Beiträge der Maschinenakustik zu einem Design for Acoustics

Christian Adams[1], Joachim Bös[2,3], Tobias Melz[1,4]

[1] *Technische Universität Darmstadt, Fachbereich Maschinenbau, Fachgebiet Systemzuverlässigkeit, Adaptronik und Maschinenakustik SAM, Magdalenenstr. 4, 64289 Darmstadt*

E-Mail: christian.adams@sam.tu-darmstadt.de

[2] *Fraunhofer-Institut für Digitale Medientechnologie IDMT, Ehrenbergstr. 31, 98693 Ilmenau*

[3] *Fachgebiet Industrielle Anwendungen von Medientechnologien IAM, Technische Universität Ilmenau, Postfach 100565, 98684 Ilmenau*

[4] *Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit LBF, Bartningstraße 47, 64289 Darmstadt*

Einleitung

In der Maschinenakustik werden Methoden entwickelt, mit denen die Geräuschqualität von Maschinen sowohl auf der Komponenten- als auch auf der Systemebene verbessert werden soll [1]. Zum einen müssen akustikrelevante Maschinenrichtlinien eingehalten werden. In der Maschinenakustik werden dazu bevorzugt primäre Schallminderungsmaßnahmen ergriffen, die den Schall bereits an der Quelle reduzieren. Zum anderen sollen die akustischen Eigenschaften von Produkten zunehmend gezielt ausgelegt werden (Design for Acoustics), wobei insbesondere in frühen Phasen der Produktentwicklung Entscheidungen über die akustische Auslegung getroffen werden sollen. Hierzu müssen Modelle entwickelt werden, die die akustischen Eigenschaften bereits in frühen Phasen der Produktentwicklung abbilden können. Gleichzeitig müssen solche Modelle effizient prognostizieren können, wie sich Parameteränderungen auf die akustischen Eigenschaften auswirken. So können Produkte in frühen Phasen der Produktentwicklung akustisch gestaltet werden. Nach einem kurzen historischen Rückblick auf die Maschinenakustik in Darmstadt zeigt dieser Beitrag aktuelle Forschungsarbeiten am Fachgebiet SAM der Technischen Universität (TU) Darmstadt, die zu einem Design for Acoustics beitragen, und skizziert Ideen, um ein Design for Acoustics auf Basis aktueller und zukünftiger Herausforderungen in der Produktentwicklung umzusetzen.

Historischer Rückblick

Ausgangspunkt für die Forschung in der Maschinenakustik in Darmstadt bildeten Getriebe und die von ihnen abgestrahlten Geräusche, die – damals wie heute – aufgrund ihrer Tonalität als lästig empfunden werden können. Um den Wirkzusammenhang zwischen den dynamischen Anregungskräften einer Maschine und ihren Geräuschen zu beschreiben, wurde die *Maschinenakustische Grundgleichung* verwendet

$$P(f) = \tilde{F}^2(f) Sh_{\mathrm{T}}^2(f) \sigma(f) \rho c, \tag{1}$$

wobei $P(f)$ die Schallleistung, $\tilde{F}^2(f)$ die dynamische Anregungskraft, $Sh_{\mathrm{T}}^2(f)$ die Körperschallfunktion, $\sigma(f)$ der Abstrahlgrad und ρc die Schallkennimpedanz bedeuten. ρ und c sind die Dichte bzw. die Schallausbreitungsgeschwindigkeit des Umgebungsmediums und f ist die Frequenz. Zahlreiche Methoden wurden erforscht, um die einzelnen Terme der Maschinenakustischen Grundgleichung abschätzen zu können. Hierzu wurden Abschätzverfahren entwickelt, die die einzelnen Terme durch Geradenzüge in einem doppeltlogarithmischen Diagramm annähern. Insbesondere sind hier die Arbeiten von Föller und Kassing zu nennen [2, 3]. Abbildung 1 zeigt für die Terme $\tilde{F}^2(f)$, $Sh_{\mathrm{T}}^2(f)$ und $\sigma(f)$ aus Gleichung (1) jeweils ein Beispiel. Auch wurde untersucht, wie sich Maßnahmen zur technischen Lärmminderung auf die einzelnen Terme der Maschinenakustischen Grundgleichung auswirken, wobei hier exemplarisch auf die Arbeiten von Storm verwiesen wird [4]. Obwohl damals auch numerische Berechnungsverfahren –

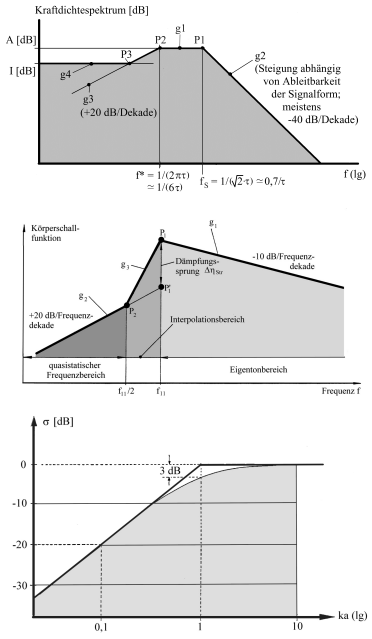

Abbildung 1: Beispiele für die Abschätzung der Terme der Maschinenakustischen Grundgleichung mit Geradenzügen; oben: Anregungskraft $\tilde{F}^2(f)$ eines Kraftimpulses, Mitte: Körperschallfunktion $Sh_{\mathrm{T}}^2(f)$ einer Rechteckplatte, unten: Abstrahlgrad $\sigma(f)$ eines Monopols

wie beispielsweise die Finite-Elemente-Methode – bereits existierten und auch in der Maschinenakustik genutzt wurden [5], unterstützten die Abschätzverfahren die Produktentwicklung bereits in frühen Phasen, da sie einfach in die industrielle Praxis übertragen werden konnten. Numerische Berechnungsverfahren waren dort hingegen noch nicht etabliert. In den 1990er Jahren und Anfang der 2000er Jahre konzentrierte sich die Forschung in der Maschinenakustik zunehmend auf numerische Verfahren und umfasste u. a. Aspekte der Strukturoptimierung [6]. Das Ziel der maschinenakustischen Forschung in Darmstadt war, Methoden für die industrielle Praxis zu entwickeln, um Produkte akustisch auslegen zu können. Der Begriff *technische Lärmminderung* bedeutete damals bereits eine akustische Auslegung in frühen Phasen der Produktentwicklung, so dass die Basis für ein zeitgemäßes *Design for Acoustics* bereits dort gelegt wurde.

Aktuelle Forschungsarbeiten mit Bezug zu Design for Acoustics

Auch heute noch verfolgt das Fachgebiet SAM an der TU Darmstadt das Ziel, Methoden für die akustische Auslegung von Produkten zu erforschen. Dabei geht es darum, das physikalische Verständnis für die Schallentstehung und -abstrahlung zu vertiefen. Dazu werden Methoden erforscht, die aus vorhandenen Daten mehr Informationen „herausholen“ können, die wiederum für die akustische Auslegung im Sinne eines Design for Acoustics genutzt werden können. Dazu werden im Folgenden zwei Beispiele kurz diskutiert. Schließlich wird gezeigt, dass die Maschinenakustische Grundgleichung auch heute noch genutzt werden kann, um Getriebegeräusche im Sinne eines Design for Acoustics weiter zu reduzieren.

Strukturintensität

Die Strukturintensität (STI) beschreibt den Fluss der Körperschallenergie in festen Strukturen. Die STI ergibt sich als Produkt aus dem Spannungstensor $\mathbf{S}$ und den Schwinggeschwindigkeiten $\mathbf{v}$ [7]

$$\mathbf{I}_S = -\mathbf{S}\mathbf{v}. \tag{2}$$

In dünnwandigen Strukturen kann die STI mithilfe der Schnittgrößen und der Schwinggeschwindigkeiten berechnet werden [8]. Die STI vertieft das Verständnis der Körperschallausbreitung, indem sie sowohl die örtlichen Amplituden auch die Ausbreitungsrichtungen des Körperschalls beschreibt. In der Maschinenakustik kann die STI darüber hinaus als Werkzeug eingesetzt werden, um Strukturen hinsichtlich ihrer akustischen Eigenschaften auszulegen. So können beispielsweise dominante Körperschallpfade identifiziert und die Körperschallausbreitung durch eine Impedanzanpassung reduziert werden [9]. Abbildung 2 zeigt exemplarisch die Ergebnisse von Finite-Elemente-Berechnungen einer Pkw-Ölwanne. Bei der betrachteten Frequenz breitet sich der Körperschall über einen Pfad entlang der Oberfläche aus (Darstellung oben links, hellblauer Bereich). Nachdem die Impedanz in diesem dominanten Körperschallpfad durch Platzierung einer geringen Zusatzmasse angepasst wurde, sinkt die STI um ca. eine Größenordnung (Darstellung unten links). Infolgedessen sinkt auch die Schwinggeschwindigkeit (Darstellungen rechts), so dass auch die abgestrahlte Schallleistung sinken kann.

Im Sinne von Design for Acoustics vertieft die STI das Verständnis für die Ausbreitung von Körperschall in Maschinenstrukturen und ermöglicht es, Akustikmaßnahmen wie etwa Impedanzanpassungen gezielter zu platzieren als dies beispielsweise durch eine Analyse der Schwinggeschwindigkeiten im Rahmen von numerischen Berechnungen möglich wäre. Um die numerischen Berechnungen zu validieren, wird ein Messverfahren mittels 3D-Laservibrometrie entwickelt, mit dem die STI in gekrümmten dünnwandigen Schalenstrukturen – wie beispielsweise die Pkw-Ölwanne – gemessen werden kann [11–13]. Eine wesentliche Herausforderung in der aktuellen Forschung ist es, aus der STI-Darstellung (vgl. Abbildung 2) die wesentlichen Merkmale zu extrahieren und mit den Akustikmaßnahmen zu verknüpfen. Bislang können solche Zusammenhänge nur empirisch ermittelt werden [10].

Modellgesetze

Modellgesetze können (im Falle der Maschinenakustik) akustische Größen in Abhängigkeit von vorgegebenen Einflussparametern (geometrische Abmessungen, Materialparameter etc.) skalieren, so dass diese Größen beispielsweise vom Labormaßstab auf die Originalkonstruktion hochskaliert werden können [14–16]. Modellgesetze können in der Maschinenakustik auch genutzt werden, um akustische Größen beispielsweise innerhalb einer Getriebebaureihe in Abhängigkeit von der Getriebebaugröße zu skalieren. Ein am Fachgbiet SAM entwickeltes Verfahren kombiniert Ähnlichkeitsanalysen mit Sensitivitätsanalysen, um die Modellgesetze beispielsweise anhand von numerischen Berechnungen herzuleiten [17]. Zwar können die akustischen Größen in der Praxis meist nicht exakt skaliert werden. Allerdings ist der Fehler ausreichend klein, um akustische Größen mit den Modellgesetzen valide abzuschätzen. Im Hinblick auf ein Design for Acoustics können akustische Größen von Designvariationen eines Produktes im Rahmen der Produktentwicklung mithilfe von Modellgesetzen abgeschätzt werden. Die Designvariationen können dabei sowohl von einem ersten Produktentwurf als auch von einem Produkt aus einer vorangegangenen („ähnlichen“) Produktlinie abgeleitet werden.

Inäquidistante Verzahnung

Im Sinne der Maschinenakustik sind Maßnahmen zur primären Schallminderung, d. h. Schallminderung an der Schallquelle, zu bevorzugen gegenüber sekundären Schallminderungsmaßnahmen, die die Schallausbreitung verhindern (z. B. Kapseln). Primäre Schallminderungsmaßnahmen sind am wirkungsvollsten, wenn sie möglichst nah an der Schallquelle ergriffen werden. Die „Schallquelle“ in Gleichung (1) ist die dynamische Anregungskraft $\tilde{F}^2(f)$, so dass Schall v. a. durch eine Beeinflussung der dynamischen Anregungskraft wirkungsvoll gemindert werden kann. Dass eine solche Betrachtungsweise auch heute noch sinnvoll ist, zeigt die sogenannte *inäquidistante Verzahnung* [18]. Konventionelle Verzah-

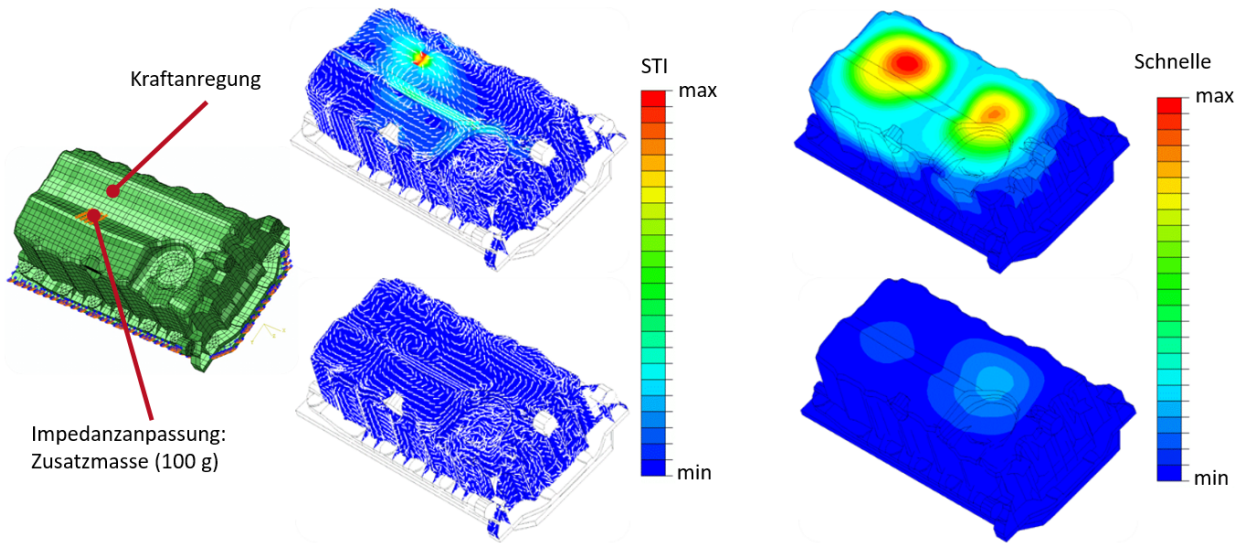

Abbildung 2: Beispiel für die akustische Auslegung einer Pkw-Ölwanne anhand der STI durch gezielte Impedanzanpassung mit einer – im Vergleich zur Gesamtmasse der Pkw-Ölwanne von 5,5 kg – kleinen Zusatzmasse, nach [9]

nungen regen durch den regelmäßigen Zahneingriff tonale Geräusche an, die als lästig empfunden werden können. Bei der inäquidistanten Verzahnung werden die Zahnpositionen unregelmäßig entlang des Zahnradumfangs verschoben, wobei auch die Zahndicken so angepasst werden, dass die Zähne ineinander eingreifen können. Dadurch verschieben sich die Zeitpunkte, zu denen einzelne Zähne ineinandergreifen, und es ändert sich die spektrale Verteilung der dynamischen Anregungskraft $\tilde{F}^2(f)$. Insbesondere werden die tonalen Anteile über einen größeren Frequenzbereich „verschmiert“. Infolgedessen sind die Geräusche von inäquidistanten Verzahnungen weniger tonal und damit weniger lästig. Geräuschbeispiele können unter [19] angehört werden. Zukünftige Forschungsvorhaben zur inäquidistanten Verzahnung werden sich vor allem mit Fragen der Betriebsfestigkeit und der Herstellbarkeit in der Serienproduktion beschäftigen, um inäquidistante Verzahnungen zur Marktreife zu bringen.

Zukünftige Herausforderungen für Design for Acoustics

Die wesentlichen Herausforderungen für die Produktentwicklung und damit auch für Design for Acoustics sind v. a., dass Entwicklungszyklen immer kürzer werden und die Anzahl an Prototypen reduziert wird. Daher muss die Modellbildung im Rahmen der akustischen Produktentwicklung deutlich zuverlässiger und effizienter werden. Aus Sicht der Maschinenakustik sind drei Punkte wesentlich:

- Beherrschung von Unsicherheit,
- effiziente Modellbildung,
- Auralisation.

Da in der Produktentwicklung zukünftig weniger experimentelle Untersuchungen durchgeführt werden sollen, müssen virtuelle Modelle – wie etwa Finite-Elemente-Modelle – in der Lage sein, die akustischen Eigenschaften von Produktentwürfen zuverlässig vorherzusagen. Daher muss die Unsicherheit dieser Modelle beherrscht werden. Zum einen besteht Parameterunsicherheit, beispielsweise Unsicherheit aufgrund von Fertigungstoleranzen. Zum anderen muss aber auch die Modellunsicherheit beherrscht werden. Modellunsicherheit entsteht durch unterschiedliche funktionale Zusammenhänge verschiedener Modelle, die dasselbe System beschreiben sollen, z. B. kann der Körperschall von Platten- und Schalenstrukturen sowohl anhand der Kirchhoff- als auch anhand der Reissner-Mindlin-Theorie modelliert werden. Die Modellunsicherheit äußert sich dadurch, dass sich die Ergebnisse der Berechnungen unterscheiden, obwohl von beiden Modellen angenommen wird, dass sie das Körperschallverhalten beschreiben können [20].

Die Modellbildung selbst soll ebenfalls effizienter werden, um Entwicklungszeiten weiter reduzieren zu können. Die Künstliche Intelligenz und das Maschinelle Lernen bilden aus Sicht der Maschinenakustik dabei Schlüsseltechnologien. Beispielsweise können komplexe dynamische Vorgänge auf Basis von Messdaten modelliert werden, indem Methoden des Maschinellen Lernens Differentialgleichungen aus den Messdaten extrahieren [21]. Diese sogenannte *evidenzbasierte Modellierung* kann dazu beitragen, die Modellbildung effizienter zu gestalten, da die Modelle direkt aus einem Prototyp oder einem vorhandenen Produkt abgeleitet werden können. Diese Verfahren sollen zukünftig auch in der Maschinenakustik angewendet werden. Ein Demonstrator, der das Verfahren am Beispiel eines Einmassenschwingers zeigt, wurde bereits entwickelt [22].

Schließlich sollen akustische Simulationsergebnisse im Rahmen der digitalen Produktentwicklung auralisiert werden. Heute werden unterschiedliche akustische Auslegungsvarianten eines Produkts in der Regel anhand von akustischen Größen (Frequenzspektren, Pegelgrößen usw.) miteinander verglichen. Dazu ist jedoch Fachwissen

der Akustik notwendig, was Entscheidungsträgern in Unternehmen die Entscheidung für eine Auslegungsvariante erschweren kann. Durch die Auralisation von Simulationsergebnissen erhalten Entscheidungsträger frühzeitig im Produktentwicklungsprozess einen Höreindruck der unterschiedlichen akustischen Auslegungsvarianten eines Produkts. Dies soll die Entscheidungsfindung zur akustischen Auslegung von Produkten zukünftig auch in der Maschinenakustik ergänzen. Dazu müssen sowohl die technischen Herausforderungen beherrscht werden, damit die auralisierten Geräusche die akustischen Auslegungsvarianten tatsächlich repräsentieren, als auch die Unsicherheit, die durch die subjektive Bewertung der auralisierten Geräusche durch Individuen entsteht.

Literatur

[1] Hanselka, H., Bös, J.: Maschinenakustik (Kapitel O3, S. O31–O44). In: Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau (Hrsg. K.H. Grote, J. Feldhusen, B. Bender, D. Göhlich), Springer, Berlin, 2018

[2] Föller, D.: Untersuchung der Anregung von Körperschall in Maschinen und der Möglichkeiten für eine primäre Lärmbekämpfung. Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, Darmstadt, 1972

[3] Kassing, W.: Untersuchungen zum Schwingungs- und Körperschallverhalten rotationssymmetrischer Maschinenstrukturen und Übertragung der Ergebnisse auf die Geräuschentwicklung von Axialkolbeneinheiten. Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, Darmstadt, 1975

[4] Storm, R.: Untersuchung der Einflußgrößen auf das akustische Übertragungsverhalten von Maschinenstrukturen. Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, Darmstadt, 1980

[5] Duda, M.: Eine vergleichende Untersuchung der Wirtschaftlichkeit ebener finiter Elemente. Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, Darmstadt, 1974

[6] Bös, J.: Numerical optimization of the thickness distribution of three-dimensional structures with respect to their structural acoustic properties. Structural and Multidisciplinary Optimization, 32(1), 2006, S. 12–30

[7] Pavić, G.: Structure-borne energy flow. In: Handbook of Noise and Vibration Control (Hrsg. M. J. Crocker), John Wiley & Sons Inc., Hoboken, New Jersey, USA, 2007

[8] Romano, A., Abraham, P., Williams, E.: A poynting vector formulation for thin shells and plates, and its application to structural intensity analysis and source localization. Part I: Theory. Journal of the Acoustical Society of America, 87(3), 1990, S. 1166–1176

[9] Hering, T.: Strukturintensitätsanalyse als Werkzeug der Maschinenakustik. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2012

[10] Schaal, C., Ebert, J., Bös, J., Melz, T.: Relation between structural intensity-based scalars and sound radiation using the example of plate-rib models. Journal of Vibration and Acoustics, 138, 2016, Artikel 041011 (9 Seiten)

[11] Kleinfeller, N., Bös, J., Melz, T.: Entwicklung einer robusten Berechnungsmethode zur Bestimmung der Strukturintensität von dünnwandigen, gekrümmten Bauteilen unter Zuhilfenahme virtueller Messdaten. In: DAGA 2018 – 44. Jahrestagung für Akustik, München, 19.–22. März 2018, S. 1235–1238

[12] Kleinfeller, N., Bös, J., Melz, T.: Entwicklung eines Messverfahrens zur Bestimmung der Strukturintensität von dünnwandigen und gekrümmten Strukturen. In: DAGA 2019 – 45. Jahrestagung für Akustik, Rostock, 18.–21. März 2019, S. 1022–1025

[13] Kleinfeller, N., Bös, J., Melz, T.: Measurement of the structural intensity of curved shell structures by means of 3D laser vibrometry. In: 23rd International Congress on Acoustics, Aachen, 9.–13. September 2019, S. 8102–8109

[14] Baker, W.E., Westine, P.S. und Dodge, F.T.: Similarity methods in engineering dynamics: theory and practice of scale modeling. 2. Auflage, Elsevier, Amsterdam, 1991

[15] De Rosa, S., Franco, F., Meruane, V.: Similitudes for the structural response of flexural plates. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 230(2), 2016, S. 174–188

[16] De Rosa, S. und Franco, F.: Analytical similitudes applied to thin cylindrical shells. Advances in Aircraft and Spacecraft Science 2(4), 2015, S. 403–425

[17] Adams, C., Bös, J., Slomski, E.M., Melz, T.: Scaling laws obtained from a sensitivity analysis and applied to thin vibrating structures. Mechanical Systems and Signal Processing, 110, 2018, S. 590–610

[18] Neubauer, P., Bös, J., Melz, T.: Evaluation of the gear noise reduction potential of geometrically uneven inequidistant gears. Journal of Sound and Vibration, 473, 2020, Artikel 115234 (16 Seiten)

[19] Geräuschbeispiele zur inäquidistanten Verzahnung, URL: `https://tinyurl.com/inverz-beispiele`

[20] Atamturktur, S., Hemez, F.M., Laman, J.A.: Uncertainty quantification in model verification and validation as applied to large scale historic masonry monuments. Engineering Structures, 43, 2012, S. 221–234

[21] Oberst, S.: Nonlinear dynamics: Towards a paradigm change via evidencebased complex dynamics modelling. In: 6th NOVEM – Noise and Vibration Emerging Methods, Ibiza, Spanien, 7.–9. Mai 2018, Artikel 171323 (12 Seiten)

[22] Adams, C., Bös, J., Melz, T.: Evidenzbasierte Modellierung von Schwingungssystemen. In: DAGA 2019 – 45. Jahrestagung für Akustik, Rostock, 18.–21. März 2019, S. 449–452