frequenzgangmessungen werden unter Verwendung stochastischer Anregungen mit definiertem Leistungsspektrum gemacht, wobei nur der linear-korrelierte Anteil

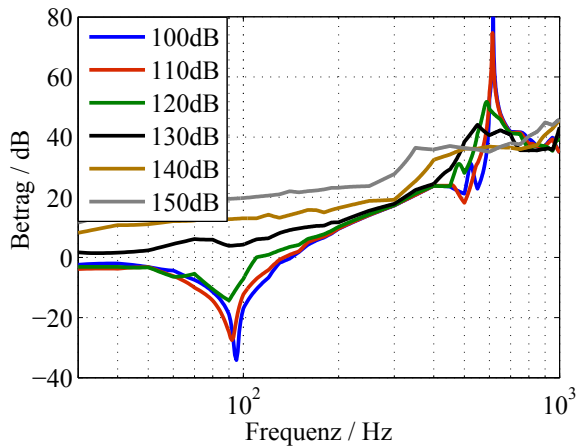


Abbildung 2: Anregungsabhängige Durchgangsdämmung

der Systemantwort iterativ bestimmt wird nach

$$H_1(j\omega) = \frac{S_{xy}(j\omega)}{S_{xx}(j\omega)}. \quad (4)$$

S_{xy} ist das Kreuzleistungsspektrum von Ein- und Ausgangsschwingung und S_{xx} das Autoleistungsspektrum der Eingangsschwingung. Des Weiteren ist bei der Anregung mit diskreten harmonischen Schwingungen die harmonische Linearisierung anwendbar. Hiermit ist sowohl eine bestmögliche Kontrolle des Anregungsspektrums möglich, als auch ein optimaler Signal-Rausch-Abstand.

Betrachtung des Gesamtsystems

Zur Berechnung der Durchgangs- und Einfügedämmung von viskoelastischen Schwingungsentkopplern ist die Kenntniss der mechanischen Eingangsimpedanz der Empfängerstruktur notwendig [5]. Das dynamische Verhalten der hinteren AGA kann sowohl experimentell, als auch mit FE-Berechnungen ermittelt werden [3]. Die Durchgangsdämmung eines experimentell erlangten Entkoppelement-Vierpols, verknüpft mit einer rechnerisch ermittelten AGA-Eingangsimpedanz, zeigt Abbildung 3. Im Vergleich dazu ist die Dämmung bei Abschluss mit einer Punktmasse skizziert. In diesem Beispiel zeigt sich eine besonders hohe Abhängigkeit der Dämmwirkung von der Abschlussimpedanz bei Frequenzen unterhalb 1 kHz.

Zusammenfassung

Die Quantifizierung der dynamischen Übertragungseigenschaften von AGA-Entkoppelementen erfolgt umfassend durch die Verwendung von Übertragungs- bzw. Steifigkeitsmatrizen. Hierbei muss berücksichtigt werden, dass es sich bei nichtlinearen Elementen um linearisierte Ersatzmodelle handelt, die nur für Anregungen mit bestimmten zeitlichen und spektralen Eigenschaften gültig sind. Zur abschließenden Bewertung der Entkoppelwirkung muß das Element im Verbund mit der AGA betrachtet werden.

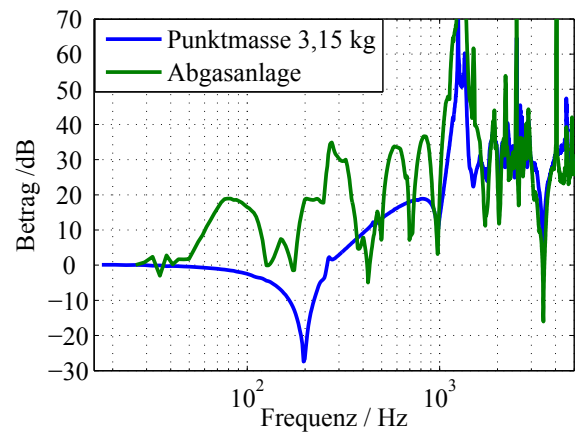


Abbildung 3: Durchgangsdämmung abhängig von der Empfängerstruktur

Literatur

- [1] Kammer, H.-J.; Fallen, M.; Brand, J.-F.: Übertragungsverhalten von Flex-Elementen in Abgasanlagen bei Frequenzen bis 5000 Hz, DAGA 2008
- [2] DIN EN ISO 10846: Laborverfahren zur Messung der vibroakustischen Transfereigenschaften elastischer Elemente
- [3] Brand, J.-F., Fallen, M., Kammer, H.-J.: Future technologies against turbocharger noise transferred to exhaust systems, SAE Paper 2008-01-0891
- [4] E. Seidel: Wirksamkeit von Konstruktionen zur Schwingungs- und Körperschalldämmung in Maschinen und Geräten, Forschungsbericht der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin, Fb 852, 1999
- [5] Henn, H.; Fallen, M.; Sinambari, Gh.R.: Ingenieurakustik, 4., überarbeitete und erweiterte Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden