

Ein neuer Ansatz zur Optimierung des Rollgeräuschs im Pkw

Timo von Wysocki^{1,2}, Frank Gauterin¹

¹ *Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Institutsteil Fahrzeugtechnik,
Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 76131 Karlsruhe, Deutschland,*

Email: timo.wysocki@kit.edu, frank.gauterin@kit.edu

² *Mercedes-Benz AG, 71063 Sindelfingen, Deutschland*

Kurzfassung

Unter dem Rollgeräusch verstehen wir das im Fahrzeuginnenraum wahrnehmbare Geräusch, das durch den Rollkontakt des Reifens mit der Fahrbahn entsteht. Es tritt im Zuge der Elektrifizierung aufgrund der entfallenden Verbrennungsmotorgeräusche verstärkt in den Vordergrund. Insbesondere für Elektrofahrzeuge wird eine Reduktion des Rollgeräuschs daher immer wichtiger.

Mit einem neuartigen Ansatz wird bereits in früher Entwicklungsphase durch digitale Optimierung der Achskinematik das Rollgeräusch reduziert. Während sich die Achskinematik noch in der Festlegungsphase befindet, werden Zusammenhänge zwischen Achskinematik und Rollgeräuschphänomenen identifiziert. Diese Einflüsse können anschließend in der Auslegung der Achskinematik berücksichtigt werden. Dadurch wird ein bislang ungenutztes Potential zur Rollgeräuschreduktion erschlossen.

Die Identifikation der Achskinematikeinflüsse auf das Rollgeräusch erfolgt simulativ durch Methoden der Datenanalyse und des Maschinellen Lernens. Durch automatisiertes Morphing von Finite Elemente-Simulationsmodellen können systematisch Kinematikvarianten generiert und Schalldruckkurven im Fahrzeuginnenraum berechnet werden. Aus dem so erzeugten Datensatz können mittels Regression Zusammenhänge zwischen Rollgeräuschphänomenen und den Positionen von Kinematikpunkten herausgearbeitet werden. Diese Zusammenhänge können anschließend in Form von Designregeln oder Optimierungen in die Gestaltung der Achskinematik zurückfließen, um frühestmöglich eine Reduktion des Rollgeräuschs in guter Abstimmung mit weiteren funktionalen Anforderungen, wie zum Beispiel der Fahrdynamik, zu erzielen.

Einleitung

Der Komfort spielt bei der Kaufentscheidung eines Pkw eine immer größere Rolle, er ist nach dem Preis-Leistungsverhältnis das zweitwichtigste Kriterium [20]. Dies gilt insbesondere für elektrisch angetriebene Fahrzeuge [24, 33]. Bei ihnen entfällt der vom Verbrennungsmotor erzeugte hohe Schalldruck bei tiefen Frequenzen, der viele Geräusche anderer Quellen maskiert. In der Folge liegt der Schalldruckpegel in Elektrofahrzeugen deutlich niedriger und das Rollgeräusch erscheint dominanter, was zusätzliche Reduzierungsmaßnahmen erforderlich macht [21, 33, 9, 19, 41, 43]. Es kommt hinzu, dass Elektrofahrzeuge aufgrund der Batterie ein höheres Gewicht haben, was das Rollgeräusch erhöhen kann [26].

Sobald Fahrzeuge in der Lage sind, automatisiert zu fah-

ren, steigen die Komfortanforderungen erneut [38]. Da die Fahreraufgabe entfällt, erleben Passagiere durch das Fahren erzeugte Bewegungen, Schwingungen und Geräusche nicht mehr als erwartbare und angemessene Rückmeldung auf selbst gestaltete Fahrmanöver oder als sicherheitsrelevante Informationen über den Fahrzeug- und Fahrbahnzustand, sondern eher als Störung bei Tätigkeiten wie Lesen, Schreiben, Essen und Trinken oder Ausruhen. Passagiere erwarten bei automatisiertem Fahren daher eher den Komfort eines Hochgeschwindigkeitszuges [38].

Das Innengeräusch wird auch zukünftig die Wahrnehmung des Fahrzeugcharakters deutlich beeinflussen. Es unterstützt eine komfortable oder sportliche, einfache oder hochwertige Anmutung und ist damit ein wichtiger Qualitätsindikator. Es muss also in Zukunft nicht nur reduziert, sondern auch gestaltet werden können, wofür geeignete Stellschrauben erforderlich sind. Das gilt insbesondere für das dominante Rollgeräusch.

Das Fahrgeräusch im Fahrzeug lässt sich im Wesentlichen auf die drei Quellen Antriebssystem, Reifen-Fahrbahn-Kontakt und Luftströmung zurückführen. Während die Antriebsgeräusche, vor allem bei Verbrennungskraftmaschinen, bei geringer bis mittlerer Geschwindigkeit den größten Beitrag liefern, überwiegen die mit der dritten bis vierten Potenz der Geschwindigkeit ansteigenden Reifen-Fahrbahn-Geräusche (RFG) je nach Antriebsart spätestens bei mittlerer Fahrgeschwindigkeit. Die über der Fahrgeschwindigkeit noch wesentlich stärker ansteigenden aerodynamischen Geräusche liefern im Pkw oberhalb von etwa 110 km/h den größten Beitrag [34]. Bei höheren Geschwindigkeiten reduziert sich demnach der Komfortvorteil der Elektrofahrzeuge gegenüber konventionell angetriebenen Fahrzeugen. Dadurch entsteht das Haupthandlungsfeld beim Rollgeräusch [26], das bei E-Fahrzeugen bei geringer und mittlerer Geschwindigkeit über das gesamte Geräuschspektrum hinweg dominiert [35].

Das RFG entsteht zu einem Großteil durch die zeitlich variierende Verformung des Reifens, durch Ungleichförmigkeiten der Fahrbahn und des Reifens selbst, vor allem seiner Profilierung, und die daraus resultierenden Schwingungen der Reifenstruktur [13, 12]. Dabei wirkt sich die Profilierung auf die Stärke der Anregung beim Abrollen auf Fahrbahnoberflächen mit geringer Makrorauigkeit sehr deutlich und verstärkend aus, wohingegen sie auf rauer Textur aufgrund der verringerten Struktursteifigkeit des Laufstreifens eine moderat abschwächende Wirkung hat [31]. Weitere Geräusche werden von Schubspannungen im Reifenlaufstreifen parallel zur Fahrbahnoberfläche

erzeugt, die durch die Einfederung des Reifens aufgrund des Fahrzeuggewichts sowie durch Antriebs-, Brems- und Schräglaufkräfte [17, 40] entstehen und die einerseits zum Ausschlagen verspannter Reifenprofilblöcke am Ende und andererseits zu Gleitvorgängen innerhalb der Bodenaufstandsfläche führen. Darüber hinaus wird aus Vertiefungen der Fahrbahntextur und aus dem Reifenprofil beim Aufbau des Anpressdrucks im Latsch Luft verdrängt, was sowohl zur direkten Abstrahlung von Luftschall als auch zur Anregung von stehenden Luftschallwellen in den von Reifen und Fahrbahn gebildeten Kanälen des Reifenprofils führt. Die größten Schwingungsamplituden der genannten Geräuschquellen treten in der Bodenaufstandsfläche oder in Fahrtrichtung unmittelbar vor und hinter der Bodenaufstandsfläche auf. Dort bildet der Reifen zusammen mit der Oberfläche der Fahrbahn eine trichterförmige Struktur, die die Schallfeldimpedanz verändert und so zu einer Verstärkung der Abstrahlung im Frequenzbereich von ca. 0,5 kHz bis 2,5 kHz führt [30]. Eine weitere, für das Fahrzeuginnengeräusch bedeutsame Schallquelle sind stehende Wellen in der im Reifentorus eingeschlossenen Luft [23]. Es bilden sich eine Vielzahl von Moden aus, von denen vor allem die ersten beiden aufgrund ihrer resultierenden Kräfte auf die Felge für das Fahrzeuginnengeräusch relevant sind. Je nach Einfederung und Drehgeschwindigkeit des Reifens bilden sich entweder eine mit dem Reifen mitrotierende oder zwei um 90° Umfangswinkel gegeneinander versetzte, latschfeste Moden aus, deren Eigenfrequenzen, je nach Reifengröße, zwischen 190 Hz und 250 Hz liegen und in vielen Fahrzeugen deutlich störend wahrnehmbar sind. Dabei spaltet sich die mitrotierende Mode aufgrund des Dopplereffekts in zwei rollgeschwindigkeitsabhängige Frequenzen im Innengeräuschspektrum auf [5, 22].

Das RFG wird einerseits als Körperschall über Reifen, Rad, Fahrwerk und Fahrschemel an die Karosserie und von ihr als Luftschall abgestrahlt und im Fahrzeuginnen an die Passagiere übertragen. Andererseits trifft der von der Kontaktzone zwischen Reifen und Fahrbahn abgestrahlte Luftschall auf die Karosserie und gelangt über den Unterboden und die Fensterscheiben als Sekundärschall sowie ggf. über Öffnungen, bspw. in den Türdichtungen, in den Fahrzeuginnenraum. Im Frequenzbereich unterhalb 500 Hz überwiegt die Körperschalleinleitung; aufgrund der relativ weichen Elastomerlager und der hohen Massen wirkt die Übertragungsstrecke als Tiefpassfilter. Die höherfrequenten Anteile des RFG, die auch im Wesentlichen für den Straßenverkehrslärm verantwortlich sind, werden vor allem über Luftschallpfade eingeleitet. Es gibt aber durchaus auch höherfrequente Körperschallanteile, bspw. herrührend von Eigenschwingungen von Elastomerbauteilen in Lagerelementen [45] und anderen Komponenten des Fahrwerks und der Karosserie.

In der Modellbildung wird die Fahrbahn üblicherweise durch eine Beschreibung der Geometrie der Oberflächentextur abgebildet. Für den Reifen werden je nach Anwendungsfall und erforderlicher Genauigkeit modale Modelle in Kombination mit einem Anregungsmodell [3, 16], hybride Modelle wie SPERoN von Müller BBM [28], physikalische Modelle wie F-Tire von cosin [6] oder CDTi-

re von Fraunhofer ITWM [10] sowie Finite Elemente (FE)-Modelle im Frequenzbereich [29, 16] und im Zeitbereich [46] verwendet. Das Fahrwerk wird aufgrund der ausgeprägten Nichtlinearitäten in Buchsen, Lagern und Dämpfern oft als Vielkörpermodell abgebildet [42, 41]. Karosserie, Trim und Hohlraum im Fahrzeuginnen werden meist mittels Finite Elemente Methode (FEM) [42, 41] oder vereinfacht durch einen Satz von Übertragungsfunktionen, bisweilen mit der Vierpolmethode [27], modelliert. Eine Abschätzung der subjektiven Beanspruchung aufgrund der gegebenen akustischen Belastung erfolgt für gewöhnlich durch multivariate Regressionsverfahren [37].

Die erste Wahl bei der Minderung von Geräuschen sind Maßnahmen an der Quelle. Bezüglich des Beitrags der Fahrbahn zum RFG wurde in der Vergangenheit vor allem der Einfluss von Größen, die die Geometrie der Fahrbahntextur und die akustische Absorption beschreiben, ausführlich untersucht. Hier spielen vor allem die Ausprägung der Mikro- und der Makrorauigkeit, der Verlauf der Abbott-Firestone-Kurve des Höhenverlaufs der Fahrbahnoberfläche und der Absorptionsgrad eine große Rolle [2, 36]. Am Reifen sind wirkungsvolle Stellschrauben die Profilgestaltung, die Druck- und Schubspannungsverteilung im Latsch und die Materialeigenschaften des Laufstreifens und weiterer Reifenbauteile [36, 14]. Da im Reifentorus fast keine akustische Dämpfung besteht, lässt sich durch das Einbringen von akustischem Absorptionsmaterial, etwa in Form von auf die Innenseite aufgeklebtem offenporigem Schaumstoff, die stark störenden Kavitätsmoden deutlich abschwächen [4]. Der Effekt der akustischen Entkopplung wird nicht nur im Reifen, sondern in einer Vielzahl von Elastomerbuchsen und -lagern an den Anbindungspunkten der Fahrwerkslenker, der Aufbaudämpfer und -federn, der Lenkung und der Fahrschemel eingesetzt. Über die Auslegung deren quasistatischer und dynamischer Kennlinien und die Beeinflussung der Eigenschwingungen durch Formgebung und Materialauswahl lässt sich die Weiterleitung von Wechselkräften an die Karosserie deutlich verringern [45]. Durch die Vermeidung gleicher Eigenfrequenzen mehrerer Bauteile auf den Transferpfaden lässt sich eine erhebliche Reduzierung des Schalldruckpegels in kritischen Frequenzbereichen erreichen, ohne dass Masse oder Dämpfung erhöht werden müssten [11].

Eine weitere Option zur Verringerung der Schwingungsübertragung ist die kinematische Entkopplung durch die geeignete Änderung der Übersetzungsverhältnisse von Hebelarmen oder durch das Verschieben von Drehachsen rotatorischer Schwingungen in die Nähe von Drehgelenken. Ein Beispiel dafür liefert Engel [8]. Er verschiebt die vertikale Schwingungsdrehachse der vorderen Radaufhängung in die Nähe des Anbindungspunkts der Spurstange und erreicht damit eine deutliche Reduzierung von Lenkraddreherschwingungen. Ein anderes Beispiel ist der Lenkrollradius, dessen Verringerung die Empfindlichkeit des Fahrzeugs für durch Ungleichförmigkeiten der Reifen oder der Brems Scheibe erzeugte Lenkraddreherschwingungen massiv reduziert [9].

Die Gesamtheit der Lage der Lenkeranbindungspunkte

im Raum bildet die Achskinematik. Da diese früh im Entwicklungsprozess festgelegt wird, kann durch Modifikation der Achskinematik in einem frühen Stadium Einfluss auf verschiedene Entwicklungsbereiche genommen werden. Es existieren verschiedene Ansätze, dies zur Optimierung der NVH-Eigenschaften im Fahrzeug zu nutzen. Schlecht modifiziert eine Vorderachskinematik mit dem Optimierungsziel, spürbare Schwingungen zu reduzieren [39]. Kosa et al. untersuchen den Einfluss der Achskinematik auf das Rollgeräusch. Hier wird ein Starrkörpermodell in Kombination mit modalen Modellen zur Optimierung der Fahrwerksgeometrie eingesetzt [21].

Uhlar variiert unter Verwendung eines Mehrkörpermodells der Achse die Steifigkeiten der Hilfsrahmen- und Aggregatlager sowie der Gelenkwelle. Dabei werden die Wechselkräfte an den Anbindungspunkten des Fahrwerks an der Karosserie mittels mathematischer Optimierung minimiert. Dies dient dem Ziel, Dröhngeräusche zu reduzieren. Eine Erweiterung der Methodik auf weitere Designparameter des Fahrwerks, etwa dessen Kinematik, sei möglich. [42]

Harzheim und Bohle optimieren einen Radträger, wobei die Lage der Anbindungspunkte an die Fahrwerkslenker in jeweils zwei Raumrichtungen variiert wird. Das zur Untersuchung verwendete Simulationsmodell besteht aus einem FE-Vollmodell der Achse, das über Koppelstellen an ein reduziertes Ersatzmodell des Aufbaus gekoppelt ist. Die Anregung erfolgt über gemessene Spindelkräfte einer Vorgängerbaureihe. Die Kinematikänderung wird zum einen über Starrkörperelemente abgebildet, zum anderen über vorab generierte Formbasisvektoren. Das Optimierungsziel sind die zu einer skalaren Größe kombinierten Koppelkräfte zwischen Fahrwerk und Aufbau. Die Optimierung erfolgt gradientenbasiert in MSC Nastran sowie mittels eines linearen Polynoms und eines Kriging-Metamodells. [18]

Die Optimierung der Achskinematik bezüglich des Rollgeräuschs bietet in der frühen Entwicklungsphase das Potential, mit einem fortgeschrittenen Produktreifegrad in die akustische Optimierung zu starten. Um dies zu erreichen, wird im Folgenden eine systematische Untersuchung des Einflusses der Achskinematik auf das Rollgeräusch im Frequenzbereich bis 300 Hz durchgeführt. Dabei wird die Lage aller Anbindungspunkte zwischen Radträger und den angrenzenden Lenkern in drei Raumrichtungen systematisch variiert, um Sensitivitäten und Optima bezüglich des Schalldrucks an den Ohrpositionen im Fahrzeug abzuleiten. Im Anschluss an die Beschreibung der Methodik wird an einem Fahrzeug simulativ der Schalldruckpegel eines ausgewählten Rollgeräuschphänomens gezielt durch Modifikation der Achskinematik optimiert. Die Wirksamkeit wird im Fahrversuch an einem realen Fahrzeug validiert.

Methodik

Das Rollgeräusch im Fahrzeuginnenen wird in der frühen Produktentwicklungsphase üblicherweise durch FE-Simulation ausgelegt. Dabei kommen in der hier vorliegenden Arbeit Gesamtfahrzeugmodelle zum Einsatz, die aus einem Aufbaumodell, einem Achsmodell und einem

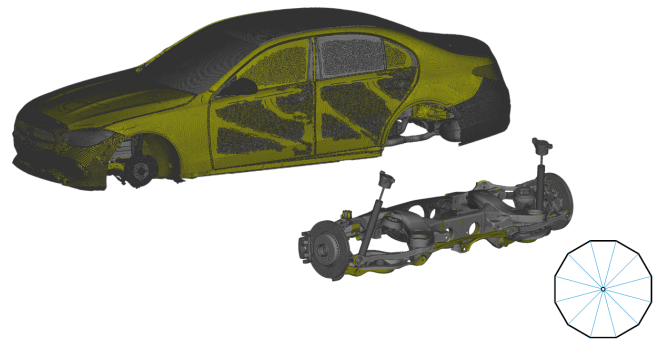


Abbildung 1: Einzelbestandteile des zur Schalldrucksimulation genutzten FE-Modells. Von oben links nach unten rechts: Aufbau inklusive Innenraum und Luftmodell; Achsmodell; abstrahiertes Anregungsmodell.

Anregungsmodell bestehen. Abbildung 1 repräsentiert die drei Teilmodelle.

Das Aufbaumodell beinhaltet die Struktur und den Trim der Karosserie sowie das Luftvolumen im Inneren des Fahrzeugs. Das Achsmodell besteht aus den ausmodellierten und vernetzten Komponenten des Fahrwerks, die über Feder-Dämpfer-Ersatzmodelle für die Fahrwerkslager verbunden sind. Die Bedatung der Ersatzmodelle erfolgt dabei über dynamische Messungen der Elastomerlager. Die einzelnen Modelle sind über koinzidente Koppelknoten verbunden. Die für die Simulation des Rollgeräuschs notwendige Anregung kann über am Prüfstand oder im Realbetrieb im Radmittelpunkt gemessene Radkräfte oder synthetische Anregungsmodelle im Radmittelpunkt aufgebracht werden. Da eine Kinematikänderung eine Wechselwirkung mit den Schwingungseigenschaften des Rades vermuten lässt, wird in der hier durchgeführten Untersuchung ein Anregungsmodell nach dem Vorbild Glandier und Grollius verwendet [15]. Die Ergebnisgrößen des Simulationsmodells sind Schalldruckpegelspektren an den einzelnen Ohrpositionen im Fahrzeuginnenraum für den Frequenzbereich bis 300 Hz. Für das Gesamtfahrzeug entsteht so ein Simulationsmodell mit Freiheitsgraden im mittleren zweistelligen Millionenbereich und mehreren Stunden Rechenzeit.

Da in der hier vorgestellten Untersuchung die Achskinematik analysiert wird und damit sowohl Aufbau-, als auch Anregungsmodell unverändert bleiben, kann das Achsmodell als einziges veränderliches Teilmodell betrachtet werden. Das Achsmodell ist über die Koppelstellen Fahrerschemellager sowie Feder- und Dämpferkopflager an den Aufbau angebunden. Die Kopplung an das Anregungsmodell erfolgt über Kräfte im Radmittelpunkt am Innenring des Radlagers. Das so isolierte Simulationsmodell ist in Abbildung 2 dargestellt.

In der hier vorgestellten Untersuchung werden die Einflüsse der räumlichen Lage der radträgerseitigen Kinematikpunkte im Fahrwerk untersucht. Dies sind die fünf Verbindungspunkte zwischen den in Abbildung 2 bunt eingefärbten Lenkern sowie dem Radträger.

Bei einer Kinematikänderung werden Verschiebungen an

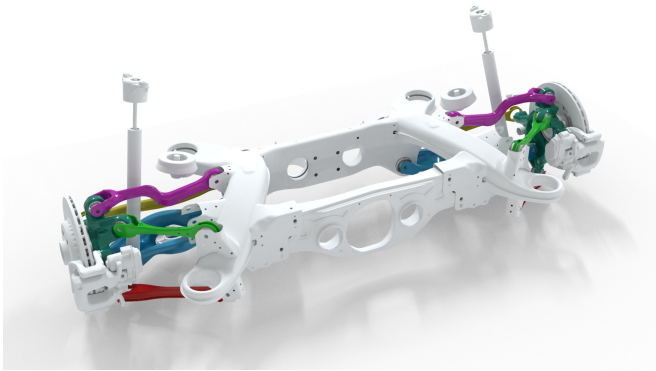


Abbildung 2: Verwendetes Hinterachsmodell für die vorgestellte Untersuchung. Die in ihrer Gestalt variierten Komponenten sind bunt eingefärbt.

diesen fünf Koppelstellen vorgegeben. Um diese im FE-Simulationsmodell abbilden zu können, wird hier auf einen Morphing-Algorithmus zurückgegriffen. Dabei werden die vorgegebenen Verschiebungen an den Koppelstellen auf das gesamte FE-Netz übertragen. Um eine Verschiebung weiterer Anbindungsstellen, wie zum Beispiel die des Radlagers oder der Bremse zu verhindern, werden an ausgewählten Punkten Nullverschiebungen vorgegeben. Die verwendeten Morphing-Algorithmen wurden in früheren Veröffentlichungen im Detail dargestellt [47, 48]. Sie zeichnen sich dadurch aus, dass keinerlei Vorbereitung notwendig ist, abgesehen von der Definition der gewünschten Verschiebungsrandbedingungen. Beim Morphing werden die FE-Knoten den Kinematikänderungen entsprechend transliert. Die Rotation eines Lenkers wird über die Rotation der Elastomerlager-Ersatzmodelle abgebildet.

Der Ablauf einer Untersuchung zum Einfluss der Achskinetik auf das Rollgeräusch ist in Abbildung 3 dargestellt und ähnelt dem Vorgehen einer früheren Veröffentlichung auf Komponentenebene [49]. Die Umsetzung einer Kinematikänderung im FE-Modell wird vollständig automatisiert, was eine systematische Untersuchung der Einflüsse auf das Rollgeräusch ermöglicht. Ausgangspunkt ist dabei ein in der frühen Entwicklungsphase vorhandenes Gesamtfahrzeug-FE-Modell. In dieser Entwicklungsphase ist die Definition der Kinematik noch nicht abgeschlossen, so dass Erkenntnisse zur Beeinflussung des Rollgeräuschs noch ideal in die Gestaltung der Achskinetik einfließen können. Ein hier durch Python automatisierter Prozess führt das Morphing des Achsmodells durch und assembliert die notwendigen Gesamtfahrzeug-simulationsmodelle. Dabei kommen die beschriebenen FE-Gesamtfahrzeugmodelle zur Schalldruckberechnung zum Einsatz, aber auch Starrkörper-Kinematikmodelle, um Kinematikgrößen wie z. B. Nachlaufstrecke oder Vorspur zu bestimmen. Im Anschluss werden die Simulationen automatisiert durchgeführt sowie die Ergebnisse aufbereitet. Bis zu diesem Zeitpunkt findet keinerlei Festlegung der Optimierungszielgröße statt.

Die Datengenerierung basiert auf einer Versuchsplanung für eine systematische Variation der Kinematikpunkte. Hier wird ein Latin-Hypercube-Sampling mit 500 indivi-

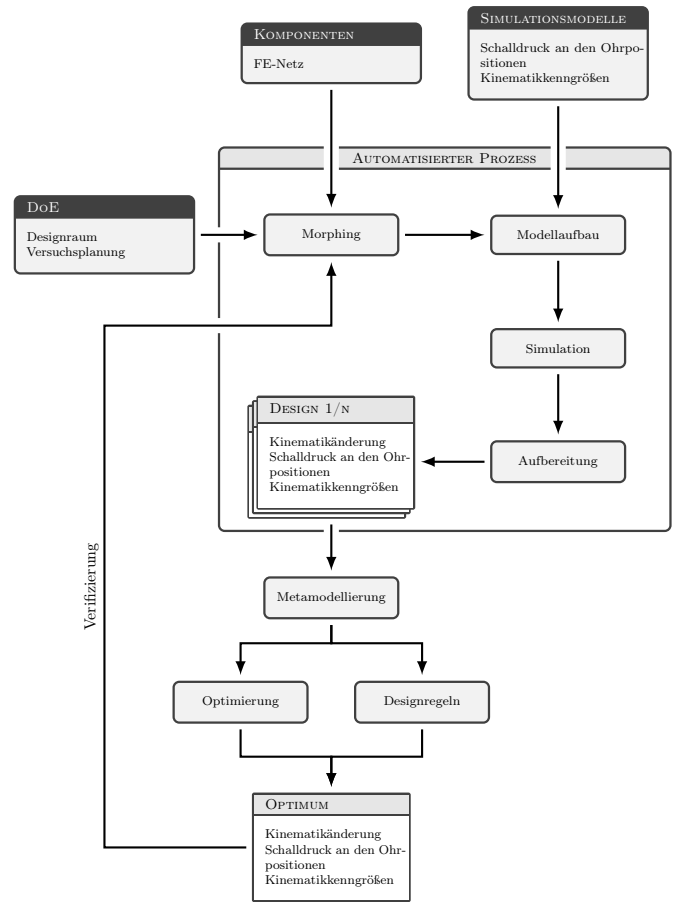


Abbildung 3: Ablauf des Kinematikoptimierungsprozesses.

duellen Designs verwendet. Jedes Design besitzt dabei eine systematisch variierte Achskinetik. Die Variation der Kinematikpunkte erfolgt im Bereich ± 10 mm. Durch Metamodellierung werden aus dem Datensatz die Zusammenhänge zwischen der Lage der Kinematikpunkte und dem Rollgeräusch abgebildet. Dabei kommen Regressionsmethoden wie z. B. Polynome oder Neuronale Netze zum Einsatz. Auf Bauteilebene wurde das Vorgehen der Metamodellierung in früheren Veröffentlichungen detailliert vorgestellt [25, 48, 49]. Aus den Metamodellen können sowohl sensitive Kinematikgrößen abgeleitet werden, als auch quantitative Zusammenhänge zwischen der Achsgeometrie und dem Schalldruck im Fahrzeuginneren.

Die erzeugten Metamodelle können sowohl zur numerischen Optimierung, als auch zur qualitativen Entwicklung der Achskinetik eingesetzt werden. Bei der numerischen Optimierung werden z. B. durch einen evolutionären Algorithmus Kinematikänderungen ermittelt, die eine oder mehrere Zielgrößen optimieren. Bei der qualitativen Optimierung liefern grafische Repräsentationen der Metamodelle Aufschluss über vielversprechende Verschiebungsrichtungen. Diese können im Anschluss für die weitere Achskinetikentwicklung unter Einbeziehung der Randbedingungen aus unterschiedlichen Entwicklungsdomänen hinzugezogen werden. Da diese verschiedenen Randbedingungen in großer Zahl vorliegen und kaum gesammelt in einer numerischen Optimierung berücksichtigt werden können, ist die qualitative Einflussnahme auf den

Entwicklungsprozess als mindestens ebenso wichtig wie die numerische Optimierung zu werten.

Da die Metamodellierung das Verhalten des FE-Gesamtfahrzeug-Simulationsmodells nicht perfekt abbilden kann, ist es unabdingbar, durch Verifizierungssimulationen die Prognose der Metamodelle abzusichern.

Anwendungsbeispiel

Im Folgenden soll die Möglichkeit einer Reduktion des Rollgeräuschs durch Modifikation der Achskinematik in einem definierten Frequenzbereich aufgezeigt werden. Als mögliche Kinematikvariationsparameter werden die fünf Anbindungspunkte zwischen den Lenkern und dem Radträger gewählt, was translatorisch 15 Freiheitsgraden entspricht. Da die rotatorischen Freiheitsgrade üblicherweise durch die Lage der Lenker im Raum definiert werden, werden diese hier in Abhängigkeit der Verschiebung der Anbindungspunkte variiert. Der Designraum ist – zur besseren Erkennbarkeit vergrößert – in Abbildung 4 dargestellt.

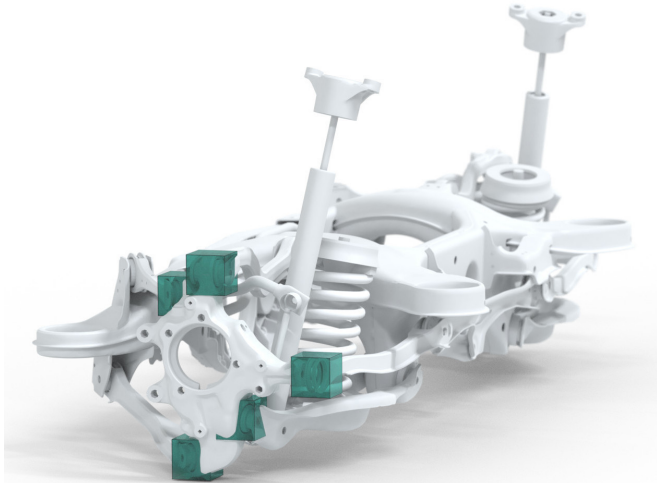


Abbildung 4: Grüne Würfel repräsentieren den hier vergrößert dargestellten Designraum für die vorgestellte Untersuchung. Fünf Kinematikpunkte am Radträger werden in jeweils drei translatorischen Raumrichtungen variiert.

Der im vorherigen Abschnitt beschriebene Datensatz enthält Simulationsergebnisse sowohl für den Schalldruck an den Ohrpositionen im Fahrzeuginnenraum, als auch für die Kinematikgrößen wie z. B. Sturz oder Vorspur. Damit liefert der Datensatz Informationen über die Zusammenhänge zwischen der Lage der Kinematikpunkte und den Simulationsergebnissen des Schalldrucks und den Kinematikgrößen. Es ist möglich, die Optimierungszielgröße erst nach Erstellung des Datensatzes auszuwählen und damit flexibel auf zu optimierende Phänomene reagieren zu können. Im konkreten Fall soll der Schalldruckpegel eines spezifischen Phänomens im Rollgeräusch reduziert werden. In Abbildung 5 ist das Schalldruckpegelspektrum der Originalkinematik an einer Ohrposition dargestellt. Farblich hervorgehoben ist der Frequenzbereich 190 Hz bis 220 Hz, der in diesem Beispiel das Optimierungsziel darstellt. Bei dem gewählten Phänomen handelt es sich um die Hohlraumresonanz des Reifens.

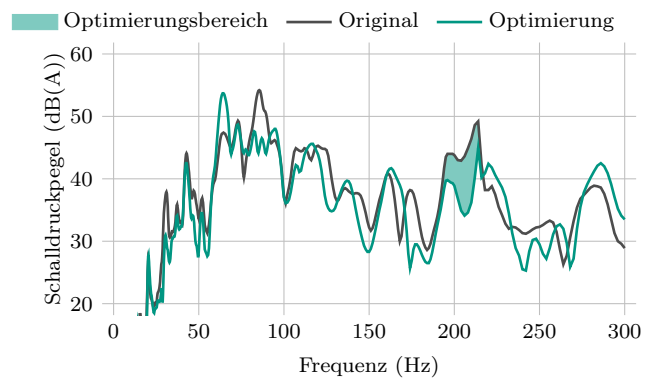


Abbildung 5: Schalldruckpegelspektrum an einer Ohrposition für die originale und die modifizierte Achskinematik. Die optimierte Kurve entstammt der FE-Simulation mit gemorphter Achskinematik. Das verwendete Metamodell liefert Zusammenhänge für den grün markierten gewünschten Optimierungsbereich zwischen 190 Hz und 220 Hz.

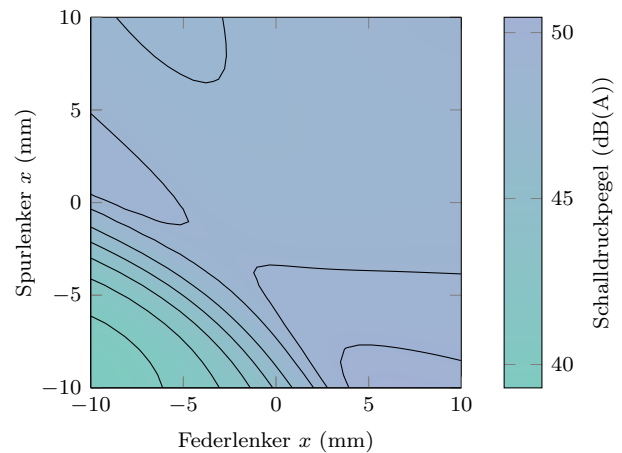


Abbildung 6: Metamodell für den Zusammenhang zwischen der Verschiebung zweier Kinematikpunkte und dem gemittelten Schalldruckpegel im gewählten Frequenzbereich 190 Hz bis 220 Hz.

Abbildung 6 zeigt die grafische Repräsentation eines Metamodells für den gewählten Optimierungsfrequenzbereich. Das aus dem Datensatz erstellte Metamodell zeigt einen deutlichen Einfluss der Achskinematik im gewählten Frequenzbereich. Es ist zu erkennen, dass eine Verschiebung der Anbindungspunkte der Spurstange und des Federlenkers um jeweils 10 mm in Fahrtrichtung nach vorne eine Reduktion des Schalldruckpegels ergeben. Diese Erkenntnis aus dem grafischen Metamodell stellt den in Abbildung 3 als Designregel bezeichneten Ast dar. Eine parallel durchgeführte numerische Optimierung durch einen das Metamodell nutzenden Evolutionären Algorithmus führt zur selben Erkenntnis.

Abbildung 7 zeigt die durch die Optimierung identifizierte Variation der Achskinematik. Die weiße Geometrie repräsentiert die Ausgangskinematik. In blau ist überlagert die gemorphte, optimierte Kinematik erkennbar. Die Verifizierungssimulation der gemorphten Kinematik ergibt die zweite Schalldruckpegelkurve in Abbildung 5. Es ist eine gezielte Reduktion in den beiden Peaks im Optimierungs-

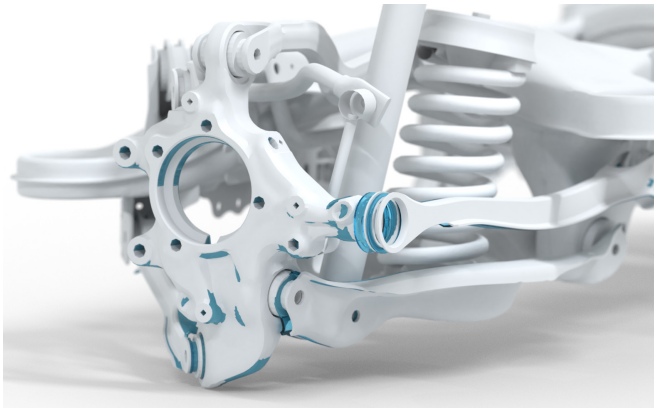


Abbildung 7: Überlagerte Darstellung der originalen Achskinematik in weiß und der optimierten, durch Morphing abgebildeten Achskinematik in blau.

bereich um 2 dB(A) bis 4 dB(A) zu erkennen.

Da im erzeugten Datensatz auch Informationen über die Kinematikgrößen enthalten sind, können Einflüsse auf das Fahrverhalten direkt im Zuge der Optimierung mit abgeschätzt werden. Negative Auswirkungen können auf Basis der vorliegenden Sensitivitätsanalyse durch Verschiebung der für den Schalldruck weniger relevanten Kinematikpunkte kompensiert werden.

Die hier gezeigte optimierte Kinematik wurde im Anschluss prototypisch aufgebaut und im realen Fahrversuch im Gesamtfahrzeug akustisch erprobt. Abbildung 8 zeigt die maximale Amplitude des Schalldruckpegels im gewählten Frequenzbereich 190 Hz bis 220 Hz, um die Wirksamkeit der Modifikation über weite Geschwindigkeitsbereiche zu zeigen. Der positive Effekt auf das Rollgeräusch konnte im gewählten Frequenzbereich bestätigt werden.

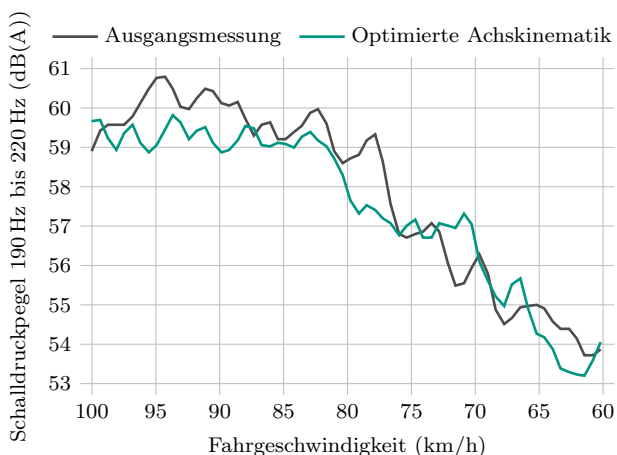


Abbildung 8: Ergebnisse der Hardware-Validierungsmessungen im Gesamtfahrzeug. Verlauf der maximalen Schalldruckpegel-Amplitude im Frequenzbereich 190 Hz bis 220 Hz über der Fahrgeschwindigkeit.

Diskussion der Ergebnisse

Die aufgezeigte Methodik der Datenerzeugung und Metamodellierung der Zusammenhänge zwischen Achskinematik und spezifischen Phänomenen im Rollgeräusch in Kombination mit der Simulation der Fahrwerkskenngrößen er-

möglicht eine ganzheitliche Auslegung der Achskinematik unter Berücksichtigung von akustischen Anforderungen. Komplexe Zusammenhänge können durch die Metamodellierung einfach interpretierbar sichtbar gemacht werden.

Insbesondere die qualitative Anwendung der grafischen Metamodelle kann dazu beitragen, Optimierungsstellgrößen in der Achsentwicklung aufzuzeigen, die im Anschluss in die Gesamtheit der Anforderungen an die Achskinematik mit einbezogen werden können.

In dem in Abbildung 5 aufgezeigten Optimierungsbeispiel ist klar ersichtlich, dass eine Optimierung des Rollgeräuschs in einem bestimmten Frequenzbereich ein nachteiliges Verhalten in einem anderen Frequenzbereich bewirken kann. Hier verschiebt sich z. B. ein Peak des Schalldruckpegels im Frequenzbereich 60 Hz bis 80 Hz. Eine solche Verschiebung kann entweder in Kauf genommen werden, wenn diese sich in einem weniger relevanten Frequenzbereich befindet, oder auch durch eine Mehrzieloptimierung durch Nutzung eines weiteren Metamodells für den entsprechenden Frequenzbereich reduziert werden.

Zusammenfassung

Es wurde eine Methode präsentiert, die Achskinematik in der Auslegungsphase zur Beeinflussung des Rollgeräuschs im Fahrzeuginnenraum zu nutzen. Durch kleine Verschiebungen von Kinematikpunkten in Kombination mit automatisiertem Morphing und Assemblieren von FE-Simulationsmodellen kann ein Datensatz erzeugt werden, der die Zusammenhänge zwischen der Geometrie der Achskinematik, dem Rollgeräusch und Kinematikgrößen beschreibt. Durch Methoden des Maschinellen Lernens können die Zusammenhänge qualitativ und quantitativ beschrieben werden. Durch diese anschauliche Metamodellierung können die Zusammenhänge zwischen Achskinematik und Rollgeräusch in den Prozess der Kinematikauslegung integriert werden.

An einem Optimierungsbeispiel wurde die gezielte Reduktion eines Phänomens im Rollgeräusch durch Modifikation zweier Kinematikpunkte demonstriert.

Durch die positive Beeinflussung des Rollgeräuschs in der Auslegungsphase der Achskinematik kann früh der akustische Reifegrad des Gesamtfahrzeugs gesteigert werden, von dem aus die weitere Optimierung des Rollgeräuschs erfolgt. Eine Integration der dabei genutzten weiteren Parameter wie z. B. Elastomerlagersteifigkeiten ist problemlos möglich.

Ausblick

Für die Zukunft ist mit der stärkeren Verbreitung weiterer Ansätze zur Verbesserung des Geräusch- und Schwingungskomforts in Straßenfahrzeugen zu rechnen. So bietet die hohe Agilität elektrischer Maschinen die Möglichkeit, harmonische Kraft- und Momentschwankungen aus dem Betrieb der Maschine durch die Maschine selbst zu reduzieren. Dabei können, bei geeignetem Angriffspunkt und Schwingungsrichtung, auch Eigenschwingungen von Teilen der Maschine und weiterer Komponenten, die mit ihr mechanisch verbunden sind, kompensiert werden, etwa Torsionsschwingungen des Reifens. Durch die Digita-

lisierung vieler Fahrzeugkomponenten sind zunehmend Sensoren, auch für Schall und Schwingungen, im Fahrzeug verfügbar, die genutzt werden können, um den Gesundheitszustand der Systeme zu erfassen. Dies erlaubt das Nachregeln aktiver Schwingungs- und Geräuschkompensation, wenn sich die Systemeigenschaften aufgrund Erwärmung, Verschleiß, Materialermüdung oder Beschädigung ändern. So schlagen etwa Vولات, Krahe und Gauterin eine Methode zur sensorbasierten adaptiven Harmonic Current Injection (HCI) für permanenterregte Synchronmaschinen zur Reaktion auf Systemänderungen über der Lebenszeit vor [44].

In vielen Elektrofahrzeugen befindet sich mehr als eine Antriebsmaschine. Diese Überaktuierung erlaubt, neben dem Vortrieb, weitere Freiheitsgrade zu bedienen. Eckert wendet das Konzept der Optimal Control Allocation (OCA) zur Verbesserung von Fahrdynamik und Energieeffizienz an [7]. Eine Nutzung zur Kompensation von Schwingungen ist aber ebenso denkbar.

Erhebliche Veränderungen wird das automatisierte Fahren für die Gestaltung der Fahrzeuge und ihrer Funktionen bringen. Steuert der Fahrer das Fahrzeug nicht mehr selbst, geht das unmittelbare Bewusstsein für den Zustand von Fahrzeug, Strecke, Verkehr und Umgebung verloren. Trägheitskräfte und Bewegungen des Fahrzeugs werden dann nicht mehr als erwartbare Reaktion auf Handlungen des Fahrers bewertet, sondern wirken ohne konkreten Kontext auf den Passagier ein. Damit kann der Passagier sich gestört fühlen oder gar von einer Kinetose betroffen werden. Die Anforderungen an die Bewegungs-, Schwingungs- und Geräuschsituation orientieren sich damit viel weniger an der Fahrsituation, sondern mehr an den Aktivitäten des Passagiers, wie etwa Lesen, Schreiben, Gespräche führen oder Ausruhen. Eine Studie zum Erleben von Fahrdynamik bei Nutzern eines Fahrerassistenzsystems, das die Längsführung des Fahrzeugs automatisiert und bei dem der Fahrer lediglich lenken muss im Vergleich zur vollständigen Steuerung des Fahrzeugs durch den Fahrer zeigt, dass bei automatischer Geschwindigkeitssteuerung die Fahrdynamik um ca. 20 % stärker erlebt wird [32]. Der Fahrer rückt damit ein Stück weit in die Beifahrerrolle. Um ihn nicht zu überfordern, müssen höhere Anforderungen an den Fahrkomfort erfüllt werden.

Eine Studie [1] zum Auftreten von Kinetose bei automatisierter Fahrt im Pkw nutzt einen dynamischen Fahrsimulator mit großem Bewegungsspielraum in Verbindung mit dort vollständig darstellbaren Fahrmanövern, so dass das Verursachen von Kinetose durch den Simulator ausgeschlossen wird. Es zeigt sich ein leichtes bis mittelstarkes Auftreten von Kinetose-Symptomen mit einer Häufigkeit von bis zu 50 % der 100 Probanden. Eine Reduzierung der Stärke der Symptome um ca. 30 % war durch den geeigneten Einsatz aktiver Fahrwerksysteme wie Wankstabilisierung und Hinterachslenkung möglich.

Auch dieses Ergebnis weist in die gleiche Richtung: Die Anforderungen an die Kontrolle, Verringerung und Gestaltung von Bewegungen, Schwingungen und Geräuschen im Fahrzeug werden zukünftig weiter steigen.

Literatur

- [1] G. Baumann, M. Jurisch, C. Buck und C. Holzappel. „Optimierung des Fahrkomforts beim automatisierten Fahren“. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 122.11 (2020), S. 74–79. DOI: 10.1007/s35148-020-0325-3.
- [2] T. Beckenbauer, P. Spiegler und G. J. Vanblokkland. *Einfluss der Fahrbahnstruktur auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch*. 2002. ISBN: 3934458793.
- [3] R. Chiarello. *Ein physikalisch motiviertes Reifen-Fahrbahnmodell für die Gesamtfahrzeugsimulation*. Dissertation. Hannover: Leibniz Universität Hannover, 2011.
- [4] Continental AG. *ContiSilent reduziert Fahrgeräusche, damit Sie die Ruhe genießen können*. URL: <https://www.continental-reifen.de/autoreifen/reifen/continental-reifentechnologie/contisilent> (besucht am 22.03.2022).
- [5] Continental AG. *Druckverteilung der ersten horizontalen Kavitätsmode im nichtrotierenden Reifen*. Hannover.
- [6] cosin scientific software. *FTire (Flexible Structure Tire Model)*. URL: <https://www.cosin.eu/> (besucht am 22.03.2022).
- [7] M. Eckert. *Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge*. Dissertation. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2014. DOI: 10.5445/KSP/1000045234.
- [8] H. G. Engel. *Systemansatz zur Untersuchung von Wahrnehmung, Übertragung und Anregung bremsereger Lenkruhe in Personenkraftwagen*. Dissertation. Düsseldorf: TU Darmstadt, 1998.
- [9] M. Ersoy und S. Gies, Hrsg. *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. 5. Auflage. ATZ / MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017. ISBN: 9783658154684. DOI: 10.1007/978-3-658-15468-4.
- [10] Fraunhofer ITWM. *Reifenmodelle CDTire*. URL: <https://www.itwm.fraunhofer.de/de/abteilungen/mf/reifenmodelle-cdtire.html> (besucht am 22.03.2022).
- [11] F. Gauterin und C. Ropers. „Modal tyre models for road noise improvement“. In: *Vehicle System Dynamics* 43 sup1 (2005), S. 297–304. ISSN: 0042-3114. DOI: 10.1080/00423110500109356.
- [12] F. Gauterin. *Fahrzeugkomfort und -akustik 1*. Vorlesungsskript WS 2021/22. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2022.
- [13] F. Gauterin. „Reifen-Fahrbahn-Geräusche“. In: *Sound-Engineering im Automobilbereich*. Hrsg. von K. Genuit. Springer Berlin Heidelberg, 2010. ISBN: 9783642014147.
- [14] F. Gauterin. „Reifen/Fahrbahngeräusche – der leise Reifen - Geräuschminderungspotentiale in der Reifenkonstruktion (Noise reduction potential through tyre construction)“. In: *2. Informationstage: „Geräuschmindernde Fahrbahnbeläge in der Praxis – Schwerpunkt zweilagige offenporige Asphalte“*. Augsburg.

- burg: Bayerisches Landesamt für Umweltschutz, 2004.
- [15] C. Glandier und S. Grollius. „Improved Full Vehicle Finite Element Tire Road Noise Prediction“. In: *SAE Technical Paper Series*. SAE International, 2017. DOI: 10.4271/2017-01-1901.
- [16] S. Grollius. *Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-Radföhrung im Rollzustand und Entwicklung eines Rollgeräuschmodells*. Dissertation. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2013. DOI: 10.5445/KSP/1000034776.
- [17] S. Grollius und F. Gauterin. „Teilprojekt „Experimentelle Untersuchungen zum Einfluss des Antriebsmoments auf das Reifen-Fahrbahngeräusch““. In: *Leiser Straßenverkehr 2 : Gemeinsamer Schlussbericht*. 2010, S. 59–85.
- [18] L. Harzheim und K. Bohle. „Vergleich verschiedener Strategien zur Optimierung der Road Noise Performance einer Mehrlenkerhinterachse“. In: *VDI-Berichte 1967*. 2006, S. 175–197.
- [19] F. Jung. „5. Internationale ATZ-Fachtagung Fahrzeugakustik“. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 121.10 (2019), S. 80–81. DOI: 10.1007/s35148-019-0116-x.
- [20] M. Kords. *Was sind die Gründe, die in erster Linie zu der Entscheidung für Ihren neuen Pkw beitragen?* 2022. URL: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/73970/umfrage/wichtigste-kriterien-beim-pkw-kauf/> (besucht am 21.03.2022).
- [21] F. Kosaka, H. Mizuno, T. Inoue und K. Takagi. „Road noise sensitivity analysis with respect to suspension geometry“. In: *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*. 2014, S. 2127–2136.
- [22] O. Krauss. *Experimentelle Untersuchungen zum Innengeräusch von Fahrzeugluftreifen*. Dissertation. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2019. DOI: 10.5445/KSP/1000087790.
- [23] O. Krauss, F. Gauterin, F. Klempau und G. Leister. „Torusresonanz bei PKW-Reifen – Einflussfaktoren und Abhilfemaßnahmen“. In: *1. Internationales Münchner Fahrwerk-Symposium – chassis.tech plus*. 2010.
- [24] A. Lethbridge. „Komfortsteigerung für den Fahrzeuginnenraum der Zukunft“. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 121.11 (2019), S. 30–36. DOI: 10.1007/s35148-019-0127-7.
- [25] M. Leupolz. *Automatisierte Gestaltoptimierung von Bauteilen bezüglich ihres NVH-Verhaltens durch Geometriemorphing*. Masterarbeit. 2020. DOI: 10.5445/IR/1000142474.
- [26] M. Mantovani. „Rollgeräusche kann man nicht mit Emotionen verbinden“. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 120.7-8 (2018), S. 18–21. DOI: 10.1007/s35148-018-0085-5.
- [27] C. T. Molloy. „Use of Four-Pole Parameters in Vibration Calculations“. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 29.842 (1957). DOI: 10.1121/1.1909072.
- [28] Müller-BBM. *SPERoN - Prognosemodell für Reifen-Fahrbahn-Geräusche*. URL: <https://www.muellerbbm.de/umwelt/verkehr-umwelt/speron/> (besucht am 22.03.2022).
- [29] U. Nackenhorst und O. von Estorff. „Numerical analysis of the tire rolling noise radiation – A state of the art review“. In: *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*. 2001.
- [30] J. Pinay, Y. Saito, C. Mignot und F. Gauterin. „Understanding the contribution of groove resonance to tire-road noise on different surfaces under various operating conditions“. In: *Acta Acustica* 4.2 (2020). DOI: 10.1051/aacus/2020004.
- [31] E. Pullwitt. *BMBF-Verbundprojekt Leiser Verkehr, Bundesanstalt für Straßenwesen*. Bergisch Gladbach, 2003.
- [32] T. Radke. *Energieoptimale Längsföhrung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien*. Dissertation. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2013. DOI: 10.5445/KSP/1000035819.
- [33] C. Rambacher, T. Ehart und H. Sell. „Schwingungsoptimierung ganzer Achsen“. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 119.6 (2017), S. 54–59. DOI: 10.1007/s35148-017-0040-x.
- [34] M. Riegel. *Bestimmung der Anteile von Antriebs-, Umströmungs- und Rollgeräusch im Innenraum von Pkw*. Dissertation. Stuttgart: Universität Stuttgart, 2011. ISBN: 3816930859.
- [35] M. Riegel und J. Wiedemann. „Messung des Reifen-Fahrbahn-Geräusches im Innenraum eines Pkw“. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 110.9 (2008), S. 822–828. DOI: 10.1007/BF03222017.
- [36] U. Sandberg und J. A. Ejsmont. *Tyre/road noise: Reference book*. 1. Aufl. Kisa, Schweden: INFORMEX Ejsmont & Sandberg Handelsbolag, 2002. ISBN: 9163126109.
- [37] H. Schiffbänker, F. Brandl und G. Thien. „Development and Application of an Evaluation Technique to Assess the Subjective Character of Engine Noise“. In: *SAE Technical Paper 911081* 100.6 (1991). DOI: 10.4271/911081.
- [38] A. Schilp und H. Bathelt. „NVH development strategies for suspensions - challenges and chances by autonomous driving.“ In: *Proceedings of the Automotive Acoustics Conference*. Hrsg. von W. Siebenpfeiffer. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017. DOI: 10.1007/978-3-658-20251-4_18.
- [39] A. Schlecht. *Minimierung der Schwingungsempfindlichkeit von Kraftfahrzeugvorderachsen*. Dissertation. München: Technische Universität München, 2012. URL: <https://mediatum.ub.tum.de/doc/1086602/1086602.pdf> (besucht am 05.02.2021).
- [40] F. Stalter und F. Gauterin. „Influence of Circumferential Tread Pattern Stiffness on Tire Road Noise Generation under Driving Torque“. In: *INTER-NOISE and NOISE-CON congress and conference proceedings*. 2014. URL: https://www.acoustics.asn.au/conference_proceedings/

INTERNOISE2014/papers/p155.pdf (besucht am 22.03.2022).

- [41] S. Uhlar. „Hybride Simulation des körperschallinduzierten Rollgeräuschs“. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 123.1 (2021), S. 52–57. DOI: 10.1007/s35148-020-0630-x.
- [42] S. Uhlar. „Reduktion des Dröhnens durch Optimierung der dynamischen Achskräfte“. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 122.4 (2020), S. 36–41. DOI: 10.1007/s35148-020-0220-y.
- [43] A. Ulz, B. Graf, C. Priestner und M. Mehrgou. „Kriterien für die NVH-Entwicklung von elektrischen Antriebseinheiten“. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 123.7 (2021), S. 26–33. DOI: 10.1007/s35148-021-0713-3.
- [44] M. Vollat, D. Krahe und F. Gauterin. „A Novel Method for Harmonic Current Injection with Sensor Supported Adaptation on Permanent Magnet Synchronous Machines“. In: *Machines* 9.8 (2021). DOI: 10.3390/machines9080139.
- [45] S. Watzl, F. Gauterin und B. Pfaefflin. „High frequency model describing the noise transfer behaviour of automotive hydraulic engine mounts“. In: *International Journal of Vehicle Noise and Vibration* 13.1 (2017), S. 38–51. DOI: 10.1504/IJNVV.2017.086024.
- [46] A. Winandi. *FEM-Modellierung des rollenden Reifens im Zeitbereich zur Schwingungssimulation*. Bislang unveröffentlichtes Projekt. Karlsruher Institut für Technologie, 2022.
- [47] T. von Wysocki, J. Chahkar und F. Gauterin. „Small changes in vehicle suspension layouts could reduce interior road noise“. In: *Vehicles* 2.1 (2020). DOI: 10.3390/vehicles2010002.
- [48] T. von Wysocki, M. Leupolz und F. Gauterin. „Metamodels Resulting from Two Different Geometry Morphing Approaches Are Suitable to Direct the Modification of Structure-Born Noise Transfer in the Digital Design Phase“. In: *Applied System Innovation* 3.4 (2020). DOI: 10.3390/asi3040047.
- [49] T. von Wysocki, F. Rieger, D. E. Tsokaktsidis und F. Gauterin. „Generating Component Designs for an Improved NVH Performance by Using an Artificial Neural Network as an Optimization Metamodel“. In: *Designs* 5.2 (2021). DOI: 10.3390/designs5020036.