

Simulation des Körperschallpfads eines Fahrzeuglautsprechers unter Berücksichtigung der gemessenen Blocked Forces

Sören Keuchel¹, David Gramatzki¹, Boris Dilba¹, Olgierd Zaleski¹

¹ Novicos GmbH, 21073 Hamburg, Deutschland, Email: keuchel@novicos.de

Einleitung

Der Bereich „Automotive Audio“ ist entscheidend für die Wertigkeit von aktuellen Fahrzeugen. Die Lautsprecher-systeme können über mehr als 20 Lautsprecher verfügen um Anforderungen, wie zum Beispiel die 3D Sound-Wiedergabe, zu erfüllen. Neben dem Entertainment wird das System auch beim Active Noise Cancellation verwendet. Aufgrund der vielfältigen Anforderungen und der Komplexität muss das Verhalten bereits vor dem ersten realen Prototyp bewertet werden können. Für den notwendigen Digital Twin in der Produktentwicklung sind daher prognosesichere Simulationen und präzise Messungen entscheidend.

Der vorliegende Beitrag befasst sich mit dem Sekundärschallpfad eines Lautsprechers im Fahrzeug. Die Kraft, die für die Membranbewegung notwendig ist, muss von der Lagerung des Lautsprechers aufgenommen werden. Dieser Pfad kann zu einem Körperschalleintrag führen und Luftschall im Fahrzeug erzeugen. Zur numerischen Bewertung ist ein 3D-Vibroakustik-Modell des Fahrzeugs notwendig. Das beschriebene Vorgehen ermöglicht es, die Relevanz des Sekundärschallpfads gegenüber dem Primärschallpfad zu quantifizieren. Die Blocked Forces des Lautsprechers werden dazu messtechnisch bestimmt und im Simulationsmodell berücksichtigt. Die Arbeiten stellen eine Fortführung des DAGA-Beitrags von 2018 [3] dar, dem auch die nachfolgende Beschreibung der Grundlagen abseits des Sekundärschallpfads entnommen ist.

„Die numerische Abbildung beginnt mit dem Lautsprecher der die Übertragung vom Elektromagnetismus über ein Strukturmodell zur akustisch abstrahlenden Membran realisiert. Eine Möglichkeit zur kompletten Abbildung dieser Wirkungskette bietet das 1D Modell der Thiele-Small Parameter [1, 2], bei dem sogar die abgestrahlte Akustik über eine analytische Lösung eines Kolbenstrahlers integriert werden kann. Je nach benötigtem Detailgrad ist es auch möglich komplexere Analysen des Lautsprechers einzusetzen, sowohl bei der Disziplin Elektromagnetismus als auch beim Strukturmodell des Lautsprechers.

Neben der Modellierung der Lautsprecher ist die akustische Abstrahlung in den Fahrzeuginnenraum die zweite, große Herausforderung bei der numerischen Vorhersage des Gesamtsystems. Aufgrund der geringen Abmessungen der Fahrzeugkabine und der unterschiedlichsten Materialien stellt diese Umgebung besondere Anforderungen an das Berechnungsmodell. Soll zudem der gesamte, akustisch relevante Frequenzbereich analysiert wer-

den, müssen für eine effiziente Simulation unterschiedliche Methoden verwendet werden. Im unteren bis mittleren Frequenzbereich bieten sich die Finite-Elemente-Methode (FEM) und die Boundary-Elemente-Methode (BEM) an, die im oberen Frequenzbereich über energiebasierte Verfahren, wie die Energie FEM (EFEM), ergänzt werden können. Neue Formulierungen erlauben zudem die schnelle Verbindung von Computer Aided Design (CAD) zum Computer Aided Engineering (CAE). Hierbei ermöglicht eine Isogeometrische BEM [4] die direkte Berechnung der akustischen Unbekannten auf den Oberflächen des CAD-Modells ohne das eine klassische Diskretisierung mit Lagrange-Polynomen notwendig ist. Neben der Methodik ist die Vorgabe der Randbedingungen von enormer Bedeutung [5]. Die unterschiedlichen Materialien benötigen jeweils verschiedene Materialmodelle um die Gegebenheiten des Fahrzeuginnenraums gut wiederzugeben.

Modellierung von Lautsprechern im Fahrzeuginnenraum

Die Modellierung der gesamten Wirkungskette vom Spannungssignal bis zum Schalldruck an der Hörposition erfordert die Kombination verschiedener physikalischer Disziplinen, die mit jeweils unterschiedlichen Verfahren modelliert werden. Die Verfahren reichen von simplen 1D-Modellen bis hin zu sehr komplexen 3D-Modellen. [...]

Multiphysikalisches Lautsprecher-Modell

Eine Möglichkeit zur Beschreibung eines Lautsprechers bilden die Thiele-Small Parameter [1, 2], die es erlauben die Wirkungskette vom Spannungssignal bis zur Akustik darzustellen. Das gesamte elektrische Ersatzschaltbild ist in [6] ausführlich beschrieben. Als Akustikmodell wird ein Kolbenstrahler in einer halbbunendlichen Wand verwendet. Dieses analytische Modell für die Akustik verliert in Abhängigkeit der Umgebung des Lautsprechers seine Gültigkeit. Insbesondere in einem komplexen Fahrzeuginnenraum kann dieses Modell nicht mehr zu validen Ergebnissen führen. Daher wird nur ein Teilmodell der Thiele-Small Parameter eingesetzt und die Akustik-Simulation mit einem detaillierteren Modell durchgeführt. Die Beschreibung der elektrischen und mechanischen Eigenschaften des Lautsprechers haben eine breitere Gültigkeit im Frequenzbereich und erlauben valide Ergebnisse. Für besonders genaue Analysen kann das Modell auch durch ein komplexeres Strukturmodell ersetzt werden, um beispielsweise Teilschwingungen der Membran oder Wechselwirkungen des Lautsprechers mit der Karosserie oder dem Gehäuse-Volumen zu realisieren.

Akustisches Modell

Bei der Abstrahlung des Lautsprechers hat das akustische Modell einen sehr großen Einfluss auf die Güte der Ergebnisse. Das zuvor erwähnte 1D Akustikmodell [7] besitzt nur eine begrenzte Verwendungsmöglichkeit bei der Auslegung von Infotainment-Systemen. Im niedrigen bis mittleren Frequenzbereich führt, neben der FEM, die BEM zu sehr guten Ergebnissen. Der effiziente Einsatzbereich kann durch die Verwendung der Fast-Multipole-Methode [8] noch erhöht werden.

Bei der Simulation von Tieftönern ist die Wechselwirkung mit der Struktur zu berücksichtigen, da die großen Abmessungen der Chassis auch die Karosserie oder die Verkleidung in Schwingung versetzen können. Hieraus ergeben sich sekundäre Schallpfade, die zu störenden Effekten führen. Wird ein solches Problem erst beim realen Prototypen festgestellt, so sind die Gegenmaßnahmen nur noch schwer umzusetzen oder sehr teuer. Hier hilft das frühe Wissen über die strukturelle Wechselwirkung, um kostengünstige Maßnahmen noch umzusetzen.“ [3]

Den Herausforderungen einer Berücksichtigung dieses Sekundärschallpfads widmet sich der vorliegende Beitrag.

Analyse des Körperschallpfads

Zur Charakterisierung der relevanten Körperschall-Übertragungsfunktion (Noise Transfer Function, NTF) bietet sich die Methode der Component-based Transfer Path Analysis (CTPA) [9] an. Diese erlaubt es, den Lautsprecher als Quelle der Strukturanregung unabhängig vom Fahrzeug messtechnisch vollständig zu charakterisieren. Die so erhaltene Beschreibung der Quelle lässt sich dann mit dem 3D-FEM Vibroakustikmodell eines beliebigen Fahrzeugs kombinieren, um den kompletten Sekundärschallpfad simulativ abzubilden.

Hierzu werden die Blocked Forces \mathbf{F}_{bl} im Betrieb des Lautsprechers, also die Reaktionskräfte an den Montagepunkten des Lautsprecherchassis bei annähernd ideal steifer Anbindung, auf einem geeigneten Prüfstand gemessen. Außerdem wird die Inertanz \mathbf{H}^A des Chassis bezüglich der Montagepunkte bestimmt, indem am frei aufgehängten Lautsprecher die Kraft-Beschleunigungs-Übertragungsfunktionen für paarweise alle Montagepunkte mittels Impulshammer und Beschleunigungsaufnehmern gemessen werden.

Gegenüber der CTPA für andere Komponenten ergibt sich beim Lautsprecher jedoch die Besonderheit, dass die Blocked Forces für einen bestimmten Betriebszustand keine feste Eigenschaft des Lautsprechers darstellen, sondern maßgeblich von der akustischen Umgebung (Strahlungsimpedanz) abhängig sind. Daher ist eine Verknüpfung mit dem elektro-mechanischen Thiele-Small 1D Modell notwendig, in welchem die Strahlungsimpedanz Z_a aus der 3D-FEM Akustiksimulation einer beliebigen Umgebung berücksichtigt werden kann.

Die insgesamt vom Lautsprecherchassis aufzunehmende Reaktionskraft der Membranbewegung lässt sich direkt

aus dem Thiele-Small Modell ermitteln durch

$$F_{res} = M_{MD}\dot{v}_M + F_{Fluid}, \quad (1)$$

mit der dynamisch bewegten Masse M_{MD} von Membran und Schwingspule, deren Beschleunigung \dot{v}_M sowie der auf die Membran wirkenden Fluidkraft F_{Fluid} , welche von der Strahlungsimpedanz bestimmt wird.

Zunächst unbekannt bleibt dabei der Zusammenhang zwischen dieser inneren Reaktionskraft und den äußeren Blocked Forces, welcher von der Strukturmechanik (Trägheiten und Steifigkeiten) des Lautsprecherchassis bestimmt wird. Dieser Zusammenhang lässt sich jedoch herstellen, indem aus einer Akustiksimulation der Umgebung des Blocked Forces Prüfstands die zugehörige Strahlungsimpedanz ermittelt, mit dieser F_{res} berechnet und dann in Relation zu den gemessenen Blocked Forces gesetzt wird. Diese frequenzabhängige Relation \mathbf{F}_{bl}/F_{res} hat den Charakter einer Übertragungsfunktion und ist eine feste Eigenschaft des Lautsprecherchassis, also invariant gegenüber der akustischen und strukturellen Umgebung.

Damit liegt eine vollständige und unabhängige Beschreibung des Lautsprechers als Körperschall-Quelle vor. Für diese werden außer gemessener Blocked Forces und Inertanz lediglich die Thiele-Small Parameter des Lautsprechers benötigt, die sich ebenfalls einfach messtechnisch bestimmen lassen, ohne dass Herstellerwissen über den Lautsprecher erforderlich ist, der mithin als „Black Box“ behandelt werden kann.

Für die Simulation der Körperschallanregung durch den Lautsprecher im Fahrzeug müssen dann die Blocked Forces konvertiert werden in für die Einbausituation spezifische Kontaktkräfte \mathbf{F}_{ct} auf die Montagepunkte im Fahrzeug. Dies geschieht über das Gleichungssystem

$$\mathbf{F}_{ct} = [\mathbf{H}^A + \mathbf{H}^B]^{-1} \mathbf{H}^A \mathbf{F}_{bl}, \quad (2)$$

wobei die Inertanz der Fahrzeugstruktur \mathbf{H}^B benötigt wird, die sich simulativ bestimmen lässt. \mathbf{F}_{bl} ist hier nicht aus der Blocked Forces Messung direkt einzusetzen, sondern mit der Relation \mathbf{F}_{bl}/F_{res} und Gleichung 1 unter Berücksichtigung der Strahlungsimpedanz im Fahrzeuginnenraum zu berechnen. Die Strahlungsimpedanz wird dafür aus der (Vibro-)Akustiksimulation des Primärschallpfads im Fahrzeug bestimmt.

Einen Überblick über die gesamte beschriebene Modellierungskette bietet Abbildung 1, wobei die für den Sekundärpfad zusätzlich benötigte Teilkette in Rot hervorgehoben ist. Die vielfältigen weiteren Möglichkeiten zur Modellierung der einzelnen physikalischen Bereiche (vgl. [3]) sind nicht dargestellt, da sie in diesem Beitrag nicht zur Anwendung kommen.

Numerische Beispiele

Nach der im vorigen Abschnitt beschriebenen Vorgehensweise werden die Untersuchungen beispielhaft mit einem typischen Tiefton-Lautsprecher für den in Abbildung 2 gezeigten Lautsprecher-Prüfstand ausgeführt, der

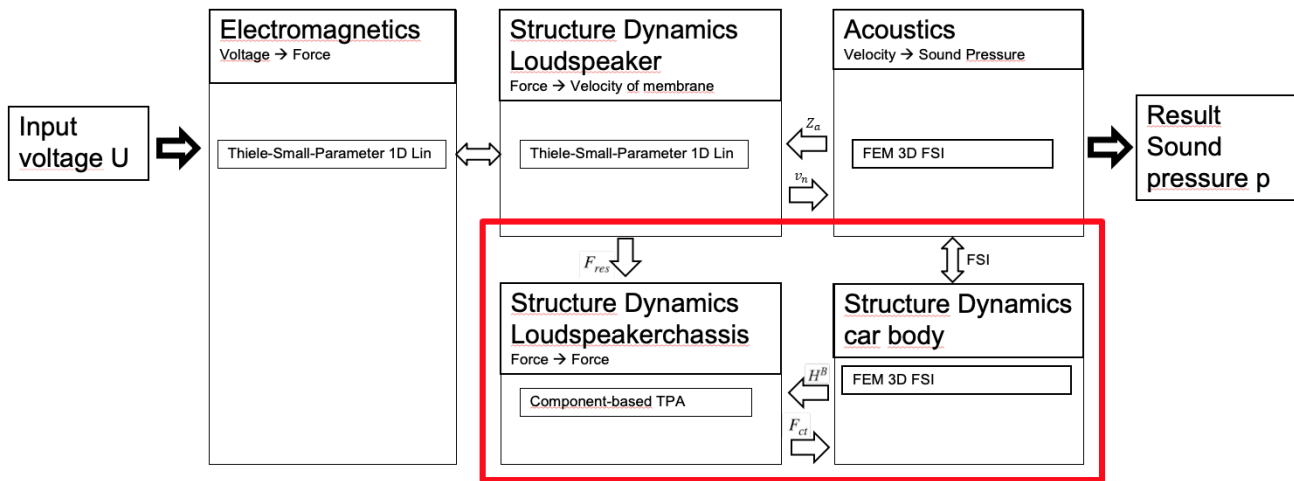


Abbildung 1: Darstellung der verwendeten multiphysikalischen Modellierungskette (Sekundärpfad hervorgehoben)

einen generischen Fahrzeuginnenraum darstellt und zur Validierung numerischer Methoden sowie für allgemeine Prinzipuntersuchungen dient. Dazu kann er mit unterschiedlichen Lautsprechern ausgestattet werden.

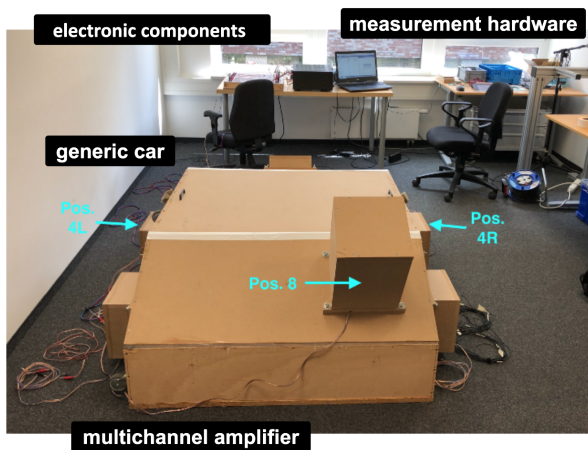


Abbildung 2: Standardsetup des Lautsprecher-Prüfstands

Das Setup zur CTPA-Charakterisierung des verwendeten Lautsprechers ist in Abbildung 3 zu sehen. Die Adapterplatte zur Montage am Fahrzeug wird im Rahmen dieser Beispieluntersuchung als Teil des Lautsprecherchassis betrachtet. Da die Thiele-Small Parameter dieses Lautsprechers bereits vorliegen, ist die Beschreibung vollständig.

Abbildung 4 zeigt das verwendete FE-Modell der Fahrzeugstruktur. Dabei werden zwei Varianten untersucht: Zum einen das Standardsetup des Prüfstands (Abbildung 2) aus 18 mm starken Holz- und MDF-Platten mit entsprechender starker Dämpfung und Trägheit der Struktur; Zum anderen eine „Leichtbau“-Variante, bei der die in Abbildung 4 markierte MDF-Platte P6 durch eine 1 mm starke Stahlplatte ersetzt ist und das schwere MDF-Lautsprechergehäuse an Position 8 entfällt, wodurch die Kontaktkräfte des Lautsprecherchassis auf eine leichtere, geringer bedämpfte Struktur wirken.

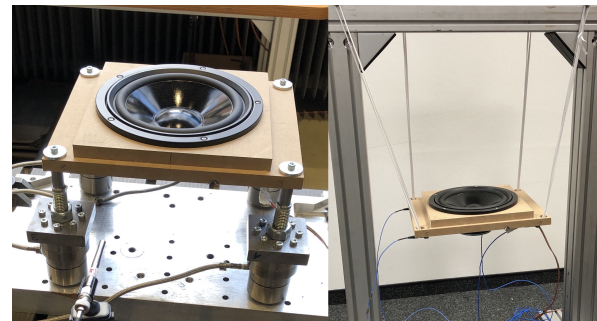


Abbildung 3: Messung der Blocked Forces (links) und der Inertanz (rechts) des Lautsprechers

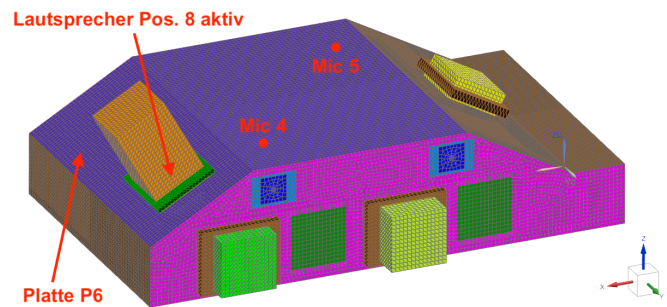


Abbildung 4: FE-Strukturmodell des Fahrzeugs mit Lautsprecher- und Mikrofonpositionen für die Vibroakustik-Simulation

Im Ergebnis der Gesamt-Übertragungsfunktionen von Spannung zu Schalldruck zeigt sich für das Standardsetup über den gesamten relevanten Frequenzbereich eine ausreichend große Pegeldifferenz zwischen Primär- und Sekundärschallpfad, sodass letzterer ohne nennenswerten Einfluss bleibt, wie Abbildung 5 zu entnehmen, in der für Mikrofonposition 5 die beiden Schallpfade einzeln sowie überlagert aufgetragen sind. Da für den Prüfstand bereits frühere Simulationen ohne Berücksichtigung des Sekundärpfads im unteren Frequenzbereich eine gute Übereinstimmung mit Messungen zeigen [10], entspricht dies für das Standardsetup der Erwartung.

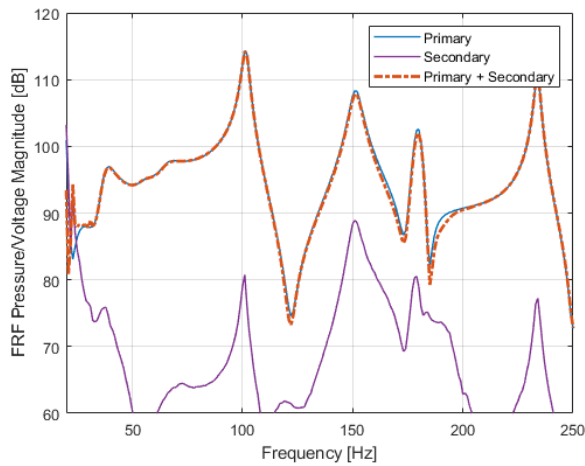


Abbildung 5: Simulation, Standardsetup: kaum Einfluss des Sekundärpfads bei Mikrofonposition 5

Für die Variation „Leichtbau“ hingegen ist der große Pegelabstand zwischen Primär- und Sekundärpfad nicht mehr durchgängig gegeben, sodass ein erheblicher Einfluss möglich ist. Dieser äußert sich in Abbildung 6 um 130 Hz in einem starken Einbruch des Gesamtpegels von bis zu -25 dB gegenüber dem Primärpfad alleine, da es hier zu teilweiser Phasenauslöschung beider Schallpfade kommt. Jedoch ist die Phasenlage von Primär- und Sekundärpfad zueinander stark von der Hörposition abhängig, sodass es zugleich andernorts im Fahrzeuginnenraum zu einer Erhöhung des Gesamtpegels kommen kann.

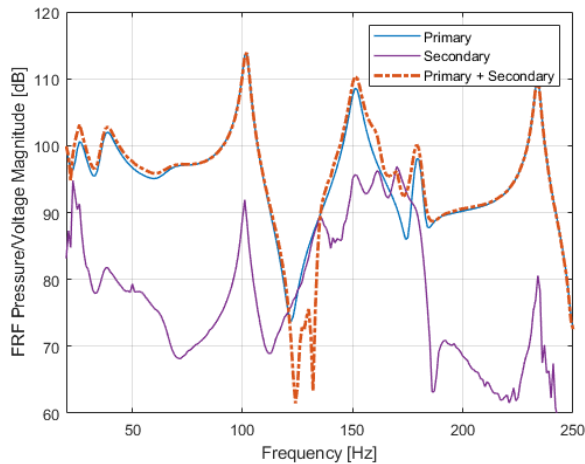


Abbildung 6: Simulation, Variation „Leichtbau“: starker Einfluss des Sekundärpfads bei Mikrofonposition 5

Zusammenfassung

Der Beitrag stellt eine Methode vor, um die Körperschallanregung durch Reaktionskräfte der Lautsprecher in der numerischen Auslegung von Fahrzeug-Infotainmentsystemen zu berücksichtigen. Dazu wird die multiphysikalische Modellierungskette [3] mit Mitteln der Component-based Transfer Path Analysis [9] erweitert, um die gemessenen Blocked Forces der Lautsprecher einzubeziehen. So sind quantitative Aussagen über den Einfluss des Körperschallpfads bereits

frühzeitig im Entwicklungsprozess möglich, wodurch sich das Zeit- und Kostenrisiko im Bezug auf späte Konstruktionsänderungen verringern lässt. Die für ein generisches Fahrzeugmodell durchgeführten Untersuchungen zeigen eine hohe Sensitivität des Körperschallpfads gegenüber Änderungen der Fahrzeugstruktur.

Literatur

- [1] N. Thiele, Loudspeakers in Vented Boxes: Part 1, *Journal of the Audio Engineering Society* 19 (5) (1971) 382–392.
- [2] R. H. Small, Closed-Box Loudspeaker Systems-Part 1: Analysis, *Journal of the Audio Engineering Society* 20 (10) (1972) 798–808.
- [3] S. Keuchel, O. Zaleski, O. von Estorff: Numerische Auslegung von Infotainment-Systemen in Fahrzeugen, In: 44. Jahrestagung für Akustik, DAGA 2018. München, 2018.
- [4] S. Keuchel, N. Hagelstein, O. Zaleski, O. von Estorff: Evaluation of hypersingular and nearly singular Integrals in the Isogeometric Boundary Element Method for Acoustics, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 325 (Supplement C) (2017) 488 – 504.
- [5] M. Aretz, M. Vorländer: Combined Wave and Ray based Room Acoustic Simulations of Audio Systems in Car Passenger Compartments, Part I: Boundary and source data, *Applied Acoustics* 76 (2014) 82–99.
- [6] L. Beranek, T. Mellow, *Acoustics: Sound Fields and Transducers*, Elsevier Science, 2012.
- [7] P. M. Morse, K. U. Ingard: *Theoretical Acoustics*, Princeton University Press, 1968.
- [8] S. Keuchel, K. Vater, O. von Estorff: hp Fast Multipole Boundary Element Method for 3D Acoustics, *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 110 (9) (2017) 842–861.
- [9] Siemens Digital Industries Software: Component-based transfer path analysis: Guidelines to predict component NVH performance before the first vehicle prototype is built, Plano (Texas), 2020.
- [10] S. Keuchel, H. Lohmann, M. Ram, O. Zaleski, O. von Estorff: Validierung der Simulation von Fahrzeug-Lautsprecher-Systemen im hohen Frequenzbereich, In: 45. Jahrestagung für Akustik, DAGA 2019. Rostock, 2019.