

Identifizierung und Analyse potenzieller Fehlerquellen bei der Dämpfungsbestimmung

Christian A. Geweth, Rodrigo Moscoso Cires, Andrea Martínez García und
Steffen Marburg

Lehrstuhl für Akustik mobiler Systeme, Technische Universität München, Deutschland, Email: christian.geweth@tum.de

Einleitung

Numerische Simulationen werden im Bereich der Akustik und Strukturmechanik jeden Tag häufiger eingesetzt. Denn präzise Simulationen haben das Potenzial die zurzeit hohe Anzahl an benötigte Experimente zu verringern und damit Entwicklungsprozesse zu beschleunigen. Die Genauigkeit gängiger numerischer Verfahren hängt von verschiedenen Faktoren ab. Zu diesen gehören unter anderem die Elementauswahl, Netzqualität sowie die Genauigkeit der Geometrie- und Materialparameter. Manche Parameter wie beispielsweise Dichte und Steifigkeit lassen sich relativ einfach und relativ hoher Präzision bestimmen. Im Gegensatz zu dazu ist die Ermittlung von Dämpfungswerten deutlich schwieriger. Ursachen hierfür können die Unsicherheit wie beispielsweise Fertigungstoleranzen, Materialeigenschaften und Randbedingungen im Betrieb [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10] sein.

Die experimentelle Bestimmung von Dämpfungswerten ist durch mehrere Ungenauigkeiten und Störeinflüsse mit Unsicherheiten belastet. Dabei werden die Ergebnisse unter anderem durch den Versuchsaufbau beeinflusst. Hierbei sind beispielsweise die Randbedingungen, wie z.B. die Art der Lagerung des zu untersuchenden Objekts oder die Anregung als mögliche Störquelle zu erwähnen. Verschieden Möglichkeiten zur Lagerung sind üblich und in der Literatur beschrieben. Hierzu zählen Annäherungen an eine feste Einspannung, gelenkige oder auch eine Frei-freie Lagerung. Diese theoretischen Vorstellungen von einer Lagerung können in der Realität jedoch nur angenähert werden. Diese umgebenden Bedingungen können die zu untersuchende Struktur zusätzlich dämpfen [13, 14, 15, 16]. Ein weiterer störender Einfluss kann die zusätzliche Dämpfung durch das umgebenden Fluid sein.

Bei der Dämpfung als auch den Eigenfrequenzen handelt es sich um Größen die nicht direkt gemessen werden können. Stattdessen müssen sie erst nach der Datenerfassung im Post-Processing ermittelt werden. Es ist vorstellbar, dass die Genauigkeit der berechneten Dämpfungswerte und Eigenfrequenzen von der Qualität der erfassten Daten und den im Post-Processing angewandten Methoden abhängen. In dieser Studie wird das Post-Processing, insbesondere die 3dB-Bandbreite-Methode näher untersucht.

Modell und Methoden

Wie im vorherigen Abschnitt erwähnt, gibt es eine Vielzahl an möglichen Störeinflüssen bei der Bestimmung von Dämpfungswerten. Um den Einfluss einzelner Parameter

und Einstellungen im Post-Processing leichter identifizieren zu können, wird in dieser Studie die Dämpfung aus dem Antwortverhalten eines Einfreiheitsgradsystems (SDOF) analysiert. Da das dynamische Verhalten dieses einfachen Systems, siehe Abbildung 1, auch analytisch berechnet werden kann, lassen mögliche Fehler aus einer numerischen Lösung der Differentialgleichung ausschließen.

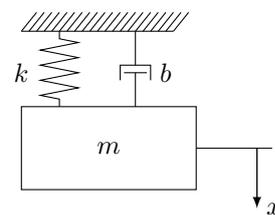


Abbildung 1: Einmassenschwinger (SDOF)

Die zu diesem Einfreiheitsgradsystem gehörige Bewegungsgleichung ohne äußere zeitliche Anregung lautet [17]:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = 0 \quad (1)$$

Die analytische Lösung der Gleichung (1) wird in [18, 17, 19] ausführlich hergeleitet. Deswegen wird hier auf die Herleitung verzichtet. Die Lösung wird dann in folgender Form verwendet:

$$x(t) = e^{-D\omega t} \left(A \cos\left(\omega\sqrt{1-D^2}t\right) + B \sin\left(\omega\sqrt{1-D^2}t\right) \right) \quad (2)$$

Wobei D das Lehr'sche Dämpfungsmaß, siehe Gleichung 3, beschreibt. Für diese Studie werden zunächst Gleichungen (1) und (2) in MATLAB[®] R2017a implementiert. Die analytische Lösung wird direkt aus Gleichung (2) berechnet, um die Systemantwort im Zeitbereich zu bestimmen. Als Anfangswerte werden eine Anfangsauslenkung von $x_0 = 1\text{mm}$ und eine Anfangsgeschwindigkeit von $\dot{x}_0 = 0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ gewählt.

Die Bestimmung der Dämpfungswerte erfolgt nun auf drei unterschiedlichen Wegen. Beim ersten Verfahren wird über Gleichung (3) das Lehr'sche Dämpfungsmaß direkt aus den vorab definiertem Dämpfungswert berechnet.

$$D = \frac{b}{2\sqrt{mk}} \quad (3)$$

Beim zweiten und dritten Vorgehen zur Dämpfungsbestimmung wird jeweils das 3dB-Bandbreitenverfahren verwendet. Im zweiten Fall wird ein Rechteckfenster und im dritten Fall ein Exponentialfenster auf die Zeitdaten angewendet. Nach der Fensterung werden die Ergebnisse mit einer Fast-Fourier-Transformation (FFT) in den Frequenzbereich übertragen. Danach wird an den Daten eine Modalanalyse mit dem Programm ME'SCOPE[®] durchgeführt und die Dämpfungswerte mit der 3-dB-Bandbreite-Methode extrahiert. Abschließend werden die Dämpfungswerte aus den drei erwähnten Fällen miteinander verglichen, um mögliche Abweichungen festzustellen.

Ergebnisse

Das im vorherigen Abschnitt beschriebene Einfreiheitsgradsystem wurde auf drei unterschiedliche Eigenfrequenzen $f_1 = 5.12\text{Hz}$, $f_2 = 10.24\text{Hz}$ und $f_3 = 20.48\text{Hz}$ eingestellt. Für jedes System wurden verschiedene Signallängen simuliert. Anschließend wurden Die Ergebnisse für die Eigenfrequenzen $f_1 = 5.12\text{Hz}$ und $f_3 = 20.48\text{Hz}$ sind in den Abbildungen 2 und 3 gezeigt. Auf die graphischen Darstellung der Ergebnisse für $f_2 = 10.24\text{Hz}$ wurde verzichtet, da hieraus keine weiteren Erkenntnisse gewonnen werden können. Der Anschaulichkeit halber sind in diesen nur die maximalen, minimalen und mittleren Werte eingezeichnet. In beiden Abbildungen entspricht der gemessenen Zeitlänge die x-Achse. Die Abweichung zwischen den ermittelten und den vorab definierten Dämpfungswerten sind auf der y-Achse aufgetragen. Diese Dämpfungsabweichungen werden damit mit folgender Formel berechnet:

$$D_{\text{abweichung}} = D_{\text{ermittelt}} - D_{\text{definiert}} \quad (4)$$

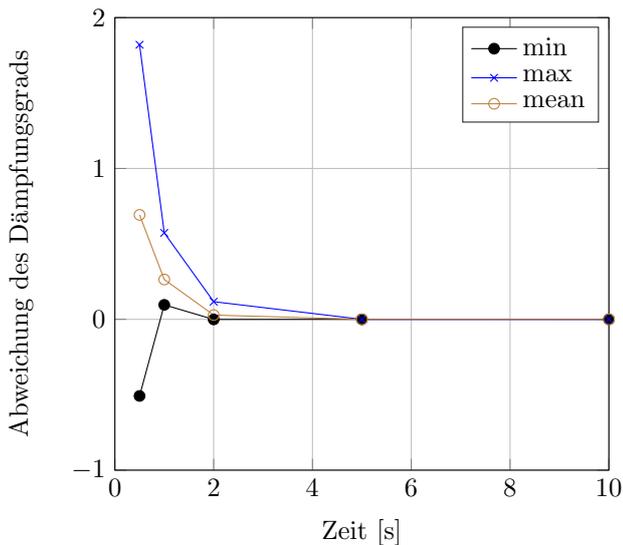


Abbildung 2: $f_0 = 5.12\text{Hz}$, Fensterfunktion=Exponential

Wie den Abbildungen 2 und 3 zu entnehmen ist, weichen die ermittelten Dämpfungswerte der Systeme bei kurzen Zeitlängen sehr stark voneinander ab. Die Abweichung zwischen den Dämpfungswerten wird erst bei längeren

Zeitsignalen vernachlässigbar. Durch einen Vergleich zwischen den Abbildungen lässt sich auch erkennen, dass die Abweichung von der verwendeten Frequenz abhängig ist. Denn die Abweichungen werden erst nach ca. 4-5 Sekunden bei der Frequenz von $f_1 = 5.12\text{Hz}$ nahezu vernachlässigbar. Bei dem System mit einer Eigenfrequenz von $f_3 = 20.48\text{Hz}$ lässt sich dies bereits nach 0.5 Sekunden beobachten. Eine mögliche Erklärung wäre, dass die 3dB-Bandbreite-Methode eine bestimmte Anzahl an Periodendauern benötigt, um korrekte Dämpfungswerte zu ermitteln, und, dass diese Anzahl an Messwerte von den Eigenfrequenzen abhängen.

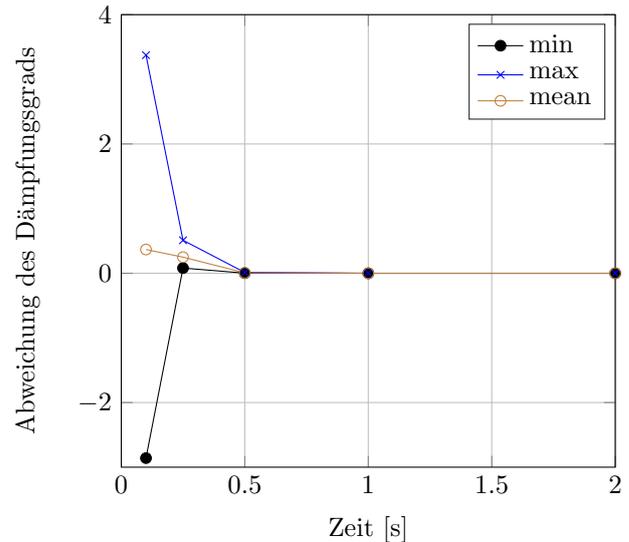


Abbildung 3: $f_0 = 20.48\text{Hz}$, Fensterfunktion=Exponential

Anzumerken ist auch, dass die gewählten Fensterfunktionen zu unterschiedlichen Ergebnissen geführt haben. Bei den in dieser Veröffentlichung nicht graphisch dargestellten Ergebnissen für Rechteckfenster reduzierten sich die Abweichungen nach circa 10 Perioden auf eine vernachlässigbare Größenordnung. Im Gegensatz dazu, lieferten die mit einem Exponentialfenster versehenen Zeitdaten erst nach ungefähr 20 bis 25 Perioden näherungsweise das korrekte Ergebnis.

Zusammenfassung und Schlussfolgerung

Wie in den vorherigen Kapiteln erwähnt wurde, kann sich die Bestimmung von Dämpfungswerten als kompliziert erweisen. Werden Dämpfungswerte experimentell ermittelt, dann ist die 3dB-Bandbreite Methode ein gebräuchliches Verfahren um die Dämpfung aus den gemessenen Übertragungsfunktionen zu ermitteln. Diese Veröffentlichung hat sich auf diese Methode konzentriert und ihre Grenzen untersucht. Es konnte gezeigt werden, dass die gemessenen Zeitlängen die Genauigkeit der ermittelten Dämpfungswerte beeinflusst. Zudem wurde eine Abhängigkeit zwischen der benötigten Anzahl an Perioden und der Reproduzierbarkeit der Ergebnissen entdeckt. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass bei Anwendung eines Exponentialfensters mindestens 20 Perioden und bei einem Rechteckfenster mindestens 10 Perioden benötigt werden, damit die Abweichungen auf ein akzept-

tables Maß reduziert werden. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass die 3dB-Bandbreite Methode für die Berechnung von Dämpfungswerten bei Strukturen mit niedrigen Eigenfrequenzen sich, aufgrund der erforderlichen Messdauer, als ungünstig erweist.

Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei der BMW Group und insbesondere bei Herrn Prof. Dr.-Ing. C. Guist für den Anstoß und die Unterstützung bei diesen Untersuchungen.

Literatur

- [1] Patrick Langer, Kheirollah Sepahvand, Christian Guist, Jürgen Bär, Andrew Peplow, and Steffen Marburg. Matching experimental and three dimensional numerical models for structural vibration problems with uncertainties. *Journal of Sound and Vibration*, 417:294 – 305, 2018.
- [2] C. Soize. A comprehensive overview of a non-parametric probabilistic approach of model uncertainties for predictive models in structural dynamics. *Journal of Sound and Vibration*, 288(3):623–652, 2005.
- [3] G. Manson. Calculating frequency response functions for uncertain systems using complex affine analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 288(3):487–521, 2005.
- [4] J.-F. Durand, C. Soize, and L. Gagliardini. Structural–acoustic modeling of automotive vehicles in presence of uncertainties and experimental identification and validation. *Journal of the Acoustical Society of America*, 124(3):1513–1525, 2008.
- [5] AAlice Cicirello and Robin S. Langley. The vibro-acoustic analysis of built-up systems using a hybrid method with parametric and non-parametric uncertainties. *Journal of Sound and Vibration*, 332(9):2165–2178, 2013.
- [6] Kheirollah Sepahvand, S. Marburg, and Hans-Jürgen Hardtke. Stochastic structural modal analysis involving uncertain parameters using generalized polynomial chaos expansion. *International Journal of Applied Mechanics (IJAM)*, 3(3):1–18, 2011.
- [7] Kheirollah Sepahvand, Steffen Marburg, and Hans-Jürgen Hardtke. Stochastic free vibration of orthotropic plates using generalized polynomial chaos expansion. *Journal of Sound and Vibration*, 331(1):167–179, 2012.
- [8] Kheirollah Sepahvand, M. Scheffler, and Steffen Marburg. Uncertainty quantification in natural frequencies and radiated acoustic power of composite plates: Analytical and experimental investigation. *Applied Acoustics*, 87(0):23–29, 2015.
- [9] Kheirollah Sepahvand and Steffen Marburg. Non-sampling inverse stochastic numerical–experimental identification of random elastic material parameters in composite plates. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 54–55(0):172–181, 2015.
- [10] Christian Geweth, Kheirollah Sepahvand, and Steffen Marburg. Stochastic radiated sound power of structures with uncertain parameters. In Goran Pavic, editor, *Proceedings of NOVEM 2015*. NOVEM 2015, April 2015.
- [11] Steffen Marburg. Explicit frequency dependent matrices in the be formulation. In *Proceedings of the INTERNOISE98*, pages 1533–1536. New Zealand Acoustical Society Inc., 1998.
- [12] Steffen Marburg. Numerical damping in the acoustic boundary element method. *Acta Acustica united with Acustica*, 102(3):415–418, 2016.
- [13] Lothar Gaul. Structural damping in bolted joints - simulation and measurement. *VDI BERICHTE*, 2164:1–8, 2011.
- [14] Dieter Ottl. Fügstellendämpfung. *VDI-Berichte*, (627):67–90, 1987.
- [15] Waldemar Stuehler. Daempfung-entstehung, beschreibungsformen, auswirkungen und abhaengigkeiten grundsatzreferat. *VDI BERICHTE*, 1082:85–85, 1993.
- [16] Michael Mayer. *Zum Einfluss von Fügstellen auf das dynamische Verhalten zusammengesetzter Strukturen*. Der Andere Verlag, 2007.
- [17] Georg-Peter Ostermeyer. *Mechanik II*. Fakultät für Maschinenbau der TU Braunschweig, 2 edition, 2007.
- [18] Hans Dresig and Franz Holzweißig. *Maschinendynamik*. Springer Vieweg, 11 edition, 2012.
- [19] Anil K. Chopra. *Dynamics of Structures - Theory and Applications to Earthquake Engineering*. Pearson, 5 edition, 2017.