

Netzwerkorientierter leistungsbasierter Ansatz für Fahrzeugvibroakustik

Rupert Ullmann^{1,2}, Stefan Sicklinger¹, Martin Buchschmid², Gerhard Müller²

¹ BMW Group Forschung, Neue Technologien, Innovationen, 85748 Garching, Deutschland, Email: rupert.ullmann@bmw.de

² Lehrstuhl für Baumechanik, Technische Universität München, 80333 München, Deutschland

Einleitung

Durch autonomes Fahren und Elektrifizierung steigen die akustischen Kundenanforderungen an Automobile. Mit der Einführung von Elektroantrieben entfällt zugleich die teilweise Maskierung beispielsweise von Abrollgeräuschen durch den Verbrennungsmotor. Die Befähigung, Körperschall bereits in einer frühen Phase der Gesamtfahrzeugentwicklung systematisch zu bewerten, wird daher als wettbewerbsentscheidender Faktor weiter an Bedeutung gewinnen. Um akustische Wirkketten bereits in der Simulation zuverlässig zu charakterisieren, ist eine energetische Betrachtungsweise vielversprechend. Entgegen anderen Ansätzen werden sämtliche Kraft- und Verschiebungsgrößen des stationären dynamischen Systems in einem Skalar, der Leistung, phasenrichtig berücksichtigt. Dies ermöglicht die Analyse energetischer Transferpfade.

Ausgehend von dieser Motivation gibt es eine Vielzahl an energetischen Simulationsmethoden für vibroakustische Problemstellungen. Neben der Statistischen Energieanalyse (SEA) für den Bereich hoher Frequenzen [6] und hybriden Ansätzen, in welchen für mittlere Frequenzbereiche Finite-Elemente (FE) Methoden und SEA kombiniert werden [9, 11], gibt es eine Reihe von rein deterministischen Ansätzen. Diese werden für tiefere Frequenzen eingesetzt, und sind bereits schon seit mehreren Jahrzehnten in der Literatur vorhanden, beispielsweise in [3]. Aktuellere Anwendungen aus dem Automobilbau sind beispielsweise in [2, 4, 5, 12] zu finden.

Aufbauend auf diesen Ansätzen wird im Folgenden ein deterministisches Verfahren für lineare eingeschwungene Systeme vorgestellt. Im Gegensatz zu der Mehrheit der fahrzeugbezogenen Anwendungen, welche Blechfelder oder Karosserien energetisch analysieren, ist die Methode im Speziellen für fachwerkähnliche Systeme entwickelt, die als mechanische Netzwerke gesehen werden können. Die Betrachtung erfolgt im Frequenzraum, wobei alleine die mittlere Leistung im Netzwerk ausgewertet wird. Zur Netzwerkdarstellung wird der grundlegende Gedanke der SEA bezüglich der Substrukturierung übernommen.

Um eine Eignung der Methode für die frühe Phase der Gesamtfahrzeugentwicklung zu erreichen, wird zum einen ein vereinfachtes akustisches Auslegungskriterium gewählt. Zum anderen werden, nachdem in dieser Phase kein Gesamtaufbau in Hardware vorliegt, als Basis zur Simulation FE-Modelle gewählt. Ein allgemeingültiges FE-Postprocessing zur Berechnung von Leistung in beliebigen Schnitten des Modells wird dazu eingeführt. Man erhält damit eine Methodik, die auf einfache Weise in

bestehenden Simulationsprozessen berücksichtigt werden kann und für eine effiziente industrielle Anwendung geeignet ist.

Definition von mittlerer Leistung

Ausgangspunkt für die Herleitung der Größe Leistung stellt die linear elastische Wellengleichung im Zeitbereich dar

$$\frac{\partial E_{\text{tot}V}}{\partial t} + \nabla \mathbf{I} = -D. \quad (1)$$

Darin ist $E_{\text{tot}V}$ die gesamte Energiedichte, \mathbf{I} der Vektor der momentanen Intensität und D die pro Volumen und Zeit dissipierte Energie. Integriert man (1) unter Zuhilfenahme des Gaußschen Integralsatzes über ein Kontrollvolumen V , erhält man einen Ausdruck in der Form des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V E_{\text{tot}V} dV + \underbrace{\int_S \mathbf{I} \cdot \mathbf{n} dS}_P = - \underbrace{\int_V D dV}_{P_{\text{diss}}}. \quad (2)$$

Gleichung (2) entspricht damit dem Gesetz der akustischen Energieerhaltung. Die momentane Leistung P berechnet sich aus dem Oberflächenintegral des Skalarprodukts aus dem Flächennormalvektor und dem momentanen Intensitätsvektor. Letzterer wiederum ergibt sich aus der einfachen Verjüngung des Spannungstensors mit dem Geschwindigkeitsvektor

$$P = \int_S \mathbf{I}^T \mathbf{n} dS = \int_S \mathbf{n}^T \boldsymbol{\sigma} \mathbf{v} dS. \quad (3)$$

Im eingeschwungenen Zustand verschwindet aus (2) die Ableitung der Gesamtenergie nach der Zeit. Die Leistung auf der Oberfläche des Volumens entspricht dann der im Volumen dissipierten Leistung, vorausgesetzt das Volumen ist quellenfrei. Dabei sind bei energetischen Größen die periodengemittelten Werte von Interesse. Im Frequenzraum wird die Lösung stationärer, linearer Systeme über komplexe Zahlen dargestellt. Für das Periodenmittel zweier Größen, wie der mittleren Intensität gilt dabei:

$$\overline{\Re(\hat{\boldsymbol{\sigma}}) \Re(\hat{\mathbf{v}})} = \frac{1}{2} \Re(\hat{\boldsymbol{\sigma}} \hat{\mathbf{v}}^*) = \frac{1}{2} \Re(\hat{\boldsymbol{\sigma}}^* \hat{\mathbf{v}}) \quad (4)$$

wobei $\hat{\cdot}$ eine komplexe Variable beschreibt, $*$ deren konjugiert Komplexe. Gleichung (3) kann damit zur komplexen Leistung umgeschrieben werden [1, 8, 10]

$$\hat{P} = \frac{1}{2} \int_S \mathbf{n}^T \hat{\boldsymbol{\sigma}} \hat{\mathbf{v}}^* dS \quad (5)$$

Der periodengemittelte Wert der Leistung ergibt sich dann aus dem Realteil der komplexen Leistung

$$\bar{P} = \Re(\hat{P}). \quad (6)$$

Ersetzt man in (6) den Realteil durch den Imaginärteil, erhält man die reaktive Leistung, in der Elektrotechnik auch Blindleistung genannt. Diese Größe, deren Periodenmittel Null beträgt, kann eine Reihe von Effekten abbilden, wie akustische Nahfelder oder stehende Wellen. Eine ausführliche Diskussion zu dieser Größe und deren potentiellen Nutzen ist in [8] zu finden.

Ein FE-basiertes Vorgehen für die frühe Phase

Unter Vernachlässigung der Abbildung derjenigen Effekte, die mit der Blindleistung in Verbindung stehen, stellt die Analyse der mittleren Leistung im Folgenden die Basis für das energetische Verfahren dar. Speziell für lineare, fachwerkähnliche Strukturen im Fahrzeugbau entworfen, ermöglicht die Methode eine Analyse des entsprechenden, eingeschwungenen mechanischen Netzwerks im Frequenzraum.

Um eine Aussage in der frühen Phase der Gesamtfahrzeugentwicklung treffen zu können, in welcher noch kein Hardware-Aufbau existiert, erfolgt die energetische Analyse in reinen FE-Modellen. Die mittlere Leistung kann dazu in beliebigen Schnitten im Modell ausgewertet werden, indem die Knotenkräfte und Geschwindigkeiten für alle Knoten, die im Schnitt liegen, multipliziert werden [7]

$$\bar{P} = \frac{1}{2} \Re(\hat{\mathbf{f}}_{nS}^H \cdot \hat{\mathbf{v}}_{nS}), \quad (7)$$

wobei H die komplex konjugiert Transponierte darstellt. Nachdem die Knotenkräfte in FE-Verfahren elementweise berechnet werden, müssen diese für die an einen Knoten angrenzenden Elemente zunächst aufsummiert werden. Soll die Leistung in einem innerhalb des Modells liegenden Schnitt berechnet werden, werden dazu die Elemente von einer Seite des Schnittes berücksichtigt.

In einer frühen Phase der Gesamtfahrzeugentwicklung sind wichtige Details, welche das Abstrahlverhalten der Karosserie essentiell beeinflussen, noch nicht hinreichend bekannt. Die betrachtete und zu optimierende Baugruppe, beispielsweise das Fahrwerk, wird daher als volles FE-Modell abgebildet. Die Karosserie und restliche Fahrzeugstruktur hingegen werden lediglich über Eingangs- und Durchgangsimpedanzen $\hat{\mathbf{Z}}_{BIW}$ an deren Koppelstellen mit der betrachteten Baugruppe berücksichtigt. Das akustische Auslegungskriterium ist hiermit nicht die Minimierung der in den Innenraum abgestrahlten, mittleren Leistung, nachdem dies nicht explizit im Modell abgebildet wird. Vereinfachend wird stattdessen die von der Baugruppe an die Karosserie abgegebene, mittlere Leistung analysiert und reduziert.

Das Vorgehen zur energetischen Bewertung der Baugruppe gliedert sich in zwei Hauptschritte:

1. Zunächst werden die Koppelstellen der Baugruppe mit der Karosserie betrachtet. Diejenigen Verbindungen und Frequenzbereiche werden identifiziert, an welchen ein kritisch hoher Energiefluss an die Karosserie vorliegt. Dazu wird in den einzelnen Koppelstellen die Frequenzantwort der mittleren Leistung analysiert und zu reduzierende Maxima in der Leistung bestimmt.
2. Um für diese kritischen Energieüberträge die Baugruppe zu optimieren, wird daraufhin der Energiefluss in dieser analysiert. Dazu werden Schnittflächen im FE-Modell eingeführt und die mittlere Leistung auf diesen Flächen ausgewertet. Der Energieaustausch zwischen den, durch die Schnittflächen getrennten, Substrukturen kann damit ausgewertet werden, ähnlich wie in einem elektrischen Netzwerk. Der Ansatz einer Netzwerk Betrachtung ist ähnlich zur SEA, wenn auch ohne Einschränkungen in der Definition der Substrukturen. In den Schnittflächen werden dabei Transmissibilitäten der Leistung betrachtet

$$\bar{P}_{a \rightarrow b, tr} = \frac{\bar{P}_{a \rightarrow b}}{\bar{P}_{input}} \cdot 100\%. \quad (8)$$

Die Leistung $\bar{P}_{a \rightarrow b}$, die zwischen den Substrukturen a und b anliegt, wird über der absoluten Eingangsleistung an den Lastangriffen \bar{P}_{input} dargestellt. Nachdem die Energie im mechanischen Netzwerk eine konservative Größe darstellt, werden die Transmissibilitäten als prozentuale Werte dargestellt.

Die mittlere Leistung ist eine vorzeichenbehaftete Größe, deren positive Richtung durch die Flächennormale der entsprechenden Schnittfläche definiert wird. Eine negative Transmissibilität zeigt damit an, dass Energie nicht von Substruktur a nach b fließt, sondern umgekehrt.

Ein zweidimensionales Beispiel

Um das vorgestellte Vorgehen und die daraus resultierenden Potentiale zu verdeutlichen, wird im Folgenden ein zweidimensionales Beispiel betrachtet, ohne dabei den Anspruch zu erheben, ein System eines realen Fahrzeugs exakt abzubilden. Dazu wird eine Teilachse eines Serienfahrzeugs in die zweidimensionale Ebene projiziert und durch ein einfaches Ersatzsystem in einem FE-Modell abgebildet. Die Simulation erfolgt durch das FE-Programm Simulia ABAQUSTM, das Postprocessing zur Berechnung der Leistung gemäß (7) wird in einem PYTHON-Skript umgesetzt. Querlenker, Rad- und Hinterachsträger werden durch Balkenelemente B23 abgebildet, die Gummilager durch strukturbedämpfte Konnektoren CONN2D2. Die Karosserie wird durch über der Frequenz konstante, komplexe Impedanzen in zwei Koppelpunkten berücksichtigt. Am vereinfachten Radträger greift eine harmonische Einheitslast in vertikaler Richtung an.

Im ersten Schritt wird die Energie, die von der Struktur an die Karosserie abgegeben wird, analysiert. Dazu wird der Frequenzgang der mittleren Leistung an den

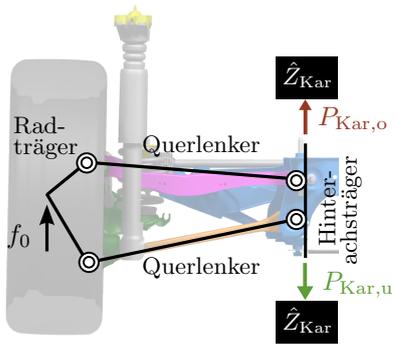


Abbildung 1: Systemskizze des vereinfachten fahrzeugrelevanten Beispiels.

Koppelpunkten betrachtet. Für die beiden Anbindungspunkte des Beispiels ist dieser in Abbildung 2 dargestellt. Im Bereich der ersten Eigenfrequenz des Systems

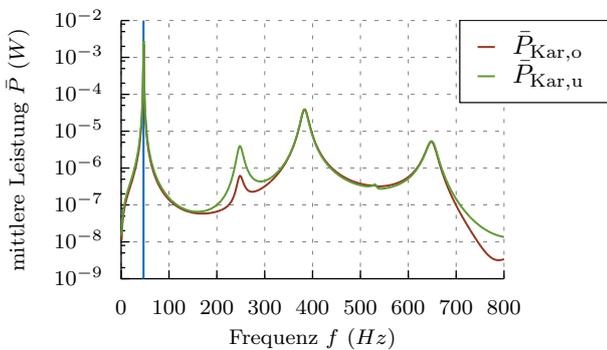


Abbildung 2: Frequenzgang der mittleren Leistung in den Ausleitungsstellen zur Karosserie.

$f_{eig,1} = 46,9 \text{ Hz}$, welche in der Abbildung durch eine blaue vertikale Linie markiert ist, liegt die mit Abstand größte Leistung an der Karosserie an.

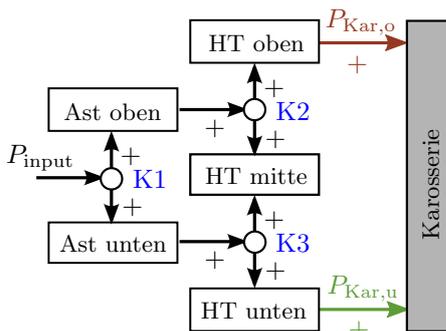


Abbildung 3: Netzwerkdarstellung des Beispielsystems.

Um die Achse für diesen Frequenzbereich energetisch zu optimieren und damit den Energiefluss an die Karosserie zu minimieren, werden Schnittflächen im FE-Modell definiert. Im Spezialfall des zweidimensionalen Fachwerks reduzieren sich die Schnittflächen auf jeweils einen Knoten und ein zugehöriges FE-Element. Dies führt zu der Netzwerkdarstellung aus Abbildung 3, welche für eine erste Betrachtung der Energieübertragungspfade hinreichend ist.

Zur Analyse des Übertragungsverhaltens wird Knoten

K1 betrachtet und es werden dort die Transmissibilitäten nach (8) ausgewertet. Im Frequenzbereich um die erste Eigenfrequenz $f_{eig,1}$ liegt an der Schnittfläche zum oberen Übertragungspfad eine ungefähr doppelt so hohe Leistung an, als am unteren Pfad (siehe Abbildung 4). Zur Reduzierung der Energieübertragung an

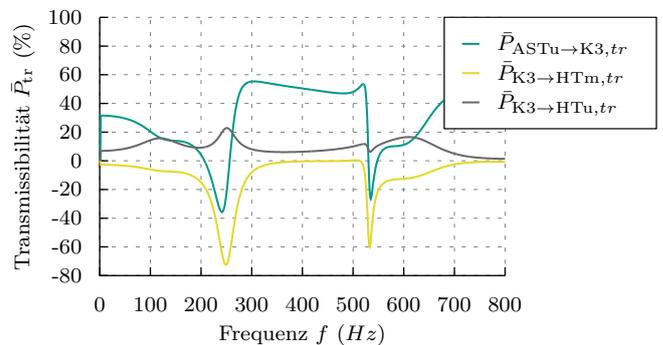
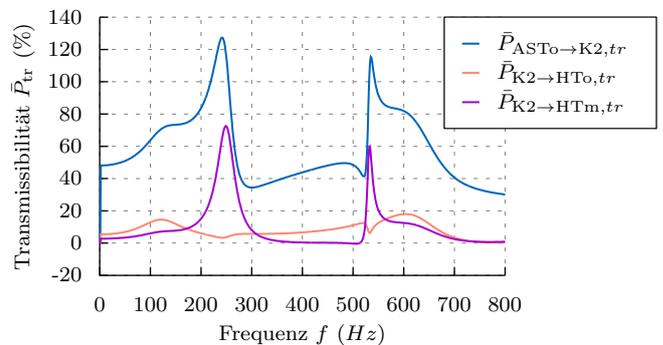
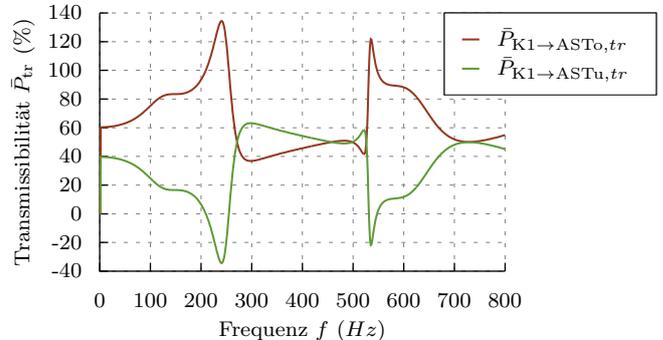


Abbildung 4: Transmissibilitäten der mittleren Leistung an den einzelnen Netzwerkknoten

die Karosserie erscheint in diesem Frequenzbereich der obere Ast daher als effektiver Ansatzpunkt für Modifikationen. Um diese Annahme stichprobenartig zu überprüfen, wird das ursprüngliche Fachwerk einmal im oberen Übertragungsweg, und einmal im unteren Pfad modifiziert. Die Leistung an den Koppelpunkten zur Karosserie \bar{P}_{mod} wird für beide Varianten ausgewertet und deren Abnahme im Vergleich zum Ausgangszustand \bar{P}_{ref} bewertet. Dies erfolgt durch das Einfügedämmmaß

$$D_e = -10 \log \frac{\bar{P}_{mod}}{\bar{P}_{ref}}. \quad (9)$$

Um eine Vergleichbarkeit der Modifikationen zu gewährleisten, wird jeweils das Lager zwischen dem Radträger und Querlenker angepasst, nachdem dieses in beiden Pfaden identisch ist. Wird die Strukturdämpfung von $\eta = 0.06$ auf $\eta = 0.50$ erhöht, erreicht man durch die

Maßnahme im oberen Ast eine Einfügedämmung von $D_e = 3,2$ dB, durch die selbe Maßnahme im unteren Ast $D_e = 2,1$ dB. Dieses akademische Beispiel zeigt stichprobenartig auf, dass durch die anschauliche Visualisierung des Energieflusses Ansatzpunkte identifiziert werden können, um die an die Karosserie abgegebene Energie zielgerichteter zu reduzieren.

Zusammenfassung

Ein deterministisches Vorgehen zur energetischen Analyse und Verbesserung von fachwerkähnlichen Fahrzeugstrukturen wurde vorgestellt. Die Systeme werden dazu als linear und eingeschungen angenommen, was eine Analyse im Frequenzraum ermöglicht. Das Simulationsverfahren hat als akustisches Auslegungskriterium die Minimierung der periodengemittelten Leistung als Grundsatz, die von der betrachteten Baugruppe an die Karosserie abgegeben wird. Dies soll eine Anwendung in der frühen Phase der Gesamtfahrzeugentwicklung ermöglichen. Die Basis bilden FE-Modelle der zu optimierenden Baugruppe, an welche die Karosserie über Impedanzen angekoppelt wird. Im Wesentlichen besteht die Methode aus zwei Schritten. Zunächst wird die periodengemittelte Leistung in den Verbindungen zur Karosserie betrachtet. Koppelstellen und zugehörige Frequenzbereiche werden identifiziert, in welchen ein hohe Energieabgabe an die Karosserie statt findet. Im zweiten Schritt wird das Übertragungsverhalten der Baugruppe für diese kritischen Energieflüsse analysiert. Dazu wird eine Netzwerkdarstellung eingeführt und der Energieaustausch durch prozentuale Transmissibilitäten der Leistung, bezogen auf die Eingangsleistung des Systems, visualisiert. Aufbauend auf dieser Darstellung werden Ansatzpunkte für Modifikationen der Struktur identifiziert, um den Energieeintrag in die Karosserie zu reduzieren.

Literatur

- [1] Alfredsson, K.; Joefson, B. ; Wilson, M.: Use of the Energy Flow Concept in Vibration Design. In: *AIAA Journal* 34 (1996), Nr. 6, S. 1250–1255
- [2] Ebert, J.; Stoewer, T.; Schal, C.; Boes, J. ; Melz, T.: Opportunities and Limitations on Vibro-acoustic Design of Vehicle Structures by Means of Energy Flow-based Numerical Simulation. In: *Proceedings of NOVEM 2015*, 2015
- [3] Hambric, S.: Power Flow and Mechanical Intensity Calculations in Structural Finite Element Analysis. In: *J. Vibration Acoustics* 112 (1990), S. 542–550
- [4] Korta, J.; Raniolo, R.; Danti, M. ; Uhl, T.: Energy Flow Analysis in Car Structure NVH Problems. In: *Proceedings of ISMA 2012*, 2012
- [5] Lenzi, M.; Stigliano, G.; Donders, S.; Pluymers, B. ; Desmet, W.: New Insights of An Energy Flow Visualization into Vehicle Design. In: *Proceedings of the ISMA2010 International Conference on Noise and Vibration Engineering*, 2010, S. 2025–2038
- [6] Lyon, R.; DeJong, R.: *Theory and Application of Statistical Energy Analysis*. 2nd ed. Boston : Butterworth- Heinemann, 1995
- [7] Mace, B.; Shorter, P.: Energy Flow Models from Finite Element Analysis. In: *J. Sound Vibration* 233 (2000), Nr. 3, S. 369–389
- [8] Maysenhölder, Waldemar: *Körperschallenergie: Grundlagen zur Berechnung von Energiedichten und Intensitäten*. Stuttgart : Hirzel, 1994
- [9] Müller, M. G. B. G. Buchschmid: Hybrid Approaches for Vibroacoustical Problems Based on the Finite Element Method and Statistical Energy Analysis. In: *Wave Motion* 51 (2014), Nr. 4, S. 622–634
- [10] Pavic, G.: The Role of Damping on Energy and Power in Vibrating Systems. In: *J. Sound Vibration* 281 (2005), Nr. 1-2, S. 45–71
- [11] Shorter, P.J.; Langley, R.S.: Vibro-acoustic Analysis of Complex Systems. In: *J. Sound Vibration* 288 (2005), Nr. 3, S. 669–699
- [12] Tadina, M.; Ragnarsson, P.; Pluymers, M. ; Donders, S.: On the Use of an FE based Energy Flow Post-processing Method for Vehicle Structural Dynamic Analysis. In: *Conference Proceedings, International Conference on Noise and Vibration Engineering*, 2010, S. 1609–1620