

Experimentelle Identifikation und Quantifizierung von Unsicherheiten am Beispiel einer Türdichtung

Sophie Cram¹, Marinus Luegmair², Davide Di Nunno², Steffen Marburg³

¹ Lehrstuhl für Akustik mobiler Systeme, TU-München, 85748 Garching b. München;
BMW Group, 80807 München, Deutschland, E-Mail: sophie.cram@bmw.de

² BMW Group, 80807 München, Deutschland

³ Lehrstuhl für Akustik mobiler Systeme, TU-München, 85748 Garching b. München, Deutschland

Einleitung

Zur Bestimmung des vibroakustischen Verhaltens von Fahrzeugen in der Finite-Elemente-Simulation (FE-Simulation) ist das Einbeziehen von Unsicherheiten zwingend notwendig. Für eine valide Vorhersage des Noise Vibration Harshness (NVH) Verhaltens müssen die statistisch verteilten Eingangsdaten, die Verarbeitung der Unsicherheiten im Modell und die statistisch verteilten Output-Daten betrachtet werden. [1; 2]

In der Literatur existieren nur wenige Quellen zu Unsicherheiten im vibroakustischen Verhalten von Fahrzeugen, vgl. [1–11]. In [5–7] werden die Unsicherheiten durch die wiederholte Sensorplatzierung, z.B. bei Fahrzeugmessungen, aufgezeigt. Bei Schalldruckmessungen in der Fahrzeugkabine werden die Unsicherheiten bei 99 Fahrzeugen und 57 Kleinlastwagen [3] und für 411 dreitürige, 403 fünftürige Schräghecklimousinen und 316 mittelgroße, fünftürige Fahrzeuge [4] ermittelt. Ein strukturakustisches Modell eines Fahrzeuges mit Unsicherheiten wird in [8] mit Messungen verglichen. Auch ergibt sich eine hohe Standardabweichung des Dämpfungsfaktors einer Serienfahrzeugtür durch das Postprocessing in [9]. [2]

Das im folgenden verwendete Pearson-System wird zur Identifikation der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen von Materialparametern in [12; 13] genutzt. [2]

Die Motivation ist es, zukünftig verschiedene Methoden zur Unsicherheitsquantifizierung zu untersuchen. Der Fokus dieses Papers liegt nun auf der statistischen Analyse der dynamischen Steifigkeit einer Türhauptdichtung durch eine experimentelle Identifikation.

Experimenteller Aufbau

Bei diesem Versuch werden mehrere Türhauptdichtungen untersucht. Diese werden als extrudiertes Profil für jede Tür produziert, so dass sie für die Handhabung im Experiment in Stücke von 200 mm Länge geschnitten werden. Der experimentelle Aufbau ist in Abbildung 1 zu erkennen. Jedes Stück wird nacheinander auf eine Halterung aufgeschoben und in z-Richtung durch einen flachen Stempel in den Arbeitspunkt (Punkt der normalen Nutzung durch den Kunden) gedrückt. Anschließend oszilliert der Stempel mit einem Sweep von einer Amplitude von 0,1 mm in z-Richtung in einem Frequenzbereich von 10 Hz bis 100 Hz. Das Messprogramm speichert direkt die Amplitude und Phase pro Frequenzschritt von 1 Hz basierend auf dem Verfahrensweg und der Kraft ab. Insgesamt werden 146 Messungen durchgeführt. [2]

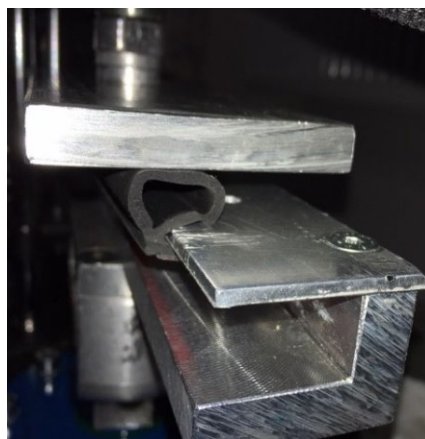


Abbildung 1: Experimenteller Aufbau: Stempel, Türhauptdichtung, Halterung sind von oben nach unten zu erkennen.

Statistische Analyse mit dem Pearson-System

Für die Identifikation der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Daten wird das Pearson System genutzt [13]. Das allgemeine Pearson-Modell wird mit Hilfe der Gleichung (1) beschrieben [12]. [2]

$$\frac{dy(x)}{y(x)} = \frac{b+x}{c_0+c_1x+c_2x^2} dx. \quad (1)$$

Die Konstanten b und c_i beziehen sich auf die Momente der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion [13]. Das k -te zentrale Moment μ_k wird über Gleichung (2) für diskrete Zufallsvariablen X mit der Wahrscheinlichkeits- bzw. Dichtefunktion $f(x_i)$ definiert [14].

$$E((X - \mu)^k) = \sum_i (x_i - \mu)^k f(x_i). \quad (2)$$

Mit Hilfe des dritten und vierten zentralen Momentes werden die quadrierte Schiefe β_1 und die Kurtosis β_2 durch die Gleichungen (3-4) dargestellt [13].

$$\beta_1 = \frac{\mu_3^2}{\mu_2^3}, \quad (3)$$

$$\beta_2 = \frac{\mu_4}{\mu_2^2}. \quad (4)$$

Mit diesen Definitionen werden die Konstanten b und c_i aus Gleichung (1) in den Gleichungen (5-8) bestimmt, vgl. [15].

$$b = -\sqrt{\mu_2} \sqrt{\beta_1} \frac{\beta_2 + 3}{10\beta_2 - 12\beta_1 - 18} \quad (5)$$

$$c_0 = \frac{4\beta_2 - 3\beta_1}{10\beta_2 - 12\beta_1 - 18} \mu_2 \quad (6)$$

$$c_1 = -b \quad (7)$$

$$c_2 = \frac{2\beta_2 - 3\beta_1 - 6}{10\beta_2 - 12\beta_1 - 18} \quad (8)$$

Mit den Koeffizienten β_1 und β_2 wird der Pearson-Chart erstellt. Die Typ-III-Linie trennt das Typ-I-Gebiet von dem Typ-VI-Gebiet und die Typ-V-Linie separiert das Typ-VI-Gebiet von dem Typ-IV-Gebiet. [2] Das Gebiet, das durch die Geradengleichung (9) begrenzt wird, ist unerreichbar [15].

$$\beta_2 = \beta_1 + 1. \quad (9)$$

Die gemessenen dynamischen Steifigkeiten werden für jeden Frequenzschritt von 10 Hz zu 100 Hz in 1 Hz Schritten im Pearson-Chart ausgewertet. Zusätzlich wird als dritte Dimension der arithmetische Mittelwert pro Frequenz in z-Richtung eingeführt, der auf den Mittelwert der gesamten Datenbasis normiert ist. Je heller die Färbung wird, desto größer ist dieser Wert. Der um den arithmetischen Mittelwert ergänzte Pearson-Chart ist in Abbildung 2 dargestellt.

Pearson-System der Steifigkeit mit Mittelwert

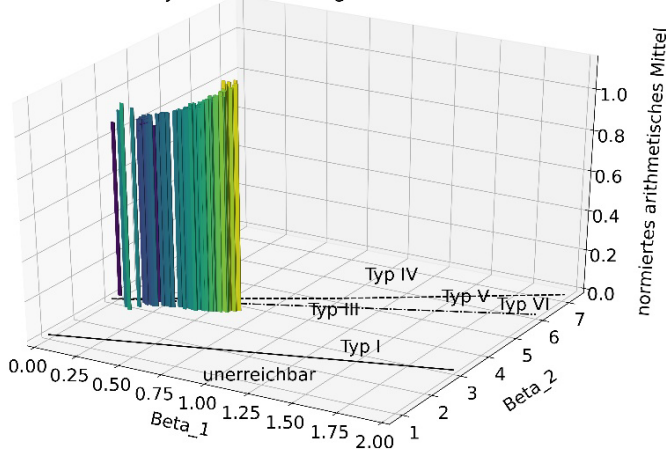


Abbildung 2: Pearson-Chart der dynamischen Steifigkeit mit aufgetragenem Mittelwert pro Frequenzpunkt von 10 Hz bis 100 Hz.

Für die meisten dynamischen Steifigkeiten pro Frequenz wird eine Typ-I-Verteilung anhand des Pearson-Charts erkannt. Eine dynamische Steifigkeit pro Frequenz befindet sich in dem Typ-IV-Gebiet und drei Balken sind in dem Typ-VI-Gebiet zu finden. Aufgrund der Rechenzeiten der FE-Simulation wird nur eine Verteilung für die weitere Anwendung gesucht. Da sich die meisten Balken in dem Typ-I-Gebiet befinden, wird diese Verteilung in dem nächsten Abschnitt behandelt. [2] Für eine zweidimensionale Darstellung des Pearson-Diagramms wird auf [2] verwiesen.

Der arithmetische Mittelwert der dynamischen Steifigkeit nimmt bis auf wenige Ausnahmen sowohl über die quadrierte Schiefe β_1 als auch über die Kurtosis β_2 zu.

Verteilungsfunktion der dynamischen Steifigkeit

Der Pearson-Chart identifiziert die Typ-I-Verteilung, die für die Betaverteilung steht, für einen Großteil der dynamischen Steifigkeiten. Die Betaverteilung ist in Gleichung (10) definiert [16]. Sie hängt von dem Parameter x ab, der auf der x-Achse im Folgenden aufgetragen wird. a und b sind Formparameter und Γ steht für die Gammafunktion.

$$f(x, a, b) = \frac{\Gamma(a+b)x^{a-1}(1-x)^{b-1}}{\Gamma(a)\Gamma(b)}. \quad (10)$$

Das Histogramm der auf den Mittelwert der Datenbasis normierten dynamischen Steifigkeit mit der entsprechenden Betaverteilung ist bei beispielsweise einer Frequenz von 20 Hz in Abbildung 3 und bei beispielsweise einer Frequenz von 100 Hz in Abbildung 4 dargestellt.

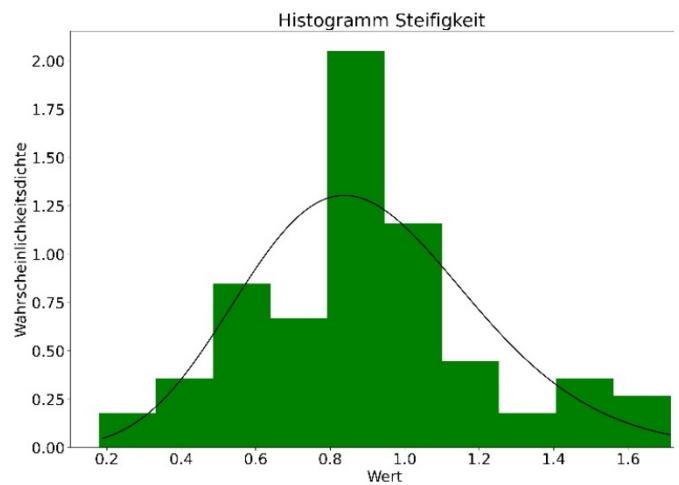


Abbildung 3: Histogramm und Betafunktion der dynamischen Steifigkeit bei einer Frequenz von 20 Hz.

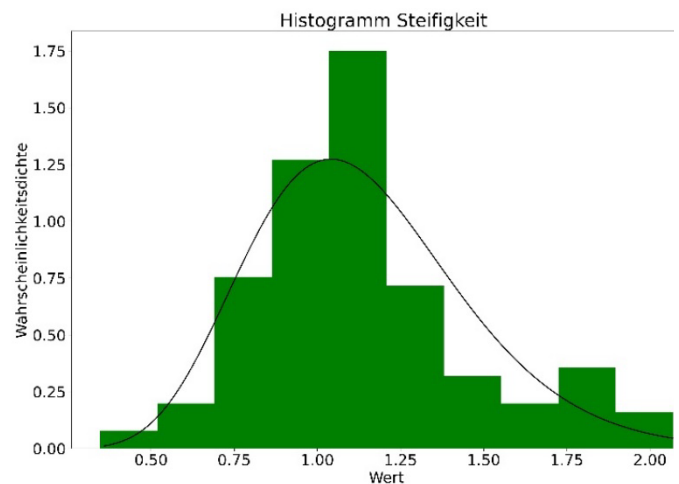


Abbildung 4: Histogramm und Betafunktion der dynamischen Steifigkeit bei einer Frequenz von 100 Hz.

In beiden Abbildungen ist zu sehen, dass der Wertebereich der normierten dynamischen Steifigkeit sehr groß ist, da er ein Fünftel (bei 20 Hz) bis das Doppelte (bei 100 Hz) des Mittelwertes über alle Frequenzen umfasst.

Beim Vergleich der Maxima der Betaverteilungen aus Abbildung 3 und Abbildung 4 wird festgestellt, dass das Maximum von 20 Hz bei einem kleineren Wert als bei der Betaverteilung von 100 Hz liegt und folglich durch den Abgleich mit Abbildung 2 sowohl eine kleinere quadrierte Schiefe β_1 als auch eine kleinere Kurtosis β_2 besitzt. Dies ist auch im Verlauf der Betaverteilungen zu erkennen: Bei 100 Hz ist der Verlauf asymmetrischer als bei 20 Hz (Schiefe) und auch die Wölbung hat einen größeren Wert (Kurtosis).

Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Paper wird der experimentelle Aufbau für eine Identifikation und Quantifizierung von Unsicherheiten anhand einer dynamischen Steifigkeitsmessung einer Türhauptdichtung vorgestellt. Aus den gemessenen Daten werden mit Hilfe eines Pearson-Charts, das in der dritten Achse um den Mittelwert erweitert wird, Verteilungsfunktionen pro Frequenz bestimmt. Dabei wird – bis auf wenige Ausnahmen – eine Abhängigkeit eines steigenden Mittelwertes pro Frequenz mit steigender quadrierter Schiefe β_1 und steigender Kurtosis β_2 beobachtet. Anschließend wird exemplarisch für eine niedrige und eine hohe Frequenz die aus dem Pearson-Diagramm bestimmte Betaverteilung zusammen mit einem Histogramm dargestellt und die Verläufe verglichen. Insgesamt wird ein großer Wertebereich der dynamischen Steifigkeit in den beiden gezeigten Histogrammen von einem Fünftel bis zu dem Doppelten des arithmetischen Mittelwertes der dynamischen Steifigkeit über alle Werte festgestellt. Diese hohen Abweichungen betonen die Notwendigkeit von Unsicherheitsquantifizierungen für Simulationseingangsdaten.

Die Steifigkeitsverteilungen werden in Zukunft für die FE-Simulation der Fahrzeugtür genutzt werden. Diese statistisch verteilten Eingangsdaten werden in der Simulation der Fahrzeugtür verarbeitet und werden in gestreuten Ausgangsdaten resultieren. [2] Die experimentelle Identifikation und Quantifizierung von Unsicherheiten ist nur eine Möglichkeit zur Bestimmung von Verteilungen der Eingangsparameter für das FE-Fahrzeugmodell. Weitere Möglichkeiten zur Unsicherheitsquantifizierung der Eingangsparameter werden in Zukunft untersucht.

Danksagung

Der Beitrag von Marinus Luegmair wurde im Rahmen des Verbundprojekts newAIDE unter der Konsortialführung der BMW AG mit den Partnern Altair Engineering GmbH, divis intelligent solutions GmbH, MSC Software GmbH, TU München, TWT GmbH verfasst. Das Projekt ist gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages.

Literatur

- [1] Luegmair, M. and Schmid, J. D. Challenges in Vibroacoustic Vehicle Body Simulation Including Uncertainties. 11th International Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress: The European Automotive Noise Conference. : SAE International, 2020.
- [2] Cram, S., Luegmair, M., Di Nunno, D. and Marburg, S. Uncertainty quantification of vehicle door parameters with Pearson charts in context of vibroacoustics. "Advances in Acoustics, Noise and Vibration – 2021", Proceedings of the 27th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2021, 2021.
- [3] Kompella, M. S. and Bernhard, R. J. Measurement of the Statistical Variation of Structural-Acoustic Characteristics of Automotive Vehicles. Noise & Vibration Conference & Exposition. : SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1993.
- [4] Hills, E., Mace, B. R. and Ferguson, N. S. Acoustic response variability in automotive vehicles. Journal of Sound and Vibration, 2008: 1–19.
- [5] Mohamady, S. and Vorländer, M. Statistical Uncertainty Analysis of an Acoustic System. Fortschritte der Akustik - DAGA, 2015: 1274–1277.
- [6] Mohamady, S. and Vorländer, M. Psychoacoustic uncertainty analysis of an acoustical transfer path. Fortschritte der Akustik - DAGA, 2016: 585–586.
- [7] Vorländer, M. and Mohamady, S. Evaluation of the uncertainties of TPA measurements with respect to placement accuracy of source and receiver position. Proceeding of the Aachener Acoustic Colloquium, 2015: 187–193.
- [8] Durand, J.-F., Soize, C. and Gagliardini, L. Structural-acoustic modeling of automotive vehicles in presence of uncertainties and experimental identification and validation. The Journal of the Acoustical Society of America, 2008, 124 (3): 1513–1525.
- [9] Luegmair, M., Roßmann, S. and Jellen, S. Deviations of measured damping coefficients caused by different estimation algorithm for modal analysis results. 7th International Operational Modal Analysis Conference, 2017.
- [10] Schmid, J. D., Luegmair, M., Sepahvand, K. and Marburg, S. Uncertainty Quantification in Vibroacoustic Analysis of a Vehicle Body Using Generalized Polynomial Chaos Expansion. 11th International Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress: The European Automotive Noise Conference. : SAE International, 2020.
- [11] Reyes, J., Gagliardini, L., Desceliers, C. and Soize, C. Multi-Frequency Model Reduction for Uncertainty Quantification in Computational Vibroacoustics of Automobiles. 11th International Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress: The European Automotive Noise Conference. : SAE International, 2020.
- [12] Sepahvand, K. and Marburg, S. Identification of composite uncertain material parameters from experimental modal data. Probabilistic Engineering Mechanics, 2014, 37: 148–153.
- [13] Sepahvand, K., Marburg, S. and Hardtke, H.-J. Stochastic free vibration of orthotropic plates using generalized polynomial chaos expansion. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331 (1): 167–179.
- [14] Senger, J. Induktive Statistik: Wahrscheinlichkeitstheorie, Schätz- und Testverfahren ; mit Aufgaben und Lösungen. München: Oldenbourg, 2008.
- [15] Lahcene, B. On Pearson families of distributions and its applications. African Journal of Mathematics and Computer Science Research, 2013: 108–117.
- [16] Forbes, C. S., Evans, M., Hastings, N. and Peacock, B. Statistical distributions. Hoboken N.J.: Wiley, 2011.