

Schlussbericht

Verbundprojekt „Leiser Straßenverkehr 3“

Teilvorhaben KIT:

„Geräuschoptimierte Reifen und Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge“

Förderkennzeichen: 19 U 10016 D

Laufzeit des Vorhabens: 01.12.2010 - 30.06.2014

Autoren:

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Dipl.-Ing. Frank Stalter

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

gefördert durch das
Bundesministerium für Wirtschaft und Energie
Projektträger TÜV Rheinland Consulting GmbH

Schlussbericht Langversion

Zuwendungsempfänger: Karlsruher Institut für Technologie (KIT)	Förderkennzeichen: 19 U 10016 D
Verbundprojekt „Leiser Straßenverkehr 3“ Teilvorhaben KIT: „Geräuschoptimierte Reifen und Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge“	
Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin	Tel: 0721 60842372 Fax: 0721 60844146 E-Mail: Frank.Gauterin@kit.edu
Laufzeit des Vorhabens: von: 01.12.2010 bis: 30.06.2014	
Berichtszeitraum des Vorhabens: Von: 01.12.2010 bis: 30.06.2014	

Partner: BSW Berleburger Schaumstoffwerk GmbH, Bad Berleburg
Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt), Bergisch Gladbach
Continental Reifen Deutschland GmbH, Hannover
Hansa-Nord-Labor GmbH, Pinneberg
Heinz Schnorpfeil Bau GmbH, Treis-Karden
Ingenieurgesellschaft für Zuschlag- und Baustofftechnologie mbH (ZuB), Mörfelden-Walldorf
Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe
Leibniz Universität Hannover, Institut für Angewandte Mathematik, Hannover
Max Aicher GmbH & Co.KG, Freilassing
Müller BBM GmbH, Planegg
Röchling Automotive AG & Co.KG, Worms
Technische Universität Hamburg-Harburg, Institut für Modellierung und Berechnung, Hamburg
Willy Dohmen GmbH & Co.KG, Übach-Palenberg
und die Unterauftragnehmer der BASt
Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung (BAM), Berlin
Chalmers University of Technology, Division of Applied Acoustics, Göteborg, Schweden
Ruhr-Universität Bochum, Lehrstuhl für Baustofftechnik, Bochum
Ruhr-Universität Bochum, Lehrstuhl für Verkehrswegebau, Bochum
Technische Universität München, Centrum Baustoffe und Materialprüfung, München

INHALTSVERZEICHNIS

1. EINLEITUNG	1
2. LITERATURSTUDIE	2
2.1. Problematik des Verkehrslärmes	2
2.2. Kräfte am Reifen	2
2.3. Reifen-Fahrbahn-Geräusch	3
2.4. Geräuschemissionen von Elektrofahrzeugen.....	5
3. VERSUCHSMETHODIK.....	5
3.1. Technische Beschreibung des Innentrommelprüfstandes (IPS).....	5
3.2. Geräuschoptimierung des Innentrommelprüfstandes (IPS).....	5
3.3. Optimierung der beschleunigten Vorbeifahrt	8
4. GRUNDSATZUNTERSUCHUNGEN AM IPS	9
4.1. Grundlegende Effekte	9
4.2. Versuchsdurchführung	9
4.3. Reifenprofile & Hypothesen.....	10
5. ERGEBNISSE DER GRUNDSATZUNTERSUCHUNGEN.....	12
5.1. Einfluss geneigter Rillen auf des Reifen-Fahrbahn-Geräusch	12
5.2. Einfluss der Umfangssteifigkeit auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch.....	16
5.3. Einfluss anisotroper Fahrbahntexturen auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch	24
5.4. Berechnungsmodell zur Kontaktkraft.....	25
6. ZUSAMMENFASSUNG.....	27
7. LITERATUR	28

1. Einleitung

Im Zuge der zunehmenden Verbreitung von Elektrofahrzeugen wird das Reifen-Fahrbahn-Geräusch an Bedeutung für die Verkehrsgeräuscentwicklung vor allem im urbanen Umfeld gewinnen. Dies liegt zum einen daran, dass E-Fahrzeuge über einen erheblich leiseren Antrieb verfügen. Zum anderen entwickeln E-Motoren aus dem Stand ein deutlich höheres Drehmoment als Verbrennungskraftmaschinen vergleichbarer Leistung, was in der Praxis zu höheren antriebsmomentbedingten Reifen-Fahrbahngeräuschen führen wird.

Reifen-Fahrbahngeräusche bestehen aus einem Anteil, der beim freien Rollen auftritt sowie zusätzlicher Geräuscentwicklung, wenn ein Antriebs- oder Bremsmoment auf den Reifen einwirkt. Entgegen den Vorgängen beim freien Rollen ist der momentinduzierte Anteil des Reifen-Fahrbahngeräuschs bislang vergleichsweise wenig erforscht. Es fehlen systematische Untersuchungen über den Einfluss von Reifen- und Fahrbahnparametern.

Geräuscharme elektrische Antriebe führen zu neuen Herausforderungen in der Verkehrssicherheit, da herannahende Fahrzeuge von Fußgängern und Radfahrern nicht mehr zuverlässig gehört werden können. Bislang wurde nicht erforscht, welchen Beitrag Reifen-Fahrbahn-Geräusche zur Erhöhung der Straßenverkehrssicherheit liefern können. Eine gezielte Geräuschabstrahlung beim Bremsen kann die Aufmerksamkeit von Passanten vor herannahenden Fahrzeugen steigern.

Ziel des Teilprojektes „Geräuschoptimierte Reifen und Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge“ des Karlsruher Institut für Technologie ist es einerseits, den Einfluss von Reifen- und Fahrbahnparametern auf antriebs- und bremsmomentinduzierte Reifen-Fahrbahngeräusche zu ermitteln und basierend darauf Designrichtlinien für prototypisch geräuschverbessertes Reifen und Fahrbahnen vorzustellen.

2. Literaturstudie

2.1. Problematik des Verkehrslärmes

Mit der steigenden Anzahl an zugelassenen Fahrzeugen auf über 50 Millionen in 2011 steigen als Folge auch die Geräuschemissionen im Straßenverkehrssektor. Zahlreiche Studien belegen, dass sich 60 % der Bevölkerung durch Verkehrslärm belästigt fühlen ([Len95], [Att04], [Umw08], [Rei10]) und dass sogar 89 % der Befragten der Überzeugung sind, Lärm beeinflusse die eigene Gesundheit negativ [EK10]. Nicht zu Unrecht, denn wissenschaftliche Studien beweisen, dass Verkehrslärm zu körperlichen Konsequenzen führen kann. Neben Beeinträchtigungen der geistigen Leistungsfähigkeit oder Änderung der Gemütslage kann permanenter Lärm aber auch Langzeitauswirkungen hervorrufen. So kann als Folge von Dauerlärmbeschallung beispielsweise eine Beeinträchtigung der hormonellen Steuerung oder der Veränderung der vegetativen Regulationsmechanismen (Nierenfunktion, Blutdruck, Herzschlagfolge) stattfinden [Fau10]. Babisch weist in seiner Studie [Bab06] nach, dass das Herzinfarktrisiko um bis zu 40 % ansteigt, wenn die Personen über einen längeren Zeitraum in Gebieten mit Tagesmittelungspegel von mehr als 76 dB(A) wohnen. Ein leichter Anstieg des Herzinfarktrisikos ist bereits ab Lautstärkepegel von 61 dB(A) zu verzeichnen.

Die Problematik des Zuwachses von Straßenlärm beschränkt sich nicht nur auf die Bundesrepublik Deutschland, sondern findet sich in der ganzen EU wieder. Im Jahr 1996 waren bereits 20 % der Bevölkerung der Europäischen Union (entspricht 80 Millionen Bürger) einem unakzeptablen durchschnittlichen Lärmpegel von 65 dB(A), mehr als 45 % der EU-Bürger einem störendem Lärmpegel von 55 dB(A) im Tagesverlauf ausgesetzt [Com96]. Die Weltgesundheitsorganisation (WHO) schlug 1996 in Genua bereits durchschnittliche Lärmrichtwerte vor, die auch bei Dauerbeschallung keine körperlichen Störungen hervorrufen sollen ([WHO99]).

Es besteht also enormer Handlungsbedarf die Lärmbelastung der Bürger zu senken um somit die Lebensqualität erhöhen zu können. Zwar wurde im Jahr 1970 ein Grenzwert für das Fahrzeugaußengeräusch einer beschleunigten Vorbeifahrt reglementiert und im Laufe der Jahre immer weiter von 82 dB(A) auf aktuell 74 dB(A) abgesenkt, doch kompensiert der rasche Anstieg des Kraftfahrzeugbestandes die lärm mindernden Maßnahmen der Grenzpegelreduzierung, sodass die Lärmbelastung der Bevölkerung unverändert bleibt. Eine Möglichkeit dem Verkehrslärm entgegen zu wirken ist die rasche Verbreitung von geräuscharmen Elektrofahrzeugen.

2.2. Kräfte am Reifen

Der Reifen gilt als Bindeglied zwischen Fahrzeug und Fahrbahn und soll sowohl das vom Motor geleistete Antriebsmoment auf die Straße bringen, als auch Unebenheiten von der Straße abfedern bevor sie ins Fahrzeug gelangen. Wird das Fahrzeug beschleunigt, entstehen Umfangskräfte am Reifen, die Geschwindigkeitsdifferenzen zwischen Reifen- und Fahrzeuggeschwindigkeit erzeugen. Der Unterschied zwischen der tatsächlichen Umfangsgeschwindigkeit des Rades und der Fahrzeuggeschwindigkeit wird als Schlupf bezeichnet:

$$s = \frac{v_R - v_{Fzg}}{v_{Fzg}} \quad (2.1)$$

mit: s Schlupf (in %)
 v_R Umfangsgeschwindigkeit am Rad
 v_{Fzg} Fahrzeuggeschwindigkeit

Die Schlupfwerte können hierbei von -100 % bis +100 % variieren. Negativer Schlupf wird bei Fahrzeugverzögerungen erreicht, der Wert von -100 % entspricht dann vollständig blockierenden Rädern. 0 % Schlupf bedeutet freies Rollen ohne jeglichen Geschwindigkeitsunterschiede. Der Wert von +100 % bedeutet, dass die Umfangsgeschwindigkeit des Reifens doppelt so hoch ist wie die aktuelle Fahrzeuggeschwindigkeit.

In Abbildung 1 ist der qualitative Verlauf des Umfangskraftbeiwertes μ über dem Schlupf s aufgetragen. Der Maximalwert μ_h wird zwischen 8 – 15 % Schlupf erreicht und wird Haftreibungskoeffizient genannt. Nach Erreichen dieses Punktes fällt der Reibungskoeffizient kontinuierlich bis zum Gleitreibungskoeffizient μ_g ab, das Rad gleitet nun vollständig [Lei09].

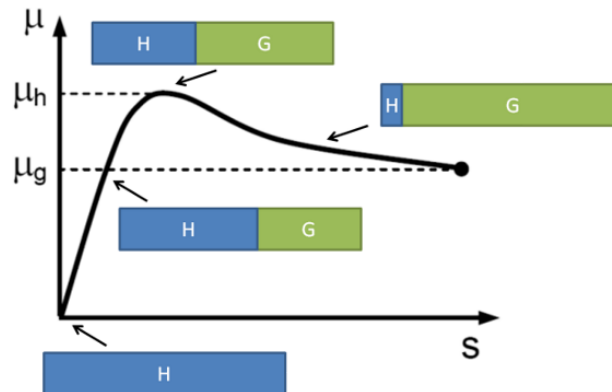


Abbildung 1: Umfangskraftbeiwert μ über dem Schlupf s mit Bestimmung der Haft- und Gleitzonen in der Bodenaufstandsfläche bei variierendem Schlupf (nach [Lei09])

In der Bodenaufstandsfläche treten Gleitgeschwindigkeiten auf, die sich lokal in Formänderungs- und Gleitschlupf aufteilen. Formänderungsschlupf ist der Anteil, der durch Scherung des Profilblockes entsteht. Werden Umfangskräfte am Reifen induziert, so entstehen Relativbewegungen zwischen dem unteren Teil des Profilblockes und des Reifengürtels. Der Profilblock verformt sich unter Umfangskraftereinfluss elastisch und kommt nach dem Ausschnappen wieder in seine ursprüngliche Lage zurück. Meistens tritt Formänderungsschlupf im vorderen Bereich der Aufstandsfläche auf. Gleitschlupf ist der Anteil, der durch reines Gleiten hervorgerufen wird. Der Gummiblock wandert von der Einlaufseite weiter Richtung Auslauf, wobei die Materialspannungen immer weiter ansteigen und Gleitvorgänge beginnen. Es entsteht echter Schlupf ([Bra05], [Mös09], [Lei09]).

2.3. Reifen-Fahrbahn-Geräusch

Beim Abrollen des Reifens auf der Fahrbahn entstehen in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn kontinuierlich Schwingungen (Profilklotzaufschlag, adhäsive Anregungsmechanismen), die sowohl als Vibrationen ins Fahrzeug gelangen, aber auch als Körperschall in die Umgebung emittiert werden können. Die aerodynamischen Effekte beschreiben Druckschwankungen in der den Reifen umströmenden Luft. Erzeugt werden diese durch das Zusammenspiel von Reifen und Straße in der Kontaktfläche. Neben Luftturbulenzen, der Helmholtzresonanz sowie der Luftröhrenresonanz ist das Air-Pumping ein wesentlicher Geräuschfaktor. Da sich diese Arbeit im Wesentlichen auf die momenterregten Reifen-Fahrbahn-Geräusche konzentriert, wird für die Erläuterung der anderen Entstehungsmechanismen auf die Literatur verwiesen [Sand02].

Umfangskräfte verursachen am Reifen eine deutliche Pegelerhöhung der Reifen-Fahrbahn-Geräusche. Steven und Pauls untersuchen mit einem speziellen Rollgeräuschmessgerät in [Ste89] den Einfluss von Umfangskräften auf das Reifen-Fahrbahngeräusch bei Pkw. Ein sprunghafter Drehmomentanstieg von 100 auf 700 Nm bei einer Geschwindigkeit von 30 km/h

ergibt eine Pegelerhöhung im Reifeneinlauf um 7 dB, im Reifenauslauf um 9 dB. Es wird dabei von einem linearen Zusammenhang zwischen Umfangskraft und Schalldruckpegel ausgegangen.

Denker zeigt in seiner Untersuchung zum Rollgeräusch und zur Fahrsicherheit einige Zusammenhänge zwischen Geräuschüberhöhung und Fahrzeugbeschleunigung bei Vorbeifahrtmessungen auf. Zusätzlich zum reinen Rollgeräusch können beim Pkw Pegelzuwächse von 3 dB(A) und bei Lkw von 7 dB(A) nachgewiesen werden [Den89].

Eine weitere Veröffentlichung von Steven zeigt eine große Auswirkung des Drehmomentes auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch. In [Ste91] beträgt der Pegelanstieg bei einer Geschwindigkeit von 20 km/h und Antriebsmoment von 800 Nm bis zu 10 dB(A). Der Pegelanstieg fällt bei niedrigeren Geschwindigkeiten deutlich höher aus, da das Geräuschniveau hier generell niedrig ist. Bei hohen Geschwindigkeiten ist das Grundgeräusch höher und ein Pegelanstieg hat weniger starke Auswirkungen.

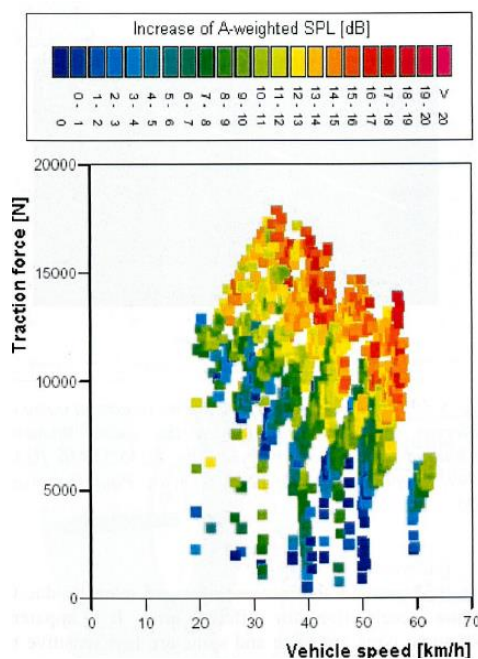


Abbildung 2: Einfluss der Umfangskraft auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch nach [Hau99]

Die Veröffentlichungen von Haug zeigen Einflüsse der Zugkraft auf die Reifengeräusche schwerer Nutzfahrzeuge auf. Als Ursachen für die Pegelerhöhungen wird das Auftreten von Schlupf und die damit verbundene verstärkte Schwingungsanregung des Reifens und die Erhöhung der Verspannungen in der Kontaktzone (verstärktes Ausschlagen der Profilelemente) genannt. Unter Zugkrafteinwirkung ist für das Reifen-Fahrbahn-Geräusch eine Kombination von Zugkraft, Schlupf und der Fahrgeschwindigkeit verantwortlich (vgl. Abbildung 2).

Bei Längsprofilreifen ergeben sich deutliche Pegeldifferenzen im Frequenzbereich zwischen 300 – 700 Hz, bei Traktionsprofilreifen reicht der relevante Frequenzbereich bis zu 2500 Hz ([Hau97], [Hau99]).

[Hel98] untersucht die Einflüsse der Zugkraft auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch an einem vollständig gekapselten Mittelklasse-Pkw und einem Lkw der schweren Klasse. Die Überschussmomente von 417 Nm pro Rad am Pkw erzeugen Pegelerhöhungen bis zu 3 dB, die Mehrheit der Pegelerhöhungen bleibt jedoch unter 1 dB. Der untersuchte Traktionsreifen des Lkws hingegen erreicht Pegelerhöhungen bis zu 20 dB. Helfer zeigt ebenfalls, dass die Pegelerhöhung nicht ausschließlich von der Zugkraft, sondern auch von der Fahrgeschwindigkeit abhängig ist.

Die Untersuchungen von Olms zeigen mit dem Messanhänger MARGA Veränderungen des Schalldruckpegels bei Antriebsmomenten von 500 Nm auf. Die Differenz zwischen freierrollenden und momentinduzierten Rad beträgt bis zu 5 dB, wobei der Pegelanstieg am Reifenauslauf erneut stärker ist als vorne. Des Weiteren kann gezeigt werden, dass ein profilierter Reifen sensibler auf Antreiben reagiert, ein Slick-Reifen eher auf bremsendes Moment [Olm00].

[Gro08] untersucht für fünf verschiedene Reifen das Reifen-Fahrbahn-Geräusch unter Umfangskräften bis zu 5940 N. Da unter Antriebsmoment der Anteil an Gleitschlupf in der Kontaktzone

zwischen Reifen und Fahrbahn zunimmt, bewirkt das Gleiten eine Zunahme der hochfrequenten Geräuschanteile. Die Versuche mittels Glattreifen (schersteif, großer Pegelanstieg) und Querprofilreifen (wenig Gleiten aufgrund Klotzverformung, kleine Geräuscherhöhung) bestätigen dies. Bei steigenden Umfangskräften erhöht sich das Reifen-Fahrbahn-Geräusch im Bereich von 2500 Hz bis 3400 Hz deutlich. Umfangskräfte tragen somit zu einer deutlichen Pegelerhöhung des Reifen-Fahrbahn-Geräusches bei.

2.4. Geräuschemissionen von Elektrofahrzeugen

Grundsätzlich sind Elektrofahrzeuge deutlich leiser als Fahrzeuge mit konventionellem Antrieb, da gerade bei Beschleunigungsvorgängen die störenden Motorgeräusche entfallen. Da Elektrofahrzeuge aus dem Stillstand heraus jedoch volles Drehmoment abrufen können, entstehen dementsprechend auch hohe Antriebskräfte ab 0 km/h. Hohe Antriebskräfte erzeugen wie in Kapitel 1.3. beschrieben eine Pegelerhöhung des Reifen-Fahrbahn-Geräusches. Ursachen und Abhilfe werden in diesem Teilprojekt behandelt.

Andererseits wird aktuell diskutiert, ob Elektrofahrzeuge aufgrund ihrer Geräuschneutralität bei niedrigen Geschwindigkeiten mit Warnsignal aussendenden Signalgeneratoren ausgestattet werden müssen, um Passanten bei Fahrzeugannäherung zu warnen. In diesem Teilprojekt wird ebenfalls diskutiert, in wie fern umfangskraftlast- und richtungsabhängig das vorhandene Reifen-Fahrbahn-Geräusch zur Passanten-Warnung genutzt werden kann.

3. Versuchsmethodik

3.1. Technische Beschreibung des Innentrommelprüfstandes (IPS)

Der Innentrommelprüfstand des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik besteht aus einer zylindrischen Trommel mit einem Innendurchmesser von 3,8 m. Durch eine entsprechende Radaufhängung können verschiedene Reifen bis auf Geschwindigkeiten von 200 km/h beschleunigt werden. Die Trommelkrümmung der Fahrbahn beeinflusst die Reifen-Fahrbahn-Interaktion aufgrund des großen Durchmessers nur geringfügig. Über hydraulische Regeleinrichtungen können Rad- und Seitenkräfte bis 15 kN aufgebracht werden. Der am Radlastkasten angeflanschte Hydraulikmotor kann zusätzlich antreibende oder bremsende Umfangskräfte von bis zu 6000 N auf den Reifen aufbringen. Die entstehenden Kräfte und Momente können über eine 6-Komponenten-Messnabe aufgezeichnet und ausgewertet werden. Als Fahrbahnbeläge können sowohl speziell angefertigte Beton- und Asphaltbeläge, aber auch klassischer Safety Walk montiert werden. Zusätzlich können auf dem Innentrommelprüfstand Nassmessungen bis zu einer Wasserhöhe von 4 mm und Schneemessungen bei bis zu -40 °C durchgeführt werden [FAS11]).

3.2. Geräuschoptimierung des Innentrommelprüfstandes (IPS)

Während des Verbundprojektes Leiser Straßenverkehr 2 untersucht [Gro08] den Einfluss des Antriebsmomentes auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch. Hierbei zeigt sich, dass der Hydraulikmotor, der das Antriebsmoment auf den Reifen überträgt, einen großen akustischen Störfaktor darstellt und nicht alle Frequenzbereiche ausgewertet werden konnten.

Vor Beginn der in diesem Projekt durchzuführenden Messungen werden zunächst schallisolierende und schalldämmende Maßnahmen zur Reduktion des Störgeräusches durch das Hydraulikaggregat durchgeführt.

Die Geräuschoptimierung setzt sich dabei aus folgenden Abschnitten zusammen:

- a) Trennung des Prüfstandes in Akustikmesskammer und Antriebskammer mittels akustischer Trennwand,
- b) Auskleidung der Kammern mit Schallabsorbieren,
- c) Entkopplung des Antriebsaggregats vom Fundament mittels Elastomerlagern,
- d) Entkopplung der Antriebswelle vom System Reifen / Felge sowie der
- e) Substitution der hydraulisch aufgebrachten Radlast durch einen elektrisch-mechanischen Linearantrieb.

Erste Maßnahme zur Schallreduktion ist das Einziehen einer akustischen Trennwand in den Innentrommelprüfstand (IPS), sodass der Prüfraum in eine Akustikmesskammer sowie eine Antriebskammer aufgeteilt wird [Sta13b]. Hierzu wurde eine partiell demontierbare Trennwand (a) mit Personenluke installiert, deren Schallabsorptionsgrad nach DIN 52212 bei 0,9 bei einer Frequenz von 500 Hz liegt. Damit eine weitere Schallpegelreduktion vorne in der Akustikmesskammer erzielt werden kann, werden sowohl auf der Radseite, als auch auf der Motorseite alle Wände mit schallabsorbierenden Platten (b) verkleidet. Je weniger Schallanteile in der Antriebskammer reflektiert werden, umso weniger Schall wird in die Akustikmesskammer übertragen (vgl. Abbildung 3).

Um eine Körperschallübertragung in den Innenraum der Akustikmesskammer zu unterbinden, wurde das Antriebsaggregat vom Fundament mittels elastischen Maschinenfüßen (c) entkoppelt. Die Eigenfrequenz der Maschinenfüße liegt im Bereich von 18 Hz, was einer Reifengeschwindigkeit von circa 130 km/h entspricht. Da die durchzuführenden Messungen für die Analysen im innerstädtischen Bereich genutzt werden, sind Reifengeschwindigkeiten bis zu 80 km/h (11,2 Hz) ausreichend. Dieser Anregungsbereich liegt deutlich im unterkritischen Bereich der Eigenfrequenzüberhöhung der Maschinenlager. Berücksichtigt man des Weiteren die 7-fache Pulsation der Hydraulikeinheit, beträgt die niedrigste Geschwindigkeit die angefahren werden darf 24 km/h (3,3 Hz). Diese Radgeschwindigkeit entspricht einer Pulsationsfrequenz von 23 Hz und liegt somit im überkritischen Bereich der Eigenfrequenzkennlinie der Maschinenfüße. Es können somit alle in diesem Projekt erwünschten Fahrgeschwindigkeiten angefahren werden (vgl. Abbildung 3).

Eine weitere mögliche Körperschallübertragung kann über die durch einen Durchbruch in der akustischen Trennwand geführte Abtriebswelle erfolgen. Auch dieser Übertragungsweg wurde mittels Elastomerlagern unterbrochen. Die Antriebswelle selbst wurde mit einer Gelenkwelle (d1) mechanisch getrennt, sodass sowohl die Pulsationsschwankungen des Hydraulikmotors als auch die Möglichkeit einer Körperschallübertragung in die Akustikmesskammer unterbunden wurde. Für die konkrete Auslegung der Gelenkwelle wurde eine Resonanzüberprüfung des gesamten Antriebsstranges von der Motorwelle des Hydraulikmotors bis zum Reifen durchgeführt. Die Eigenresonanz des kompletten Systems mit eingebauter Gelenkwelle liegt mit circa 63 Hz deutlich unter der maximalen Drehfrequenz des Reifens von 11,2 Hz bei 80 km/h. Bei einer Geschwindigkeit von 60 km/h liegt die Pulsationsfrequenz des Hydraulikaggregats zwar im Bereich von 63 Hz, Beschleunigungsmessungen an der Radnabe zeigten allerdings, dass sich die erste ausgeprägte Anregungsamplitude bei der doppelten Pulsationsfrequenz von 117 Hz befindet und somit im überkritischen Bereich liegt. Kritisch ist demnach eine Geschwindigkeit von 30 km/h mit einer dominanten Pulsationsanregungsfrequenz von 58 Hz. Erste Testmessungen mit dem neuen Aufbau werden zeigen, ob diese Anregungsfrequenz das System Antriebsstrang aufschaukeln wird. Ist dies der Fall, muss die Reifengeschwindigkeit von 30 km/h ausgelassen werden und durch Geschwindigkeiten von 25 km/h und 40 km/h ersetzt werden. Damit auch keinerlei Schallanteile und Vibrationsschwingungen über die Kugellager der Wellenlagerung auf

die bereits entkoppelte Welle gelangen, wurde dieser Teil der Lagerung mit einer Dämpfungseinheit entkoppelt (d2). Die Ausgangswelle ist somit vollständig entkoppelt und verhindert sowohl eine Körperschallübertragung als auch eine Abstrahlung von Störschall in die Akustikmesskammer (vgl. Abbildung 3).

Schlussendlich wird die Radkraft nicht durch pulsierende und Störschall abstrahlende Hydraulikaktoren aufgebracht, sondern mittels einem elektrisch angetriebenem Kugelgewindetrieb, der nach erfolgter Einstellung der Radlast geräuschneutral gebremst werden kann.

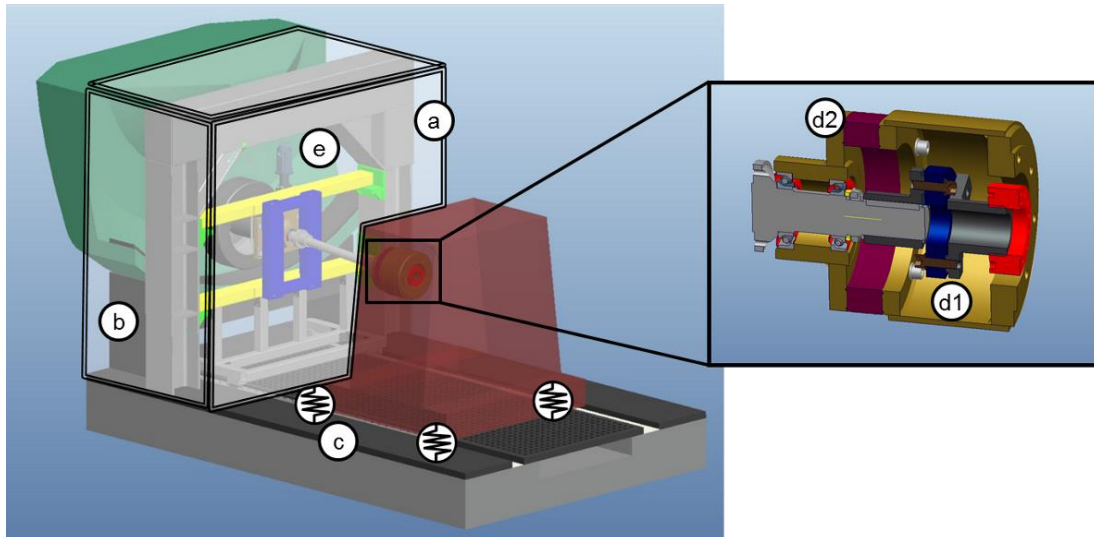


Abbildung 3: Akustische Optimierungen am Innentrommelprüfstand des KIT

Durch die eingebaute Schallschutzwand wurde der Prüfstand in eine Mess- und in eine Antriebskammer aufgeteilt. Die schallweiche Akustikauskleidung der Antriebskammer (Abbildung 4) absorbiert den Störschall des Hydraulikaggregats deutlich. Da die akustische Trennwand auf der Seite der Antriebskammer schallhart ausgeführt ist, wird der Großteil des Störschalles reflektiert und nicht in die Akustikmesskammer (Abbildung 5) geleitet. Die Akustikmesskammer ist vollständig an allen Wänden, dem Boden und der Decke mit Absorptionsmodulen verkleidet, sodass ein reflexionsarmer Raum entstanden ist.



Abbildung 4: Antriebskammer und Trennwand mit Schallabsorbieren

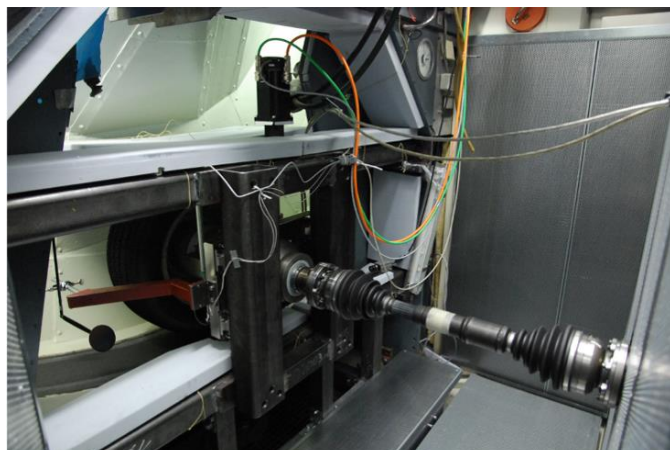


Abbildung 5: Akustikmesskammer mit Schallabsorbieren

Untersuchungen zur Effizienz der Akustikoptimierung zeigen, dass die Schallabstrahlung der Hydraulik in den Messraum auf ein Minimum reduziert werden konnte. Die Messung des Bauschalldämmmaßes nach ISO 140-4 zeigt eine Pegelreduktion von über 25 dB über den gesamten Frequenzbereich (Abbildung 6). Die Störschallanteile des Hydraulikmotors sind lediglich im niederfrequenten Bereich unter 200 Hz feststellbar. Über den weiteren Frequenzverlauf lassen sich keine nennenswerten Störeinflüsse der Hydraulik feststellen, sodass mit der akustischen Umrüstung der komplette Frequenzbereich von 200 Hz bis 12.000 Hz kontinuierlich ausgewertet werden kann.

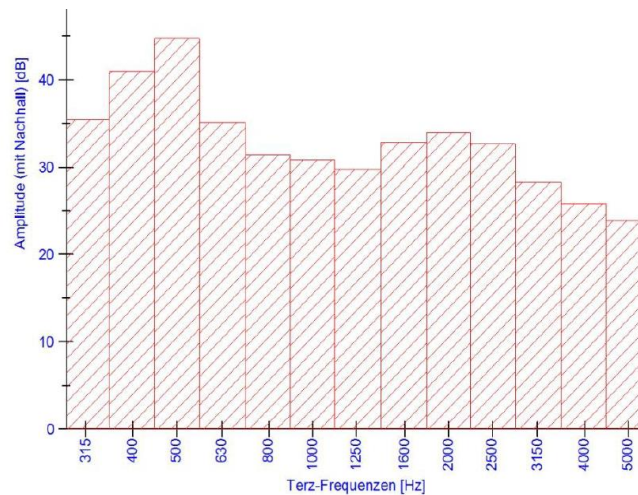


Abbildung 6: Bauschalldämmmaß nach der akustischen Optimierung

3.3. Optimierung der beschleunigten Vorbeifahrt

Die beschleunigten Vorbeifahrten zur Validierung der gefundenen Reifenoptimierungen wurden auf der NATO Airbase Geilenkirchen durchgeführt. Auf diesem Gelände wurden im Zuge des Leisen Straßenverkehr 3 Projektes zahlreiche Fahrbahnen verbaut, sodass an einem Ort viele unterschiedliche Fahrbahnen untersucht werden können. Im Rahmen dieses Teilprojektes wurden die Beläge SMA 8, LOA 5D und PMA 5 untersucht.



Abbildung 7: Vorbeifahrt auf dem Testgelände mit Elektro-A-Klasse

Für die Vorbeifahrten wurde eine am KIT aufgebaute elektrisch betriebene A-Klasse verwendet. Vorteil dieses Fahrzeuges ist, dass direkt in das Motormanagement eingegriffen werden kann. Nach Durchfahren einer Lichtschranke wird automatisch ein vordefiniertes Drehmoment am Motor angelegt, sodass äußerst reproduzierbare Umfangskräfte und Fahrzeuggeschwindigkeiten an der Messstelle abgerufen werden können. Ferner wird über Lichtschranken eine Synchronisation der Messsysteme im Fahrzeug und an der Außenmessstelle gewährleistet.

4. Grundsatzuntersuchungen am IPS

4.1. Grundlegende Effekte

Wie bereits die Untersuchungen im Rahmen des „Leisen Straßenverkehr 2“ Projektes gezeigt haben, steigt der Schalldruckpegel des Reifen-Fahrbahn-Geräusches deutlich unter Umfangskraft an. Mit Hilfe von Abbildung 8 soll diese Zunahme nochmals verdeutlicht werden. Sowohl bei Reifen R7 als auch bei R8 erkennt man eine deutliche Zunahme der Pegelverläufe zwischen dem freirollenden Reifen (rote Messkurve) und den Messreihen unter Umfangskraft (grüne & blaue Messkurven). Dies führt ebenfalls zu einer Zunahme des Gesamtpegels führt. Der Reifen R7 ist bei 3500 N Umfangskraft somit um 3 dB, der Reifen R8 um 3,8 dB im Geräuschpegel erhöht. Analysiert man die Frequenzverläufe, wird ersichtlich, dass bis auf den Frequenzbereich um die 1000 Hz der komplette Frequenzbereich um bis zu 10 dB angehoben ist.

Im nachfolgenden werden also systematisch Schnitzreifen auf Ursache und mögliche Beeinflussung des Reifen-Fahrbahn-Geräusches unter Antriebsmoment untersucht.

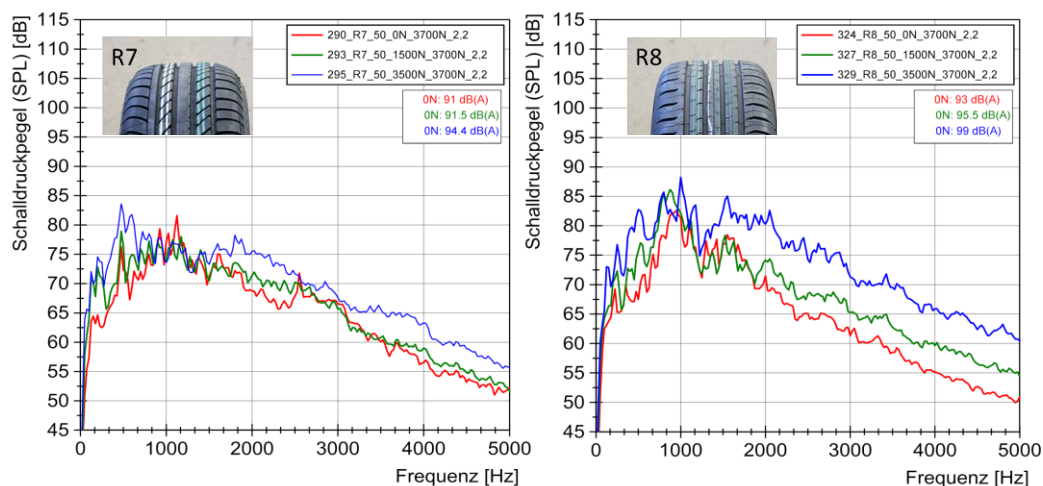


Abbildung 8: Vergleich der Serienreifen R7 & R8 bei 50 km/h und Umfangskräften von 0 N, 1500 N und 3500 N

4.2. Versuchsdurchführung

Für die Grundsatzuntersuchungen wurden zahlreiche Glatt- und Schnitzreifen bei Geschwindigkeiten von 30 km/h, 50 km/h und 80 km/h analysiert. Durch Variation der Blockanzahl pro Reifenumfang sowie Vergleich von 4 unterschiedlichen Gummimischungen konnten unterschiedliche Umfangsstifigkeiten realisiert werden. Für realitätsnahe Untersuchungen am Prüfstand, wurde eine Radlast von 3700 N gewählt. Diese Radlast ergibt sich aus dem Fahrzeuggewicht des KIT Elektrofahrzeuges, mit welchem im Anschluss an die Versuche am IPS auch die Vorbeifahrtmessungen durchgeführt werden. Die maximal übertragbaren Umfangskräfte sind durch den maximalen Kraftschlussbeiwert bestimmt und betragen 3500 N. Zwischen freirollendem Zustand mit 0 N Umfangskraft und der Maximalumfangskraft wurden Zwischenwerte in 500 N oder 1000 N Schritte analysiert. Zunächst wurde als Fahrbahnoberfläche ein Safety Walk ausgewählt, damit der Reifen möglichst wenig fahrbahnseitig angeregt wird und die reinen Reifeneigenschaften untersucht werden können. Im Anschluss daran werden auch Akustikmessungen auf realen Fahrbahnen durchgeführt.

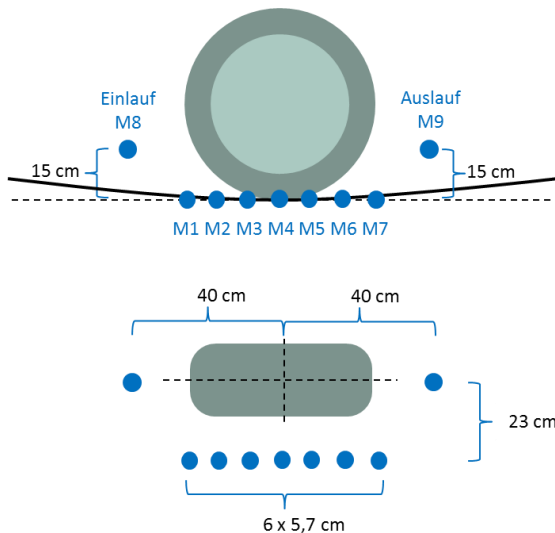


Abbildung 9: Mikrofonpositionen im Ein- und Auslauf

Insgesamt werden am IPS neun Mikrofonpositionen ausgewertet. Die Messpositionen aus dem Nahfeldmessverfahren der ISO 11819-2 können jedoch aufgrund der Trommelkrümmung nicht realisiert werden, sodass hier verkürzte Abstände vorliegen (vgl. Abbildung 9). Die Abtastrate der jeweiligen Mikrofone wurde auf 25,6 kHz festgelegt. Bevor eine Messung startet, wird Radlast, Geschwindigkeit und Umfangskraft eingeregelt, sodass ein stationärer Zustand entsteht. Nach Einschwingen des Systems wird dann für eine Dauer von 10-15 Sekunden aufgezeichnet.

4.3. Reifenprofile & Hypothesen

In dieser Arbeit werden zwei unterschiedliche Ansätze zur Geräuschreduktion erarbeitet:

- Aktive Steuerung des abgestrahlten Reifen-Fahrbahn-Geräusches mit Hilfe von gegen den Reifenradius geneigten (Quer-) Rillen.
- Analyse der Entstehung und Reduktion des Reifen-Fahrbahn-Geräuschs unter Antriebsmoment durch Veränderungen der Profilklotzsteifigkeit.

4.3.1. Geneigte Rille

Die Idee der geneigten Rille ist in nachfolgendem Schaubild in Tabelle 1 dargestellt. Die Rillen werden nicht wie auf herkömmliche Art radial zur Reifenoberfläche eingebracht, sondern unter einem Winkel. Die geneigten Rillen mit ihren schrägen Flanken haben somit je nach Anordnung einen großen Einfluss auf die momenteninduzierten Reifen-Fahrbahn-Geräusche. Eine Asymmetrie des Reifenprofils soll eine Asymmetrie des Reifen-Fahrbahn-Geräuschs bewirken.

<p>R3</p>		
<p>R4</p>		

Tabelle 1: Vergleich der konventionellen Rille zur Radialrille

Im Bereich der geneigten Rillen sind insgesamt 3 Optimierungsschleifen untersucht worden. Zunächst wurden einfache Profile (R4) untersucht, um das generelle Potential der geneigten Rillen

aufzuzeigen. Bei Reifen R4b und R4c wird auf die Richtung der geneigten Rillen eingegangen um dann schlussendlich alle Erfahrungen in den Reifen R10a einfließen lassen zu können, der bei unterschiedlich geneigten Profilsuren bereits ein randomisiertes Reifenprofil aufweist.

Die Ergebnisse der einzelnen Iterationsschleifen werden in Kapitel 5 beschrieben.

					
R3: Querrillen aus einzelner Profilspur, radiale Flanke, Referenz zu R4	R4: Querrillen aus einzelner Profilspur, geneigte Flanke	R4b: Querrillen aus zwei Profilsuren, geneigte Flanke, identisch ausgerichtet	R4c: Querrillen aus zwei Profilsuren, geneigte Flanke, gegenläufig ausgerichtet	R10a: gefeilte Profilsuren, vier Spuren, randomisiert, geneigte Flanke, gegenläufig ausgerichtet	R10b: gefeilte Profilsuren, vier Spuren, randomisiert, radiale Flanke, Referenz zu R10a

Tabelle 2: Schnitzmuster zur geneigten Rille

4.3.2. Einfluss der Umfangsteifigkeit

Der Einfluss der Umfangsteifigkeit wurde sowohl mittels Variation der Profilklotzgrößen als auch mit einer Variation der Gummimischung untersucht. Zunächst wurde in der ersten Reifengruppe (R1, R2, R3, R5a) der generelle Einfluss der Umfangskraft auf das Reifengeräusch untersucht um dann mit den Reifen R5c und R5e und den randomisierten Reifen R9a und R9b näher an ein reales Reifenprofildesign zu gelangen. Die Reifen R11a-c und R12a-c unterscheiden sich durch die Shorehärten der Gummimischungen und somit in den Umfangsteifigkeiten.















			
R1: Glattreifen	R2: einfache Querprofilierung ohne Längsrillen	R3: Querprofilierung mit zwei Längsrillen	R5a: gefeiltes Profil mit zwei Längsrillen, kurze Profilklotze
			
R5c: gefeiltes Profil mit vier Längsrillen, kurze Profilklotze	R5e: gefeiltes Profil mit vier Längsrillen, lange Profilklotze	R9a: gefeiltes Profil mit vier Längsrillen, randomisierte & kurze Profilklotze	R9b: gefeiltes Profil mit vier Längsrillen, randomisierte & lange Profilklotze
			R11a – R11c gefeiltes Profil mit vier Längsrillen, kurze Profilklotze Variation Gummimischung weich a, mittel b, hart c
			
			R12a – R12c gefeiltes Profil mit vier Längsrillen, lange Profilklotze Variation Gummimischung weich a, mittel b, hart c

Tabelle 3: Schnitzmuster der Reifenthematik Umfangsteifigkeit

Auf die Ergebnisse der Untersuchungen wird ebenfalls in Kapitel 5 eingegangen.

5. Ergebnisse der Grundsatzuntersuchungen

5.1. Einfluss geneigter Rillen auf des Reifen-Fahrbahn-Geräusch

5.1.1. Untersuchungen am IPS und bei der Vorbeifahrt

Eine Gegenüberstellung der Reifen R3 und R4 zeigte sehr früh, dass die geneigte Rille je nach Reifendrehrichtung und Art der Umfangskraft im Gegensatz zu der radialen Rille große Unterschiede im abgestrahlten Schallpegel aufweist. Obwohl in der Literatur [San02] keine Unterschiede zwischen Antreiben und Bremsen im Pegelverlauf bei Serienreifen festgestellt werden, zeigen die geneigten Rillen einen deutlichen Unterschied zwischen angetriebenen und gebremsten Reifen.

Es konnte festgestellt werden, dass je nach Montagerichtung der geneigten Querrillen eine gezielte Absenkung bzw. Erhöhung der Schallabstrahlung beim Antreiben oder Bremsen erzielt werden kann (vgl. Abbildung 10). Es zeigt sich, dass Richtung 1 im Fahrzustand „Antreiben“ und Richtung 2 im Fahrzustand „Bremsen“ geräuschärmer ist.

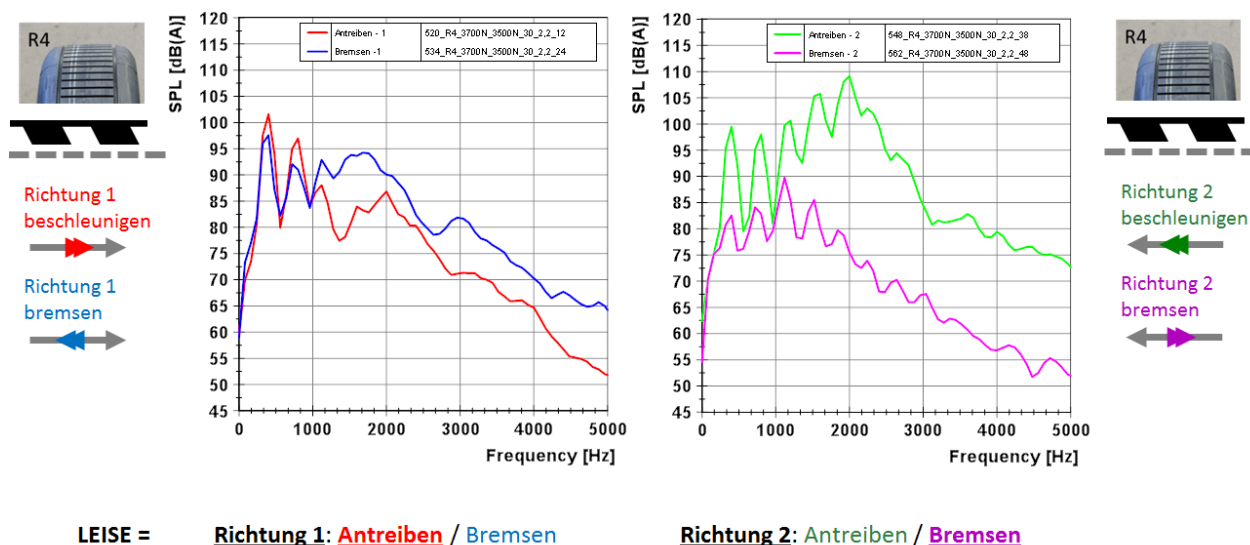


Abbildung 10: Frequenzverläufe des Reifens R4 bei unterschiedlichen Laufrichtungen und Fahrzuständen „Antreiben“ bzw. „Bremsen“, Rollrichtung dargestellt durch graue Pfeile, Antriebs- und Bremsmoment mittels Doppelpfeil

Da Untersuchungen von Ludwig [Lud98] zeigen, dass während des Bremsvorganges die äußeren Profilsuren eines Reifens intensiver beansprucht werden, wird beim Reifen R4b das geneigte Profil wie in Richtung 2 auf der äußeren Profilsur installiert. Ludwig zeigt des Weiteren, dass ein Antriebsmoment zu einem Mittenabrieb am Reifen führt. Daraus lässt sich ableiten, dass der Reifen beim Antreiben in der mittleren Profilsur mehr beansprucht wird. Richtung 1, welche unter Antreiben als leise gemessen wurde, wird somit in der Reifenmitte installiert. Dieser neue Reifen wird somit sowohl im antreibenden als auch im bremsenden Fall geräuschärmer sein als ein Reifen bei dem beide Profilsuren der geneigten Rillen in die gleiche Richtung weisen (vgl. Abbildung 11 & Abbildung 12).

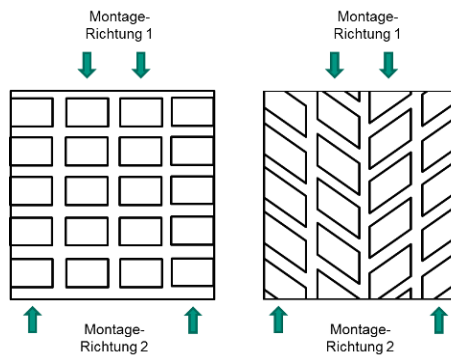


Abbildung 11: Montagerichtungen am R4



Abbildung 12: Versuchsreifen R4b & R4c: geneigte Rillen auf mittlerer und äußerer Profilspur

Für den akustisch verstärkenden Warneffekt werden die äußeren Profilsuren die während des Bremsvorganges stärker belastet werden wie in der Montagerichtung 2, die inneren Profilsuren werden wie in Montagerichtung 1 eingebracht, um auch während des Beschleunigungsvorganges Geräusche auszusenden. Mit Hilfe dieser Anordnung werden im innerstädtischen Bereich Passanten vor Elektrofahrzeugen gewarnt, die sich im Beschleunigungs- oder Bremsvorgang befinden. Vorteil der Anordnung ist, dass vorhandene Reifengeräusche genutzt werden können, um die Passanten zu warnen. Es muss somit kein Geräuschgenerator in das Elektrofahrzeug eingebaut werden.

In Abbildung 13 ist der Frequenzverlauf sowohl im Einlauf als auch im Auslauf in den Betriebszuständen „Antreiben“ und „Bremsen“ für die beiden Versuchsreifen R4b und R4c dargestellt.

Die Analyse des Bremsvorganges (blauer & lilafarbener Verlauf) zeigt keine wesentlichen Unterschiede zwischen den beiden Reifen. Dies ist so auch zu erwarten, da die äußere Profilspur, die beim Bremsen generell mehr belastet wird, bei beiden Reifen die gleiche Neigungsorientierung hat. Hier kann festgehalten werden, dass die Orientierung der Mittelspur (identisch oder gegenläufig) beim Bremsvorgang keine Auswirkung auf die Geräuschentwicklung bewirkt.

Die äußere Profilspur jedoch ist maßgeblich für die Geräuschentwicklung unter Antriebsmoment verantwortlich. Der Fahrzustand „Antreiben“ (Reifen R4b rot, R4c grün) bewirkt deutliche Schallpegelunterschiede zwischen den beiden Reifen (vgl. Abbildung 13). Da beim Antreiben die innere Spur mehr beansprucht wird, zeigen die unterschiedlich orientierten Querrillen hier die bereits bei Reifen R4c gefundenen Geräuschminderungspotentiale. Reifen R4c mit seinem gegenläufigen Profil ist über den kompletten Frequenzbereich zwischen 3 – 5 dB leiser als Reifen R4b.

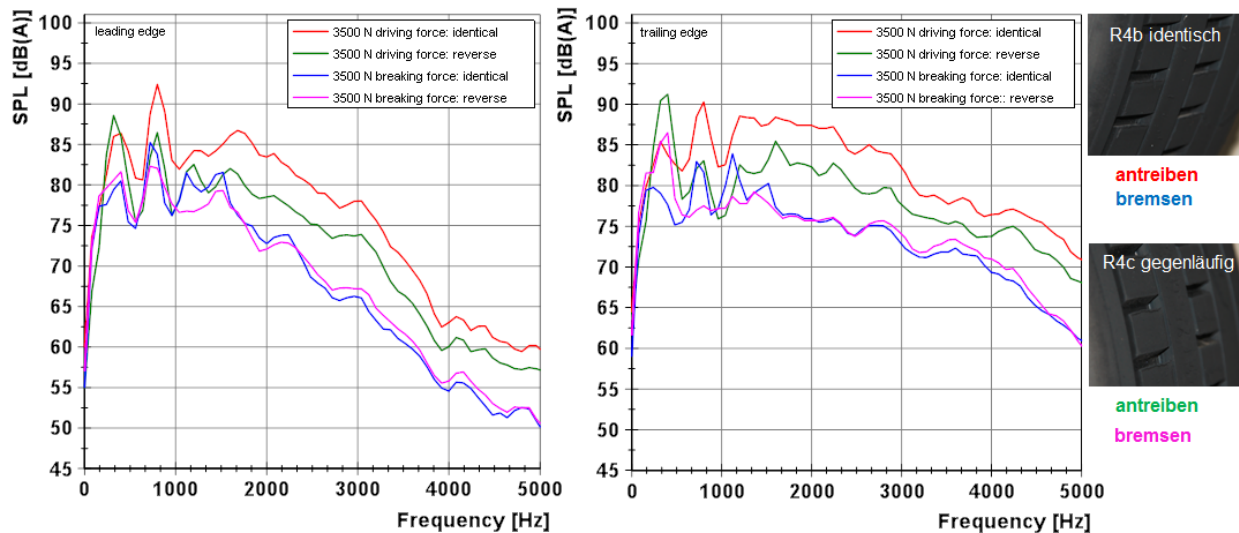


Abbildung 13: IPS Messung im Einlauf & Auslauf für die Reifen R4b & R4c unter Antreiben & Bremsen

Die Untersuchungen mit den Reifen R4b und R4c zeigen, dass bereits eine einzelne Profilspur ausreicht, um das abgestrahlte Reifengeräusch je nach Lastfall zu beeinflussen. Bei den Reifen mit geneigter Rille konnte gezeigt werden, dass das Reifen-Fahrbahn-Geräusch beim Beschleunigen reduziert werden kann wenn geneigten Rillen (bisher nur auf zwei Spuren) eingebracht sind.

Für einen seriennahen Reifen müssen die Profilklötze auf alle Spuren erweitert und zugleich randomisiert werden (R10a). Untersuchungen auf realen Belägen (hier SMA 8) zeigen im freierollenden Zustand identische Verläufe im Ein- und Auslauf. Eine Neigung der Rillen wirkt sich also nicht auf die Schallausbreitung bei Konstantfahrten aus (vgl. Abbildung 14). Dies ist positiv zu werten, da ein Profildesign gesucht wurde, welches ausschließlich bei Fahrzeugannäherung Warnsignale aussenden soll, jedoch nicht im freierollenden Verkehr.

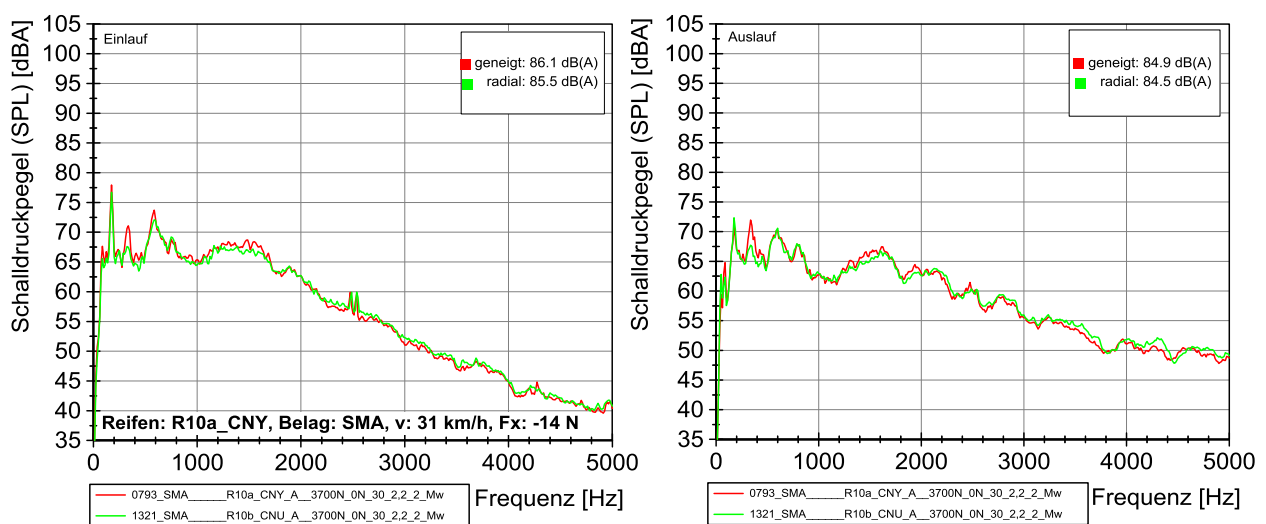


Abbildung 14: Vergleich Reifen R10a und R10b, SMA, 30 km/h, freierollend

Wird die Schallabstrahlung des neu entwickelten Reifens und des Referenzprofils nun unter Antriebsmoment von 3500 N untersucht, zeigen sich deutliche Unterschiede. Der Reifen mit den geneigten Rillen weist gegenüber dem Reifen mit der radialen Rille im Frequenzspektrum ab 1500 Hz eine deutliche Pegelabnahme bis zu 5 dB auf. Die Neigung der Rillen bewirkt somit unter Antriebsmoment eine Gesamtpegelreduktion von über 1 dB (vgl. Abbildung 15).

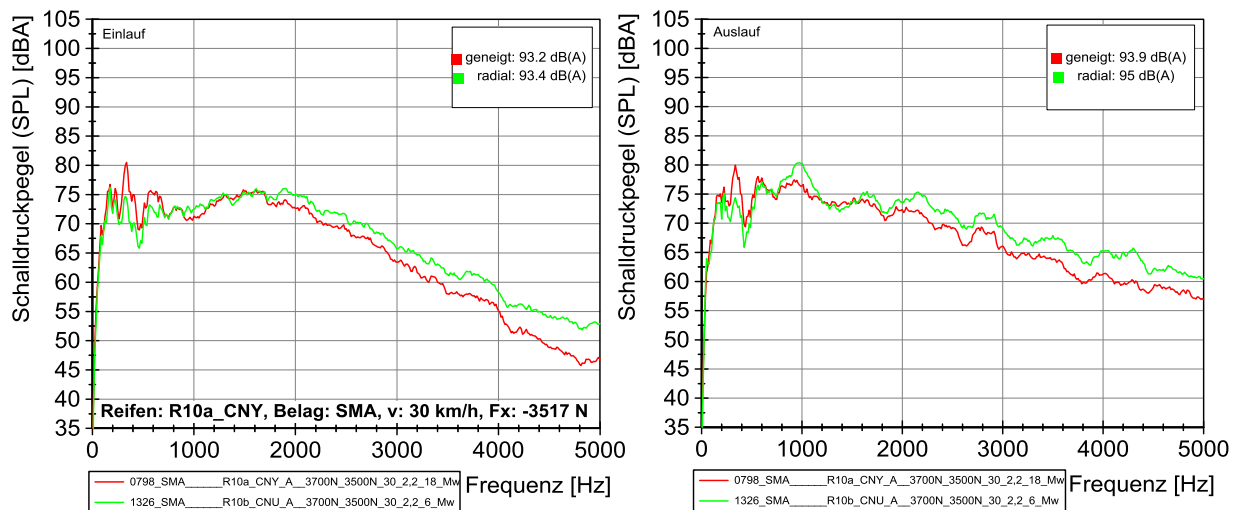


Abbildung 15: Vergleich Reifen R10a und R10b, SMA, 30 km/h, 3500 N Antreiben

Ändert sich der Fahrzustand von Antreiben in Bremsen, so kehrt sich der Effekt um. Bei einer Bremskraft von 3500 N ist das abgestrahlte Reifen-Fahrbahn-Geräusch am Reifen mit geneigtem Profil über den gesamten Frequenzbereich erhöht. Im Ein- und Auslauf führt dies zu einer Gesamtpegelerhöhung um 3 dB (vgl. Abbildung 16). Die Neigung der Rille bewirkt unter Bremsmoment somit eine Pegelerhöhung, sodass Passanten vor herannahenden bremsenden Fahrzeugen gewarnt werden können. Diese Signalwirkung sollte in Probandenversuchen noch untersucht werden.

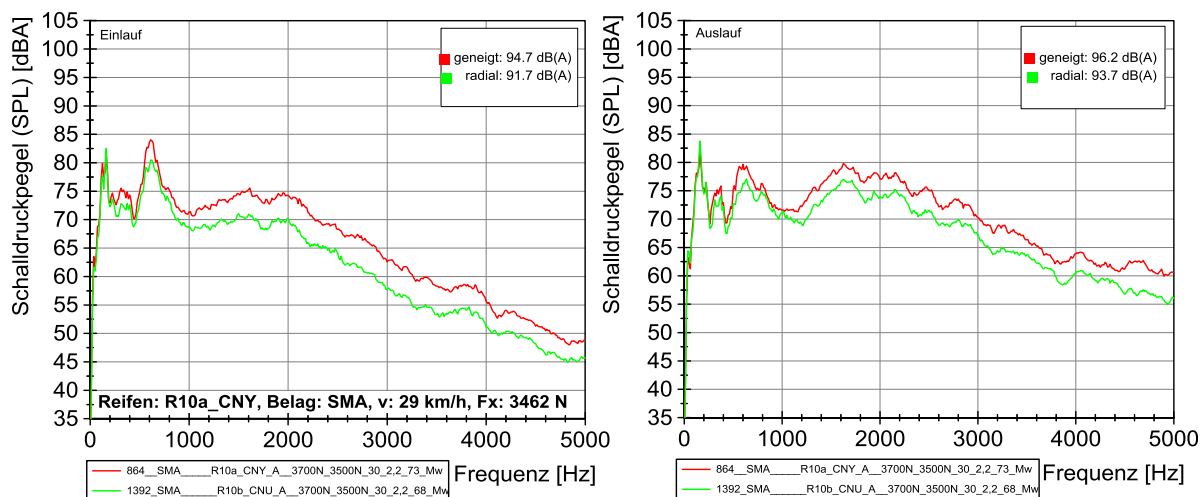


Abbildung 16: Vergleich Reifen R10a und R10b, SMA, 30 km/h, 3500 N Bremsen

Die Untersuchungen im Prüfstand zeigen sowohl auf Safety Walk als auch auf realen Fahrbahnen interessante Effekte. Da schlussendlich aber diese Effekte bei der Vorbeifahrt erkennbar sein müssen, wurden beschleunigte Vorbeifahrten in Geilenkirchen durchgeführt. Hierbei zeigt sich, dass es bei der Konstantfahrt bei einer Geschwindigkeit von 30 km/h ebenfalls kaum Unterschiede zwischen geneigter und radialer Rille gibt (vgl. Abbildung 17, links). Bei einer Umfangskraft von 3500 N Antriebskraft sind auch bei der Vorbeifahrt Pegelreduzierungen von bis zu 1,1 dB(A) im Gesamtpegel bei einem Mikrofonabstand von 7,5 m zur Fahrzeugmitte zu verzeichnen. Da die zuvor am Prüfstand beschriebenen Effekte auch bei der Vorbeifahrt messbar sind, kann somit eine geneigte Rille zur Schallpegelreduktion unter Antriebskraft beitragen. Untersuchungen unter Bremsmoment wurden auf dem Testgelände ebenfalls durchgeführt, sind jedoch aufgrund der

geringen Bremswirkung des Elektromotors im Rekuperationsmodus des Fahrzeugs nicht verwertbar.

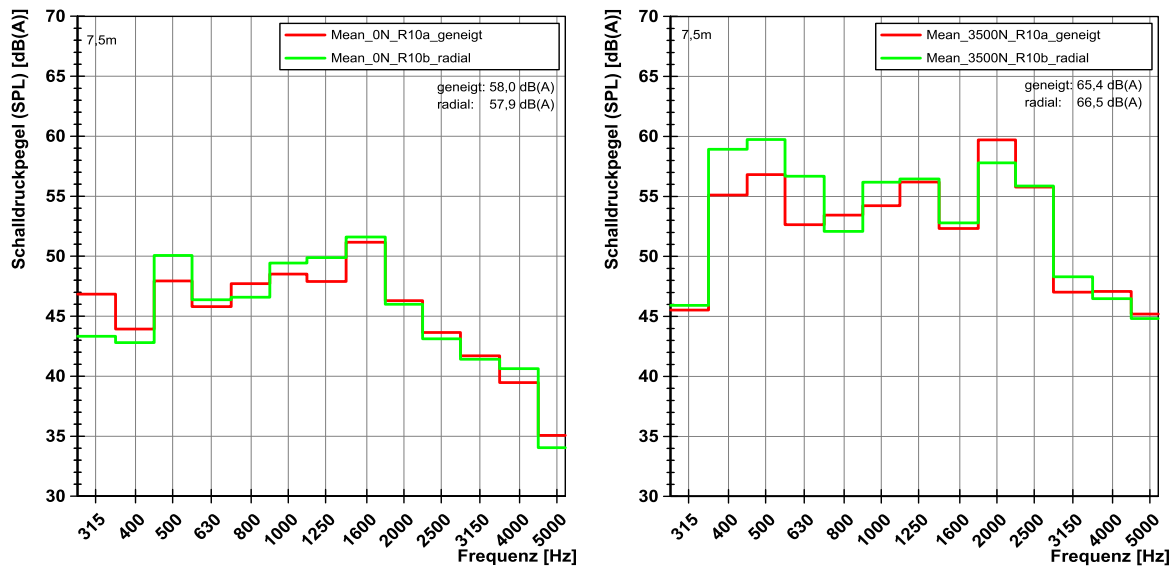


Abbildung 17: Vergleich Reifen R10a und R10b bei 30 km/h, freirollend (links) & 3500 N Antreiben (rechts)

5.1.2. Zwischenfazit

Das in diesem Abschnitt neu entwickelte Grundsatzprofil der geneigten Rille zeigt bei konstanter Geschwindigkeit keine Geräuscherhöhung gegenüber einem Reifenprofil mit radialer Rille. Da Serienreifen aktuell unter Antriebsmoment eine Geräuschanhebung um über 3 dB (EcoContact, 30 km/h, 3500N) aufweisen, kann solch eine Geräuschüberhöhung mit einem geeigneten Profildesign reduziert werden. Das neue Grundsatzprofil reduziert die Geräuschentwicklung unter Antriebsmoment und erhöht die Geräuschentwicklung während des Bremsvorganges. Die Schallemission unter Bremsmoment ist ein möglicher Ansatz zur Warnung von Passanten vor der Annäherung von Fahrzeugen und damit zur Einsparung von Sound-Generatoren

5.2. Einfluss der Umfangssteifigkeit auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch

Das zu dieser Arbeit vorangegangene Forschungsprojekt konnte in Vorversuchen aufzeigen, dass Umfangskräfte im hohen Frequenzbereich um 3000 Hz zu Geräuschüberhöhungen führen [Gro08]. In diesem Projekt soll der Zusammenhang zwischen Umfangskraft und Geräuschpegel grundlegend untersucht werden. Zunächst wird bei gleichbleibender Gummimischung das Reifenprofil variiert, sodass sich hierbei unterschiedliche Umfangssteifigkeiten abbilden lassen. Im zweiten Schritt werden bei gleichbleibender Profilgeometrieform die Gummi-Shorehärten der Versuchsreifen variiert.

5.2.1. Voruntersuchungen

Im ersten Versuchsprogramm wurden drei Reifen gegenübergestellt, die sich durch Anzahl und Breite der Längsrillen unterscheiden (R5a, R5c und R5d). Die Messung der statischen Reifenumfangssteifigkeiten zeigt eine Steifigkeitsabnahme von Reifen R5a zu R5c und von R5c zu R5d. Da die beidseitig umlaufenden Schultern nicht verändert wurden, ist die effektive Steifigkeitsreduktion der Profilklotze wesentlich höher.

Analysiert man den freirollenden Zustand der Reifen R5a und R5c im Reifenauslauf (Abbildung 18, links), so zeigt sich ab einer Frequenz von 1500 Hz eine Geräuscherhöhung bei Reifen R5a. Als Ursache dieser Erhöhung wird das Entstehen von Verspannungen im Reifenlatsch durch das

Abplatteten des Reifens vermutet, die der schersteife Reifen (R5a) schlechter ausgleichen kann als der scherweiche Reifen. Nach Durchlaufen der Bodenaufstandsfläche sind die Profilklotze stärker verspannt und schnappen dementsprechend heftiger aus, sodass dadurch bedingt bereits im freirollenden Zustand der schersteifere Reifen einen erhöhten Schalldruckpegel aufweist.

Wird bei den Versuchsreifen eine Umfangskraft aufgebracht (Abbildung 18, rechts), so zeigt sich, dass der scherweiche Reifen R5c eine deutlich geringere Schallabstrahlung aufweist als der scherharte Reifen R5a. Der Reifen R5c kann vermutlich leichter Scherverformungen zulassen und die schlupfbedingte Wegdifferenz zwischen Fahrbahn und Karkasse länger ausgleichen. Die Profilklotze würden somit länger an der Fahrbahn haften und der Übergang zum Gleiten wesentlich später erfolgen. Ab einer Frequenz von 1500 Hz spiegelt sich dies in einer Geräuschreduktion wider. Wird die Umfangssteifigkeit erneut reduziert (R5d), kann eine weitere Schallpegelreduktion beobachtet werden. Es wird daher angenommen, dass die Reduktion der Steifigkeit eine weitere Auslenkung der Profilklotze ermöglicht und somit zu längerem Haften an der Fahrbahn gegenüber R5c führt. Das Ausschnappen der Profilklotze am Reifenauslauf trägt ebenfalls zum Reifen-Fahrbahn-Geräusch bei und lässt sich über die erste Blockharmonische (bei 50 km/h entsprechend 630 Hz) analysieren. Da das weichere Profil (R5d) länger an der Fahrbahn haftet, werden die Profilklotze beim Durchlaufen der Bodenaufstandsfläche mehr verformt als das scherharte Profil. Die Profilklotze im Reifenauslauf besitzen somit eine höhere Scherspannung, die plötzlich beim Loslösen von der Fahrbahn in Form von Klotzschwingungen wieder zur Entspannung führt. Die erste Blockharmonische ist daher erhöht und der Gesamtpegel des Reifens R5d wird dadurch angehoben. Die schmalbandige Erhöhung des Schalldruckpegels durch Ausschnappereffekte um 630 Hz hat jedoch im Vergleich zur breitbandigen Erhöhung durch Gleit- und Stick-Slip-Effekte ab 1500 Hz nur eine geringe Auswirkung auf den Gesamtschalldruckpegel. Daher wirkt sich das scherweiche Reifenprofil positiv auf die Geräuschentwicklung unter Antriebsmoment aus.

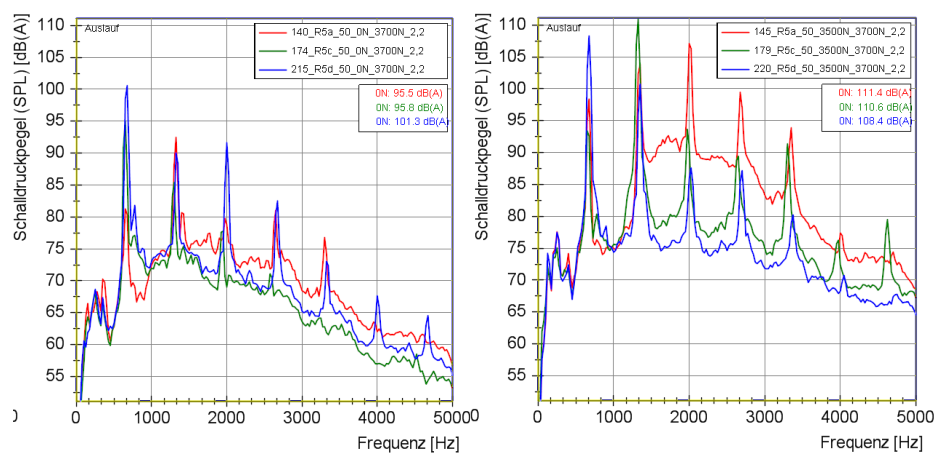


Abbildung 18: Vergleich der Reifen R5a, R5c & R5d unter Antriebsmoment im Reifenauslauf

Mittels Mikrofonarray an der Reifenseite soll genauer auf den Entstehungsort der Schallerhöhungen eingegangen werden (vgl. Abbildung 19). Am Mikrofon M2 im seitlichen Reifeneinlauf ist der Reifen R5c wie auch im Einlauf lauter als Reifen R5a. In dieser Region werden noch immer die zusätzlichen Geräusche des Klotzaufschlags detektiert, welches hier bei Reifen R5c mit viermal so vielen Klötzen zu einer Erhöhung führt. In der Reifenmitte bei M4 gibt es unter Antriebsmoment keine wesentlichen Unterschiede zwischen den beiden Reifen. Die Verformungen der Profilklotze können von beiden Reifen gut kompensiert werden, sodass keine zusätzliche Schallausstrahlung entsteht. Die seitlich geschlossenen Schultern reduziert bei beiden Reifen das Reifen-

Fahrbahn-Geräusch gleichermaßen. Am seitlichen Reifenauslauf (Mikrofon M6) zeigt der Reifen R5a ab 2500 Hz eine deutliche Schallpegelerhöhung um bis zu 5 dB. Die Schubspannungen unter Antriebsmoment nehmen gerade im Reifenauslauf zu und verformen somit auch die Profilelemente weiter. Da die Profilklotze des Reifens R5a die Wegdifferenz zwischen Karkasse und Fahrbahn nicht mehr vollständig ausgleichen können, beginnen einzelne Klötze zu gleiten. Dies spiegelt sich in einer hochfrequenten Schallaustrahlung wider (rechts).

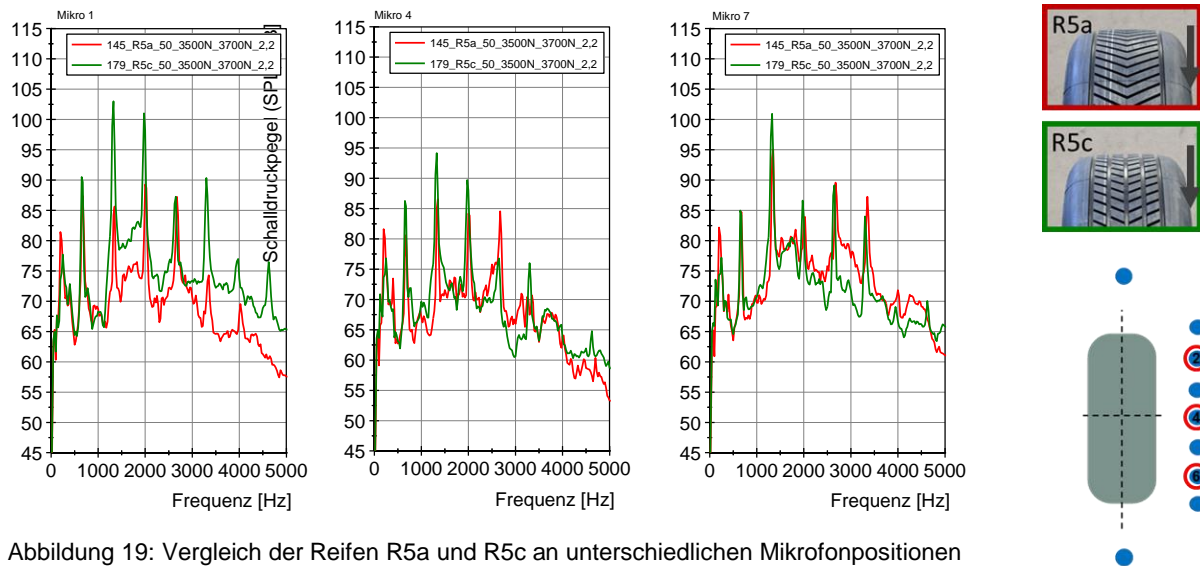


Abbildung 19: Vergleich der Reifen R5a und R5c an unterschiedlichen Mikrofonpositionen

5.2.2. Messungen am Unterflurlabor

Die These, dass profilweiche Reifen länger an der Fahrbahn haften, soll mittels eines am KIT entwickelten Unterflurlabors überprüft werden. Es handelt sich um eine Messeinrichtung, die die Reifenaufstandsfläche durch eine Glasplatte hindurch von unten bei Reifenüberfahrt filmt (vgl. Abbildung 20) und in jeden genormten Abwasserschacht eingesetzt werden kann. Mit einer Hochgeschwindigkeitskamera werden 1000 Bilder pro Sekunde aufgezeichnet, sodass auch bei hohen Überfahrtsgeschwindigkeiten Auslenkungen der Profilklotze unterhalb von 0,5 mm detektiert werden können. Ein vor dem Unterflurlabor angebrachter Anfahrteppich mit einer Länge von 50 m verhindert das Aufsammeln von Staubpartikeln und Steinchen von der Fahrbahn, sodass ein Herabsetzen des Haftbeiwertes durch Staub und das Zerkratzen der Glasoberfläche durch kleine Steine im Reifen verhindert werden kann [Sta13a].



Abbildung 20: Unterflurlabor vor dem Einsetzen in einen genormten Abwasserschacht, Anfahrteppich mit eingesetztem Unterflurlabor, Überfahrt mit Elektrofahrzeug

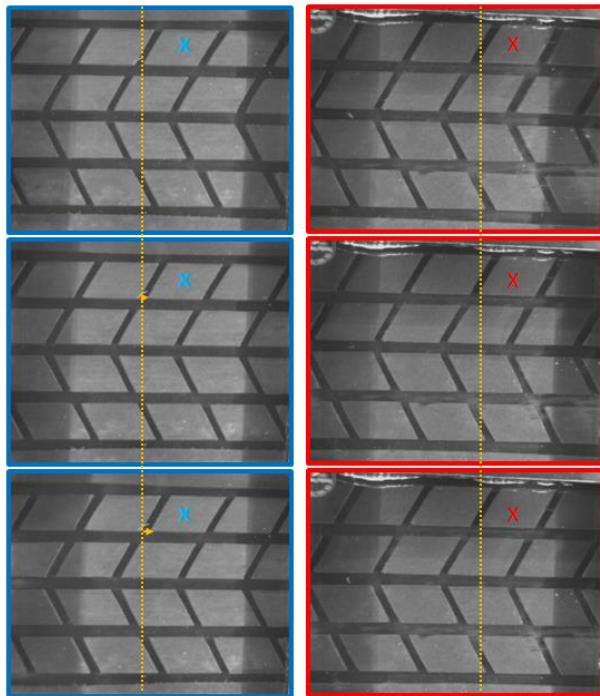


Abbildung 21: Aufnahmen bei Überfahrt mit Geschwindigkeit von 30 km/h und Umfangskraft von 3500 N, links: Reifen 12c (schersteif), rechts: Reifen R12a (scherweich), gelbe Pfeile markieren Gleitweg von Reifen 12c

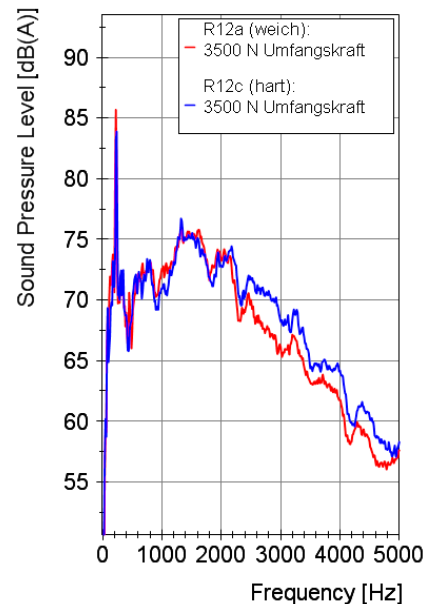


Abbildung 22: Vergleich der Reifen R12a und R12c im Reifenauslauf bei 30 km/h auf einem lärmoptimierten Fahrbahnbelag

Unter optimalen Bedingungen (Außentemperatur > 20°C, Anfahrt auf Teppich) konnte gezeigt werden, dass unter einer Umfangskraft von 3500 N das schwerweiche Profil in der kompletten Kontaktzone auf der Glasplatte haftet. Abbildung 21 zeigt beispielhaft eine Überrollung im Abstand von je 6 ms. Die Bildanalyse des Überrollvorgangs des schwersteifen Profils an einem Block (Gleitweg durch gelben Pfeil markiert, betrachteter Block mit x) zeigt, dass beim Überrollen der Glasplatte kein Haften besteht. Das Reifenprofil gleitet kontinuierlich auf der Glasplatte und legt dabei eine Wegdifferenz von einigen Millimetern zurück. Das schwersteife Profil kann somit die unter Antrieb entstehende Wegdifferenz zwischen Profilgrund und dem Profildende, das mit der Fahrbahn Kontakt hat, nicht durch Scherung oder Biegung der Profilklötze ausgleichen und neigt daher zu früherem Gleiten. Im direkten akustischen Vergleich der beiden Reifen zeigt Abbildung 22, dass der schwerweiche Reifen R12a über weite Teile des Frequenzspektrums niedrigere Schalldruckpegel aufweist und somit auch einen niedrigeren Gesamtschalldruckpegel hat [Sta13a].

Diese Untersuchungen zeigen, dass umfangweichere Reifen unter Antriebsmoment im Reifenauslauf geräuschärmer sind, da sie länger an der Fahrbahnoberfläche haften und somit weniger gleiten. Ein vermindertes Gleiten im Latsch hat eine Reduktion der hochfrequenten Geräuscherzeugung zur Folge. Auf die Effekte des Ausschneppens wurde in Kapitel 4.2.1. hingewiesen.

Im nächsten Schritt werden reale Fahrbahnen für den Prüfstand entwickelt und unterschiedliche Shorehärten bei identischem Reifenprofil auf den realen Fahrbahnen am IPS untersucht.

5.2.3. Herstellung und Einfluss realer Fahrbahnbeläge

Um realitätsnahe Vergleiche zwischen der Vorbeifahrt und den Messungen an der Innentrommel herstellen zu können, müssen an beiden Versuchsvorrichtungen identische Fahrbahnbeläge vorherrschen. Aus diesem Grund sind für den Einbau von realen IPS Fahrbahnen Parameterstudien bezüglich Hohlraumgehalt und Dichte der Prüfstandskassetten durchgeführt worden. Neben Marshallkörpern wurden kleine Versuchsfahrbahnen hergestellt (Abbildung 23), die am Institut für Straßen- und Eisenbahnwesen (ISE) am KIT analysiert wurden. So zeigte sich beispielsweise in Tabelle 4, dass die berechnete Verdichtungskraft von 9 kN bei Platte VII nicht für das Erreichen eines Verdichtungsgrades von über 98% ausreicht. Die Walzlast wurde aus diesem Grund auf 12 kN erhöht. Der Verdichtungsgrad wurde somit erreicht.



Abbildung 23: Marshallkörper und Fahrbahnproben

Kennzeichnung der Schicht	Raumdichte		Verdichtungsgrad		Rohdichte des Bohrkernmischgutes	Hohlraumgehalt am Bohrkern	
	am Bohrkern	am MPK	ist	Soll*		ist	Soll*
	ρ_{bc} g/cm ³	ρ_{bj} g/cm ³	k	k		V	V
Platte V							
LOA 5 D	2,241	2,423	92,5	≥ 98	2,579	13,1	3,0...6,0
Platte VI							
LOA 5 D	2,286	2,423	94,3	≥ 98	2,579	11,4	3,0...6,0
Platte VII							
LOA 5 D	2,306	2,423	95,2	≥ 98	2,579	10,6	3,0...6,0

* Aus den „Hinweisen zur Umsetzung einer LOA 5 D“, Ruhr-Universität Bochum, Lehrstuhl für Verkehrswegebau, Bochum

Tabelle 4: Eigenschaften der Proben

Im Rahmen dieses Teilprojektes wurden insgesamt 24 m an Fahrbahnen erstellt. Es wurden sowohl lärmoptimierte Beläge wie LOA 5 D, PMA 5, DSH 5 (ohne Versiegelung) und SMA 8 LA als auch eine Referenzfahrbahn, den SMA 8, gebaut und im Prüfstand analysiert (Abbildung 24).



Abbildung 24: IPS Fahrbahnkassetten

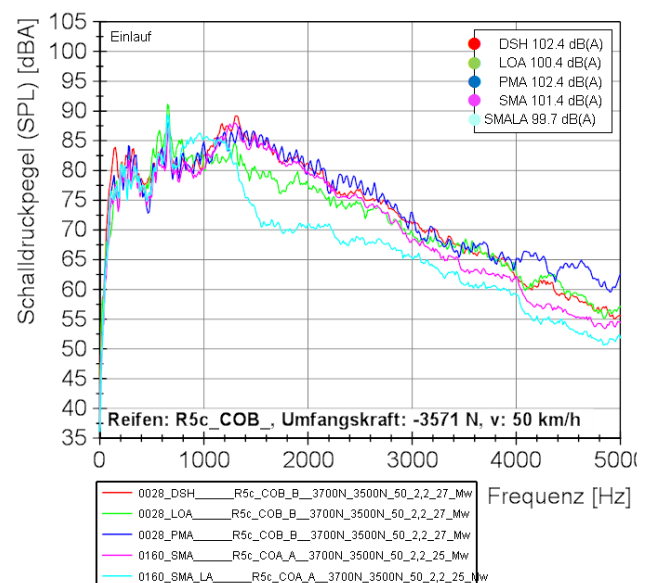


Abbildung 25: Vergleich der Fahrbahnen bei 50 km/h unter Antriebsmoment

Ein Vergleich der Fahrbahnen zeigt naturgemäß bereits im freierollenden Zustand Unterschiede im Gesamtschalldruckpegel. Der PMA Belag ist mit 100,2 dB(A) am lautesten, wohingegen der SMA LA mit 93,5 dB(A) deutlich leiser ist. Die Gesamtdifferenz über alle Beläge ist im freierollenden Zustand 6,9 dB. Bei einer Antriebskraft von 3500 N hat der PMA mit 102,4 dB(A) noch immer den

lautesten Gesamtschalldruckpegel. Der SMA LA bleibt weiterhin auf dem niedrigsten Level mit 99,7 dB(A). Die Rangfolge der Gesamtpegel bleibt sowohl im freirollenden Zustand als auch unter Antriebsmoment identisch. Beläge die freirollend einen hohen Schalldruckpegel aufweisen, wie der PMA, zeigen unter Antriebsmoment einen geringen Pegelanstieg (2,2 dB). Beläge die freirollend einen kleinen Gesamtpegel aufweisen (SMA LA) zeigen Pegelzunahmen um 6,2 dB unter Umfangskraft. Die Gesamtdifferenz über alle Beläge liegt unter Antriebsmoment nur noch bei 2,7 dB. Die Pegelzunahme unter Antriebsmoment hängt somit deutlich vom akustischen Grundniveau des jeweiligen Belags ab.

5.2.4. Einfluss der Shorehärte

Um den Einfluss der Schersteifigkeit und der daraus resultierenden Schubspannungen im Reifenlatsch auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch untersuchen zu können, wurden zusätzlich zu den bereits geschilderten Versuchen Reifen analysiert, die bei identischer Profilgestaltung unterschiedliche Gummimischungs-Shorehärten zwischen 49 Sh(A) bei Mischung A und 77 Sh(A) bei Mischung C aufweisen. Bei der weichen Mischung sollten weniger Relativbewegungen zwischen Reifen und Fahrbahn entstehen, da ein besserer Wegausgleich zwischen Karkasse und Fahrbahn im Profilblock durchgeführt werden kann. Da sich die Klötze verformen, haften sie länger an der Fahrbahn und gleiten somit weniger. Da somit nur kleine Differenzgeschwindigkeiten entstehen, erzeugt der Reifen weniger Reifen-Fahrbahn-Geräusche. Eine harte Mischung führt umgekehrt zu großen Relativbewegungen im Reifenlatsch und verursacht somit höhere Geschwindigkeiten zwischen Reifen und Fahrbahn aufgrund von Gleitvorgängen. Diese Gleitvorgänge erzeugen hochfrequente Schallanteile.

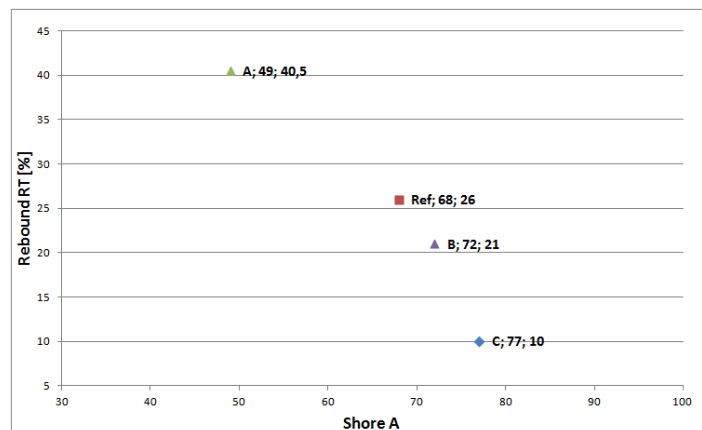


Abbildung 26: Überblick über die unterschiedlichen Shorehärten

In Abbildung 27 links wird Reifen R11 (kleine Profilklötze) mit drei unterschiedlichen Reifenmischungen (A, B & C) freirollend bei einer Geschwindigkeit von 30 km/h im Auslauf analysiert. Die weiche Mischung A führt sowohl im Ein- als auch im Auslauf des Reifens zum niedrigsten Schalldruckpegel. Der harte Reifen mit Mischung C ist im Einlauf um 3,7 dB lauter, im Auslauf um 6,1 dB. Ab einer Frequenz von 2000 Hz liegen teilweise Unterschiede von über 10 dB vor. Im freirollenden Zustand zeigt sich, dass der scherweiche Reifen geräuschärmer ist. Dies liegt neben dem geringeren Kraftaufbau beim Einlaufen der Profilklötze in die Bodenaufstandsfläche auch daran, dass die Spannungen im Latsch besser durch Klotzverformung ausgeglichen werden können. Die Auswertung der Akustikmessungen unter Antriebsmoment (Abbildung 27, rechts) zeigt, dass auch die weiche Gummimischung A geräuscharm im Vergleich zu den Mischungen B und C ist. Die harte Reifenmischung erzeugt einen um über 3 dB erhöhten Gesamtschalldruckpegel gegenüber der weichen Mischung. Im Frequenzverlauf sind Unterschiede bis zu 7 dB fest-

stellbar. Die erhöhten Ausschnappeffekte im Auslauf beim scherweichen Reifen sind auch bei diesen Untersuchungen bei der ersten Blockharmonischen (630 Hz) zu erkennen. Im Vergleich zum freierollenden Zustand erhöht sich diese bei der weichen Mischung um 4 dB mehr als bei der harten Mischung, da die weichen Klötze weiter am Reifenauslauf ausgelenkt sind und somit auch heftiger ausschnappen. Ab 1400 Hz jedoch fällt der Schallpegelverlauf unter die Verläufe der anderen beiden Reifen und trägt somit zur Geräuschreduktion bei. Da unter Antriebsmoment gerade im hochfrequenten Bereich keine Überhöhungen auftreten, müssen die Profilklotze des weichen Reifens zu großen Teilen haften. Dies hat sich bei den bereits vorgestellten Untersuchungen am Unterflurlabor bestätigt. Der scherharte Reifen hingegen gleitet und erzeugt hochfrequente Reifen-Fahrbahn-Geräusche. Bemerkenswert ist, dass die Gleiteffekte des scherharten Reifens dominanter sind als die Ausschnappeffekte des weichen Profils. Das Gleiten in der Kontaktfläche hat somit einen großen Anteil am Reifen-Fahrbahn-Geräusch unter Antriebsmoment.

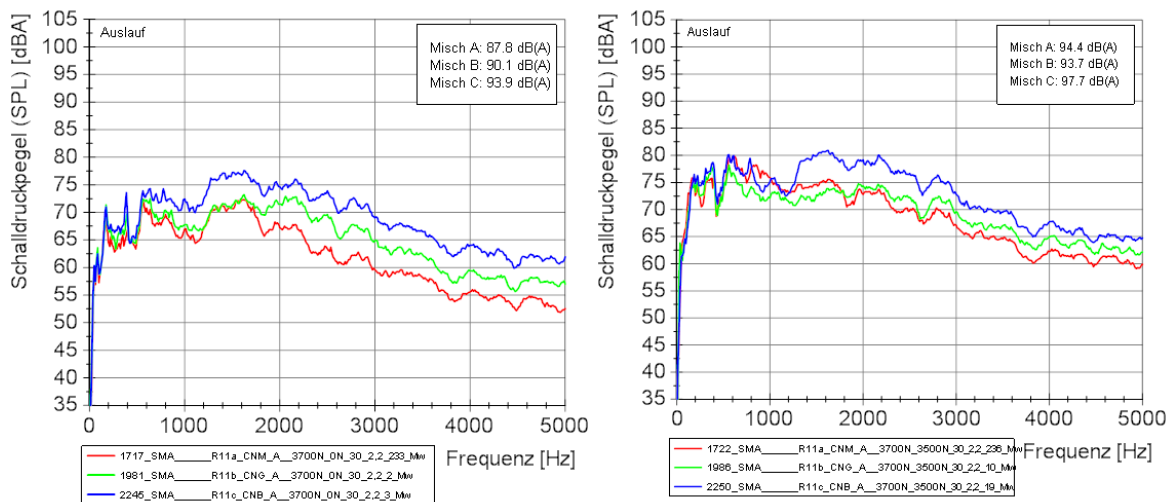


Abbildung 27: Vergleich der Schersteifigkeit, links freierollend, rechts unter Antriebskraft von 3500N

Die gefundenen Ergebnisse im Prüfstand lassen sich auch bei der Vorbeifahrt finden (Abbildung 28). Sowohl bei der Konstantfahrt von 30 km/h als auch bei einer Antriebskraft von 3500 N ist das scherweiche Profil A um bis zu 1,4 dB geräuschärmer als das scherharte Reifenprofil C.

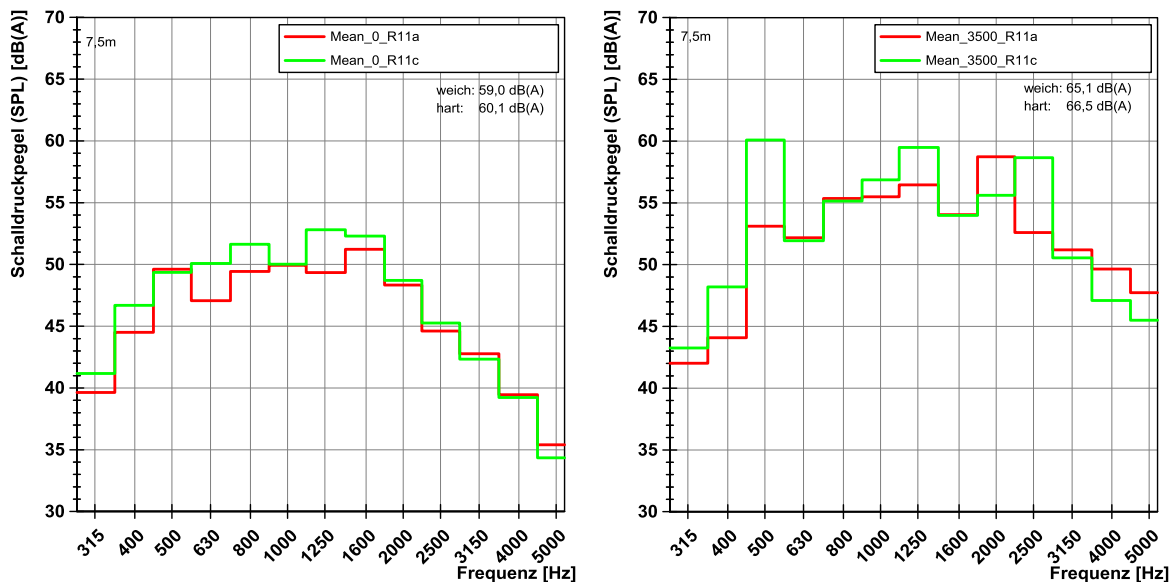


Abbildung 28: Vergleich der Schersteifigkeit, Vorbeifahrt konstant und unter Antriebsmoment

5.2.5. Validierung mittels Überfahrtsensor

Neben dem Unterflurlabor und der Vorbeifahrtmessung wurden die Haft- und Gleiteffekte mit einem Überfahrtsensor untersucht. Hierzu wird eine Aluminiumfahrbahn in die Innentrommel integriert, aus der an einer Stelle ein triaxialer Messstift mit definierter Höhe herausragt. Wird der Stift vom Reifen überfahren, so misst er die entstandenen Kräfte in x-, y- und z-Richtung und überträgt die Spannungssignale mittels mitrotierender Telemetrie zur feststehenden Aufzeichnungseinheit des IPS. Die Signale können mit einer Abtastrate von bis zu 25 kHz aufgenommen und gespeichert werden. Rollt ein Klotz unter Antriebsmoment über den Sensor, kann über den Verlauf der Kraftkurve auf Haften oder Gleiten geschlossen werden. Da die übertragbare Kraft im Latsch vom Einlauf zum Auslauf zunimmt, steigt die übertragbare Kraft eines haftenden Klotzes ebenfalls bis zum Auslauf an. Wird die Gleitgrenze erreicht, rutscht der Klotz mit einer konstanten Gleitkraft durch die Bodenaufstandsfläche. Im aufgezeichneten Kraftverlauf über dem Latsch ist dies als waagrechter Kurvenabschnitt zu erkennen.

Untersucht wurden sowohl die Reifen mit unterschiedlichen Gummimischungen als auch mit unterschiedlicher Profilklotzgeometrie. Es zeigt sich, dass der Reifen mit der harten Mischung C (Abbildung 29, rechts) bereits bei geringen Umfangskräften von 1500 N in weiten Teilen der Aufstandsfläche gleitet. Wird die Umfangskraft auf 1900 N erhöht, so gleitet der Reifen über den gesamten Latsch (Gleiten = horizontale Linie). Der Reifen mit der weichen Gummimischung A hingegen zeigt auch bei 1900 N keine ausgeprägte Gleitzone. Wie auch bei den Untersuchungen am Unterflurlabor zeigt sich, dass an keiner Stelle des Durchlaufens durch die Bodenaufstandsfläche der Reifen zu gleiten beginnt. Er kann somit sein volles Kraftpotential auf die Straße übertragen. Die Wegdifferenzen zwischen Karkasse und Fahrbahn, die unter Antriebsmoment unweigerlich entstehen, können durch Auslenkung der weichen Blöcke kompensiert werden [Sta14]. Wird die Umfangssteifigkeit durch Variation der Bocklänge variiert, zeigt sich der gleiche Trend.

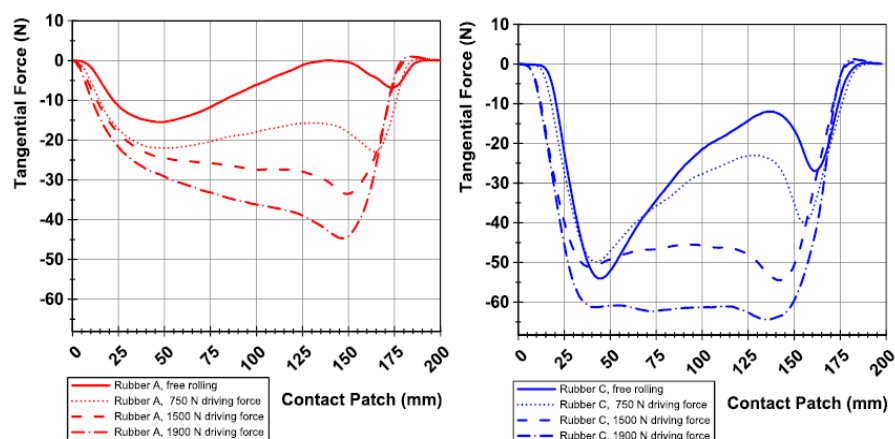


Abbildung 29: Vergleich der Gummimischungen A und C mittels Überfahrtsensor [Sta14]

5.2.6. Zwischenfazit

Größere und somit steifere Profilklotze beginnen im Vergleich zu kleinen und weichen Profilklotzen früher zu gleiten und tragen somit zu einer Geräuscherhöhung vor allem im höherfrequenten Bereich ab 1500 Hz bei. Weiche Blöcke kompensieren die Wegdifferenz zwischen Karkasse und Fahrbahn und haften länger an der Fahrbahn. Haftenden Profilklotze schnappen im Reifenauslauf zwar heftiger aus und erhöhen somit den Geräuschpegel um die erste Blockharmonische herum, da diese Blöcke aber weniger gleiten, erzeugen sie somit geringe Geräuschpegel im Frequenzbereich zwischen 1500 Hz und 5000 Hz. Dies führt global betrachtet zu einer Geräuschpegelreduktion.

5.3. Einfluss anisotroper Fahrbahntexturen auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch

Neben den geräuschoptimierten Asphaltfahrbahnen wurde am KIT auch eine künstliche anisotrope Fahrbahn aus Kunstharz hergestellt um deren Einfluss auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch zu analysieren. Hierfür wurden von Hand mehrere kurze Fahrbahnsektionen mit Einzelsteinen gesetzt und dann mittels Abdruckverfahren [Buer12] auf die 1,6 m lange Fahrbahnkassetten vervielfältigt (vgl. Abbildung 30). Je nach Abrollrichtung des Reifens treffen die Profilklotze auf die spitze Kante der Fahrbahnsteine (Abbildung 31, rot) bzw. auf die stumpfe Kante (grün) auf.



Abbildung 30: Anisotrope Fahrbahn nach vorne gerichtet mit Mikrofonposition

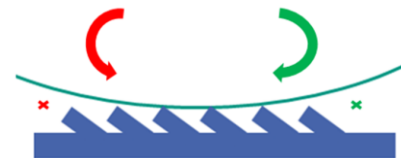


Abbildung 31: Schematische Darstellung der anisotropen künstlichen Fahrbahn mit Kennzeichnung der Fahrtrichtung (vorwärts = rot) und Mikrofonpositionen (Einlauf)

Untersuchungen bei einer Geschwindigkeit von 30 km/h zeigen, dass im Gegensatz zu einem isotropen Fahrbahnbelag wie dem Safety Walk, die anisotrope Fahrbahn deutliche Geräuschunterschiede in Bezug auf die Abrollrichtung vorweist. Im freirollenden Zustand bei Vorwärtsfahrt (vgl. Abbildung 32, durchgezogene, rote Kurve) liegt der Gesamtschalldruckpegel und auch der Verlauf der Frequenzanalyse auf ähnlichem Niveau wie der Safety Walk. Wird in gegenläufiger Richtung über die Fahrbahn gefahren, ergibt sich ein erhöhtes Reifen-Fahrbahn-Geräusch (grüne Kurve). Der Einfluss eines Bremsmomentes (gestrichelt Kurven) erzeugt bei Rückwärtsfahrt keine wesentlichen Geräuschveränderungen. Bei Vorwärtsfahrt zeigt sich jedoch ab einer Frequenz von 3000 Hz eine hochfrequente Pegeländerung. Eine mögliche Erklärung für diese Pegelerhöhung sind erneut Gleiteffekte. Wird bei Vorwärtsfahrt ein Bremsmoment eingeleitet, muss dieses über die stumpfen, flachen Kanten der Fahrbahnsteine abgestützt werden. Da im Gegensatz zum Antreiben und der daraus folgenden griffigen Fahrbahn das Haftvermögen der Fahrbahn herabgesetzt wird, fangen die Profilklotze an zu gleiten und erzeugen hochfrequente Schallanteile.

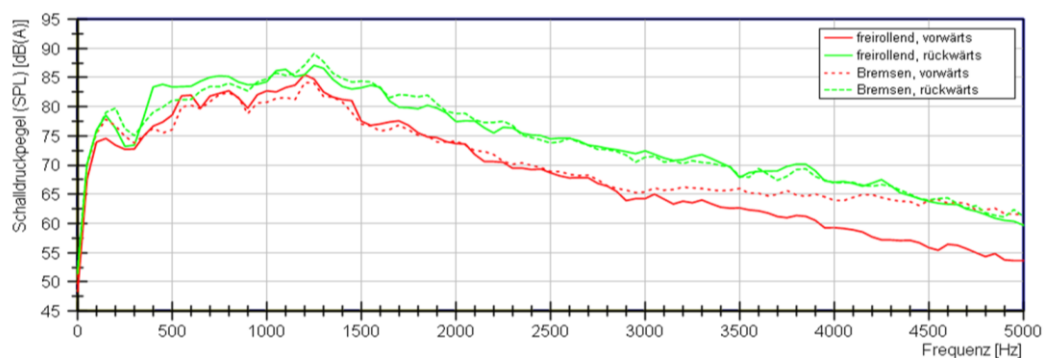


Abbildung 32: Einfluss der Fahrtrichtung und des Bremsmomentes auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch im Reifeneinlauf (durchgezogen = freirollend, gestrichelt = Bremsmoment)

5.3.1. Zwischenfazit

Es konnte gezeigt werden, dass anisotrope Fahrbahntexturen je nach Überrollrichtung Einfluss auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch haben. Nutzen könnte man diese Fahrbahnen beispielsweise an Fußgängerübergängen. Nähert sich ein leises Elektrofahrzeug und leitet einen Bremsvorgang ein, so sendet die Fahrbahn hochfrequente Warnsignale aus. In einem Probandenversuch sollte die tatsächliche Warnwirkung, mit Variation von Steingrößen und -winkel, analysiert werden. Über Haftbeiwertmessungen sollte zusätzlich untersucht werden wie diese Fahrbahn den Bremsweg beeinflusst.

5.4. Berechnungsmodell zur Kontaktkraft

Um die Effekte der Antriebs- und Bremskraft auch in der Simulation vorhersagen zu können, wurde in diesem Teilprojekt ein Modell zur Berechnung der Kontaktkraft entwickelt. Aus einem Reifenprofildesign soll somit eine Vorhersage zum Vorbeifahrtpegel getroffen werden. Mittels Bürstenmodell wird ein Zeitsignal der Kontaktkräfte des Reifenprofils generiert und zur physikalischen Modellbildung von Geräuschenstehungsmechanismen unter Antriebsmoment genutzt.

Ausgangspunkt des Berechnungstools ist ein kontinuierlicher Reifenabdruck über seinem Umfang, der entweder aus der Profilkonstruktionszeichnung oder auch von einem realen Latschabdruck (Abbildung 33) eingelesen werden kann. Über diesen Abdruck wird eine Maske gelegt (Abbildung 34), welche für einen bestimmten Zeitpunkt den jeweils vorliegenden Abdruck generiert. In dieser Maske werden geometrische Größen wie Flächeninhalt und Mittelpunkt für jeden Einzelblock berechnet, um die Flächenlast (abhängig von der jeweiligen Radlast) jedes Profilklotzes jeweils einer Borste im Mittelpunkt jedes Profilklotzes zuordnen zu können. Die so entstandene Radlastmatrix wird mit einer Pressungsverteilung in Längs- und Querrichtung überlagert (Abbildung 35). Für jedes Bürstenelement wird ohne Berücksichtigung der benachbarten Borsten die Auslenkung durch freies Abrollen und durch eine vorgegebene Antriebs- oder Bremskraft berechnet. Diese beiden Kurven werden überlagert und durch Haft- und Gleitgrenzen limitiert. Steigt die Kraft über die maximale Haftgrenze an, fällt der Kurvenverlauf auf die Gleitkurve zurück und wird dort bis zum Reifenauslauf fortgeführt (Abbildung 36, oben).

Um einen Einzahlwert der tangentialen Kontaktkraft berechnen zu können, wird ein repräsentativer Vergleichswert gebildet. Für jeden Block wird in der Momentaufnahme der Maske die Lage des Mittelpunkts jedes Blocks berechnet und an dieser Stelle die vorherrschende Deformation oder Umfangskraft ausgelesen (vgl. Abbildung 36). Die Summe aller Einzelumfangkräfte der Blöcke ergibt die aktuell übertragende Umfangskraft. Werden diese generierten Gesamtdeformationen oder -kräfte über der Zeit aufgetragen, erhält man einen geschwindigkeitsabhängigen Deformations- oder Kraftverlauf der Klötze in der Bodenaufstandsfläche (Abbildung 37). Der Kraftverlauf resultiert dabei ausschließlich aus den Haft- und Gleitanteilen der übertragbaren Umfangskraft. Das Gesamtschwingungsverhalten der Reifenstruktur wird aktuell nicht berücksichtigt.

Diese Kraftverläufe legen die Grundlage für eine Berechnung der Schallanteile die durch Umfangskraft zusätzlich zum freirollenden Reifen-Fahrbahn-Geräusch entstehen. Für die Weiterverarbeitung durch das Geräuschmodell SPERoN, ist ein Modell zwischen Kraft und Abrollgeräusch notwendig. Um die durch Umfangskraft hervorgerufen Effekte mit einem Modell beschreiben zu können, wird die berechnete Umfangskraft mit real gemessenen beschleunigten Vorbeifahrtmessungen verglichen. Der zeitliche Kraftverlauf der Umfangskraft wird hierzu in ein Frequenzspekt-

rum in Terzen transformiert und den Terzen aus der Vorbeifahrt zugeordnet. Für jede Terzpaarung wird ein statistischer Zusammenhang zwischen berechneter Umfangskraft und gemessener Schalldruckpegel der Vorbeifahrt berechnet. Mit Hilfe dieser statistischen Zuordnung können dann die Geräuschanteile aufgrund von wirkenden Umfangskräften (Beschleunigen oder Bremsen) auch bei anderen Profilgeometrien berechnet werden.

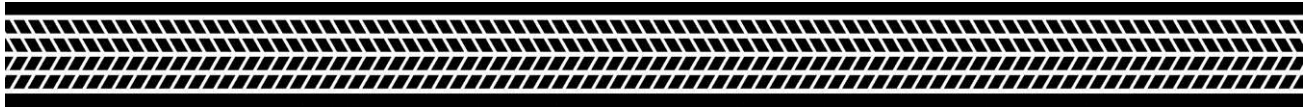


Abbildung 33: Reifenabdruck über den kompletten Reifenumfang

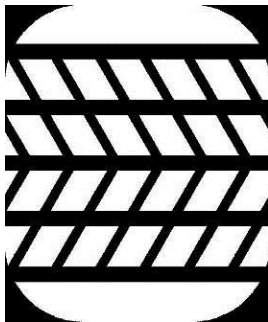


Abbildung 34: Maske des Reifenabdruckes zu definiertem Zeitpunkt

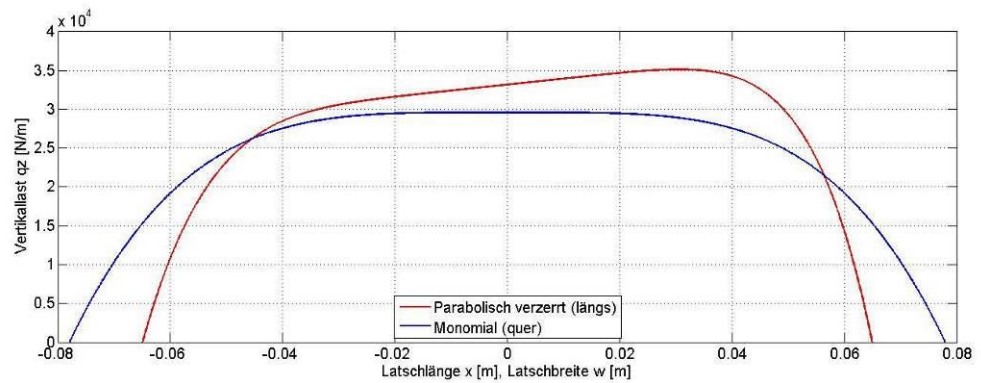


Abbildung 35: Radlastverteilung längs und quer zur Fahrtrichtung

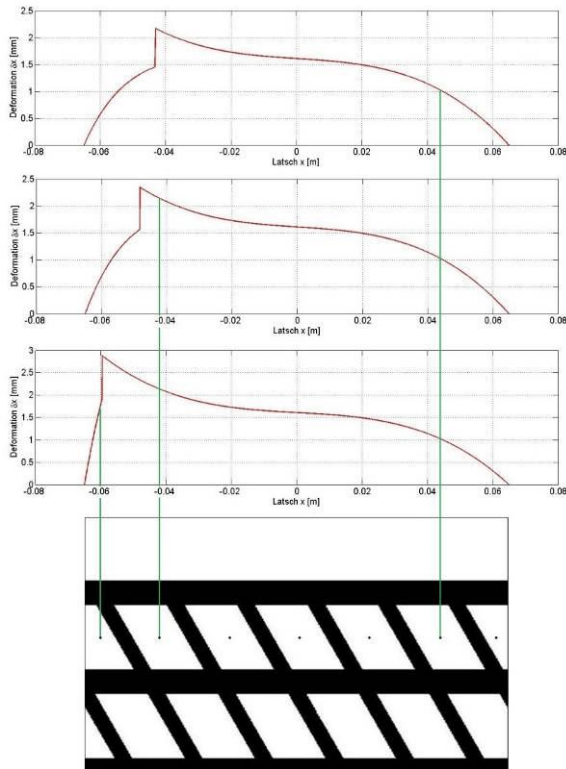


Abbildung 36: Berechnung der Deformation / Umfangskraft für jeden Einzelblock zum Zeitpunkt t_x , Reifeneinlauf auf der rechten Seite

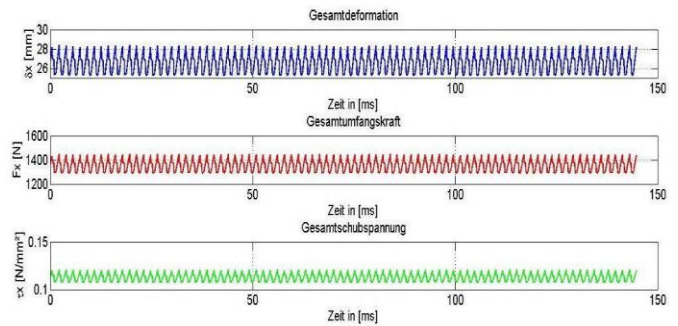


Abbildung 37: Zeitverlauf von Deformation, Umfangskraft und Schubspannung

6. Zusammenfassung

Im Teilprojekt „Geräuschoptimierte Reifen und Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge“ wird ein Reifenprüfstand vorgestellt, auf dem Akustikmessungen auf realen Fahrbahnen unter Antriebs- und Bremsmomenten durchgeführt werden können.

Es wird aufgezeigt, welchen Einfluss eine Momenteninduzierung auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch hat. Zwei unterschiedliche Ansätze zur Beeinflussung bzw. Reduktion von Reifen-Fahrbahn-Geräusch werden vorgestellt.

Der erste Ansatz stellt ein neues Profildesign vor, wobei die quer- und schräglaufenden Rillen nicht radial, sondern unter einem Winkel in den Reifen eingebracht werden. Mit diesem Reifenprofil kann gezielt das Reifen-Fahrbahn-Geräusch je nach Lastfall beeinflusst werden. Antreiben verringert das abgestrahlte Geräusch und trägt somit zu einer Geräuschreduktion bei, wohingegen Bremsen bei niedrigen Geschwindigkeiten zu einer Erhöhung führt. Diese Geräusche können als Warnsignale für Passanten im innerstädtischen Bereich genutzt werden.

Der zweite Ansatz untersucht den Einfluss der Profilsteifigkeit auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch. Es zeigt sich, dass ein scherweiches Profil unter Antriebskraft besser die Wegdifferenz zwischen Karkasse und Straße im Block selber ausgleichen kann und somit weniger auf der Fahrbahn gleitet. Durch die Reduktion der Gleitvorgänge wird auch das Reifen-Fahrbahn-Geräusch – vor allem im hochfrequenten Bereich – gesenkt.

Zur Validierung der Thesen wurden unterschiedliche Messverfahren verwendet. Neben den akustischen Nahfeldmessungen im Prüfstand wurden die Reifen bei beschleunigten Vorbeifahrten untersucht. Optische Messungen der Profilklotzverschiebung sowie triaxiale Kraftmessungen in der Bodenaufstandsfläche runden diese Arbeit ab.

Ausgehend von diesen Erkenntnissen wurde mittels Bürstenmodell ein Simulationstool erschaffen, welches die Kontaktkraft in Umfangsrichtung an das bestehende Vorbeifahrts-Simulationstool SPERoN weitergibt. Es kann somit je nach Reifenprofildesign, Rad- und Umfangskraft der zusätzliche Geräuschanteil zum Vorbeifahrtpegel berechnet werden.

7. Veröffentlichung der Ergebnisse

- V1 F. Stalter und F. Gauterin: Research on selective manipulation of tyre/road noise under driving torque; In: Proceedings AIA-DAGA EAA Euroregio, Conference on Acoustics, Merano (Italy), 18-21 March 2013, S. 1598-1600
- V2 Stalter, Frank; Gauterin, Frank: Research on tyre/road noise generation under driving torque; In: Proceedings ICSV20, 20th International Congress on Sound and Vibration, Bangkok (Thailand), 7-11 July 2013
- V3 Stalter, Frank; Frey, Michael; Gauterin, Frank: Einfluss des Antriebsmoments auf das Reifengeräusch; Automobiltechnische Zeitschrift 6 (2013), S. 528-533
- V4 Stalter, Frank; Gauterin, Frank: Influence of Circumferential Tread Pattern Stiffness on Tire Road Noise Generation under Driving Torque; Internoise 2014: Melbourne, Australia

8. Literatur

- [Att04] Attenberger, Alexander: Straßenverkehr als Sorgenkind des Lärmschutzes : Leises Fahren (Auto(mobil) und Umweltschutz – Technik und Fahrverhalten – an welchen Rädchen dreht der Fahrer?). Augsburg, 29.04.2004. URL www.bayern.de/lfu. – Aktualisierungsdatum: 2004-04-29
- [Bab06] Babisch, Wolfgang: Transportation Noise and Cardiovascular Risk : Review and Synthesis of Epidemiological Studies Dose-effect Curve and Risk Estimation. Berlin, Januar 2006 (WaBoLu Hefte)
- [Bec95] Beckenbauer, T., *Einfluss der Fahrbahntextur auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch*, 1995.
- [Buer12] Bürckert, M., Gauterin, F., Unrau, H.-., Untersuchung des Einflusses der Grobtextur auf Messergebnisse mit dem SKM-Messverfahren, Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen, Bergisch Gladbach, Dezember 2012 – Abschlussbericht zum Forschungsprojekt FE 84.0104/2009, Heft S78
- [Bra05] Braess, Hans-Hermann: Vieweg-Handbuch Kraftfahrzeugtechnik : Vieweg Verlag, 2005
- [Com96] Commission of the european Communities: Future Noise Policy : Green Paper. Brüssel, 04.11.1996
- [Den89] Denker, D.: Rollgeräusch und Fahrsicherheit. Wolfsburg, 1989 (VDI Berichte Nr.778)
- [EK10] Europäische Kommission: Wie stark beeinflusst Lärm Ihrer Ansicht nach die eigene Gesundheit?
- [FAS11] FAST, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, URL <http://www.fast.kit.edu/lff/1050.php>
- [Fau10] Faust, Volker.: Lärm-Umweltproblem Nummer 1 und Geißel unserer Zeit : Seelische Störungen erkennen, verstehen, verhindern, behandeln (Psychiatrie heute), 2010
- [Gro08] Grollius, Stefanie; Gauterin, Frank: Experimentelle Untersuchung zum Einfluss des Antriebsmomentes auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch : Verbundprojekt: Leiser Straßenverkehr 2. Juli 2009 (86.052/2008)
- [Hau97] Haug, Günther ; Essers, Ulf: Einflüsse der Zugkraft auf die Reifen-Fahrbahn-Geräusche schwerer Nutzfahrzeuge. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift (1997), Nr. 5, S. 266–269
- [Hau99] Haug, G. (Hrsg.): Verfahren zur Bestimmung der Antriebsgeräusche und der zugkraftabhängigen Reifen-Fahrbahn-Geräusche von schweren Nutzfahrzeugen : Expert Verlag, 1999 (Schriftenreihe des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen Uni Stuttgart 11)
- [Hel98] Helfer: Einfluss der Zugkraft auf das Reifen/ Fahrbahngeräusch. Darmstädter Reifenkolloquium, 1998
- [Hof04] Hofstetter, K.: Thermo-mechanical simulation of rubber tread blocks during frictional sliding. unveröffentlichte Dissertation, Fakultät für Bauingenieurwesen der TU Wien, 2004.
- [Lei09] Leister, Günter: Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung : Strategie, Methoden, Tools. 1. Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage GmbH, 2009
- [Len95] Lenz: Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn : Ergebnisse Forschungsschwerpunkt Lärmarme Straßen. 1995 (VDI Berichte 1224)

- [Lud98] Ludwig, D.: Untersuchungen zur Verformung von Pkw- Reifen auf realer Fahrbahn bei Geradeausfahrt unter besonderer Berücksichtigung von Verschleiß und Reibwert. 1998 (Badel, F.: Footprint Physics, Interner Bericht Continental AG, 1993)
- [Mös09] Möser, Michael: Technische Akustik. 8. Aufl. s.l : Springer-Verlag, 2009
- [Olm00] Olms: Untersuchungen mit MARGA zum Fahrbahneinfluss auf Reifen/ Fahrbahngeräusche. Darmstädter Reifenkolloquium, 2000
- [Rei10] Reichert, Urs: Straßenverkehrslärm im Fokus aktueller europäischer Gesetzgebung. 2010
- [San02] Sandberg, Ulf ; Ejsmont, Jerzy A.: Tyre road noise reference book : Informex, 2002
- [Sta13] a Stalter, Frank; Gauterin, Frank: Research on Tyre/Road Noise Generation under Driving Torque. In (International Institute of Acoustics and Vibration (IIAV) Hrsg.): International Congress on Sound and Vibration (ICSV20), 2013.
- [Sta13] b Stalter, Frank; Frey, Michael; Gauterin, Frank: Einfluss des Antriebsmoments auf das Reifengeräusch. Untersuchungen an einem Akustik-Innentrommelprüfstand. In ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 2013, 115; S. 528.
- [Sta14] Stalter, Frank; Gauterin, Frank: Influence of Circumferential Tread Pattern Stiffness on Tire Road Noise Generation under Driving Torque. In: Internoise 2014: Melbourne, Australien
- [Ste89] Steven, H. ; Pauls, H.; Untersuchungen zu einem Messverfahren für das Reifen-Fahrbahn-Geräusch von PKW. Düsseldorf, 1989 (VDI Berichte Nr.778 778)
- [Ste91] Steven, Heinrich: Entwicklung eines Messverfahrens für das RFG von Pkw. 1991 (VDI Berichte 916)
- [Umw08] Umweltbundesamt: Lärmbelastigung in Deutschland nach Geräuschquellen im Jahr 2008 aus Sicht der Bevölkerung
- [WHO99] World Health Organization (WHO): Guidelines for Community Noise, Geneva, 1999

Berichtsblatt

1. ISBN oder ISSN <p style="text-align: center;">geplant</p>	2. Berichtsart (Schlussbericht oder Veröffentlichung) <p style="text-align: center;">Schlussbericht</p>
3. Titel <p>Verbundprojekt „Leiser Straßenverkehr 3“ Teilvorhaben IV: „Geräuschoptimierte Reifen und Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge“</p>	
4. Autor(en) [Name(n), Vorname(n)] <p>Stalter, Frank Gauterin, Frank</p>	5. Abschlussdatum des Vorhabens <p style="text-align: center;">30.06.2014</p>
	6. Veröffentlichungsdatum <p style="text-align: center;">geplant für Frühjahr 2015</p>
	7. Form der Publikation <p style="text-align: center;">Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen</p>
8. Durchführende Institution(en) (Name, Adresse) <p>Karlsruher Institut für Technologie Institut für Fahrzeugsystemtechnik Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik Kaiserstraße 12, 76131 Karlsruhe</p>	9. Ber. Nr. Durchführende Institution
	10. Förderkennzeichen <p style="text-align: center;">19 U 10016 D</p>
	11. Seitenzahl <p style="text-align: center;">29</p>
12. Fördernde Institution (Name, Adresse) <p>Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) 53170 Bonn</p>	13. Literaturangaben <p style="text-align: center;">29</p>
	14. Tabellen <p style="text-align: center;">4</p>
	15. Abbildungen <p style="text-align: center;">37</p>
16. Zusätzliche Angaben 	
17. Vorgelegt bei (Titel, Ort, Datum) 	
18. Kurzfassung <p>In diesem Teilprojekt wird ein Reifenprüfstand vorgestellt, auf dem Akustikmessungen auf realen Fahrbahnen unter Antriebs- und Bremsmomenten durchgeführt werden können. Es wird aufgezeigt, welchen Einfluss die Übertragung eines Antriebs- bzw. Bremsmoments auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch hat. Zwei unterschiedliche Ansätze zur Beeinflussung bzw. Reduktion von Reifen-Fahrbahn-Geräusch werden vorgestellt. Der erste Ansatz stellt ein neues Profildesign vor, wobei die quer- und schräglaufenden Rillen nicht radial, sondern unter einem Winkel in den Reifen eingebracht werden. Mit diesem Reifenprofil kann gezielt das Reifen-Fahrbahn-Geräusch je nach Lastfall beeinflusst werden. Antreiben verringert das abgestrahlte Geräusch und trägt somit zu einer Geräuschreduktion bei, wohingegen Bremsen bei niedrigen Geschwindigkeiten zu einer Erhöhung führt. Diese Geräusche können als Warnsignale für Passanten im innerstädtischen Bereich genutzt werden. Der zweite Ansatz untersucht den Einfluss der Profilsteifigkeit auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch. Es zeigt sich, dass ein scherweiches Profil unter Antriebskraft in der Bodenaufstandsfläche besser die Wegdifferenz zwischen Karkasse und Straße im Block selber ausgleichen kann und somit weniger auf der Fahrbahn gleitet. Durch die Reduktion der Gleitvorgänge wird auch das Reifen-Fahrbahn-Geräusch – vor allem im hochfrequenten Bereich – gesenkt. Zur Validierung der Thesen wurden unterschiedliche Messverfahren verwendet. Neben den akustischen Nahfeldmessungen im Prüfstand wurden die Reifen bei beschleunigten Vorbeifahrten untersucht. Optische Messungen der Profilklotzverschiebung, triaxiale Kraftmessungen in der Bodenaufstandsfläche sowie eine Simulation zur Schubspannungsverteilung im Laufstreifen des Reifens runden diese Arbeit ab.</p>	
19. Schlagwörter <p>Reifen-Fahrbahn-Geräusch, Antriebsmoment, Umfangskraft, Elektrofahrzeug</p>	
20. Verlag <p>Carl Schünemann Verlag GmbH, 28195 Bremen</p>	21. Preis

Document Control Sheet

1. ISBN or ISSN planned	2. type of document (e.g. report, publication) Final Report
3. title Joint Project "Quiet Road Traffic 3" Sub-Project „ Acoustic Optimization of Tires and Roadways for Electric Vehicles”	
4. author(s) (family name, first name(s)) Stalter, Frank Gauterin, Frank	5. end of project 30.06.2014
	6. publication date planned in spring 2015
	7. form of publication Reports of Bundesanstalt für Straßenwesen
8. performing organization(s) (name, address) Karlsruher Institut für Technologie Institut für Fahrzeugsystemtechnik Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik Kaiserstraße 12, 76131 Karlsruhe	9. originator's report no.
	10. reference no. 19 U 10016 D
	11. no. of pages 29
12. sponsoring agency (name, address) Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) 53170 Bonn	13. no. of references 29
	14. no. of tables 4
	15. no. of figures 37
16. supplementary notes	
17. presented at (title, place, date)	
18. abstract <p>In this project, a tire test rig for acoustic measurements under driving and braking moments on real road pavements is presented. The influence of an applied driving or braking torque on the tire-road noise is shown. Two different approaches are presented which will influence and reduce the tire-road noise.</p> <p>The first approach introduces a new tread pattern design. Here the transverse and oblique grooves are not cut rectangular to the tire surface but at an angle diverse to 90 degrees. With this tire tread design the tire-road noise can be affected depending on the operation mode. Traction reduces the radiated noise and thus contributes to a noise reduction, whereas braking at low speeds results in an increased noise. These sounds can be used as warning signals for pedestrians in urban areas.</p> <p>The second approach examines the influence of the tread pattern stiffness on tire-road noise. There is an tendency, that shear resilient tread pattern emits less tire-road noise under driving forces, because this pattern can compensate the path length differences between road and carcass during acceleration for a longer time and consequently starts sliding on the road at a later stage. By reducing the sliding processes the tire-road noise is reduced - especially in high frequency range.</p> <p>To validate the theses different measurement methods were used. In addition to acoustic near-field measurements at the tire test rig, tires were tested using outdoor pass-by noise measurements. Optical measurements of tread block movement, tri-axial force measurements in the contact patch and a simulation of shear stress distribution in the tire tread complete this work.</p>	
19. keywords tire-road noise, tread pattern, driving torque, braking torque, longitudinal force, electric vehicle	
20. publisher Carl Schünemann Verlag GmbH, 28195 Bremen	21. price