

Einfluss verschiedener Radquerschnitte auf Rollgeräusche bei Schienenfahrzeugen

Christian Klaus, Katja Stampka, Ennes Sarradj

TU Berlin, Fachgebiet Technische Akustik, klaus.christian@gmail.com

Einleitung

Rollgeräusche stellen bei mittleren Geschwindigkeiten die dominante Geräuschquelle bei Schienenfahrzeugen dar [1]. Während bei Frequenzen unterhalb von 2 kHz der Anteil der Schiene dominant am Rollgeräusch ist, wird bei höheren Frequenzen der Radanteil wichtiger [2]. Für eine Lärminderung ist eine Minimierung der Aufrauung beim Bremsvorgang auf den Radlaufflächen vorteilhaft, denn die Rauheit des Kontaktes zwischen Rad und Schiene bestimmt maßgeblich die Stärke des Rollgeräusches. So konnte zum einen durch die Einführung von Komposit-Bremsbelägen bei Zügen mit Klotzbremsen und zum anderen durch die Anwendung von scheibengebremsten Rädern eine deutliche Lärmreduzierung bewerkstelligt werden [3]. Ein anderer Ansatz ist die Beeinflussung des Modalverhaltens des Rades. Ein Ziel hierbei ist es, die durch Rauheit von Rad und Schiene vertikal angeregten Radialmoden des Rades zu dämpfen oder in der Frequenz zu verschieben und dadurch den Entstehungsmechanismus des Rollgeräusches abzuschwächen. Näheres dazu ist in [3] zu finden. Die Beeinflussung des Modalverhaltens kann durch unterschiedliche Änderungen am Querschnitt des Rades bewerkstelligt werden. Eine Verringerung des Durchmessers und steifere Konstruktionen der Räder erzielten positive Effekte auf die Rollgeräuschenstehung [3]. Auch zur Reduzierung des durch das Rad abgestrahlten Rollgeräusches kann das Modalverhalten des Rades beeinflusst werden, beispielsweise durch eine symmetrische Masseverteilung um die Radmittellachse. [4]

Untersucht werden soll hier, wie sich diese konstruktiven Maßnahmen nicht nur auf das Modalverhalten des Rades, sondern auch während einer Überfahrt auf das Schwingverhalten der Schiene und damit auch auf den Rollgeräuschanteil der Schiene auswirken. Dazu werden ausgehend von zwei real existierenden Rädern mit Durchmessern von 84 cm und 92 cm drei Radentwürfe mit systematischen Abwandlungen der Radquerschnitte entworfen. Zur Beurteilung der Querschnittsänderungen werden die Rezeptanzen der Räder mithilfe der Finiten-Elemente (FE)-Methode bestimmt. Im Anschluss wird sowohl die Frequenz als auch die Dämpfung der Radialmoden der unterschiedlichen Räder miteinander verglichen. Zusätzlich, zum Vergleich der Radialmoden, wird mithilfe eines Zeitbereichsmodells nach Nordborg [5] eine Simulation durchgeführt, um den Einfluss des Rades auf die Schienenschwingungen und damit auf das von der Schiene abgestrahlte Rollgeräusch zu untersuchen.

Querschnitt des Rades

Es werden drei Maßnahmen am Querschnitt des Rades vorgestellt, durch die eine Verringerung des Rollgeräusches erwartet wird. Das Rad lässt sich dazu grob

unterteilen in Nabe, Steg und Radkranz (siehe Abbildung 1). Zunächst wird der Einfluss einer symmetrischen Masseverteilung um die Radmittellachse beleuchtet. Das Rollgeräusch wird durch die Rauheiten von Schiene und Rad angeregt. Wie schon beschrieben, werden hauptsächlich Radialmoden angeregt, die Schallabstrahlung des Rades hingegen erfolgt hauptsächlich durch axiale Schwingung des Steges. Während bei einer Kreisscheibe mit symmetrischem Querschnitt die Radial- und Axialmoden weitgehend isoliert auftreten, kommt es durch den asymmetrischen Querschnitt von Eisenbahnradern zu einer Kopplung von Radial- und Axialmoden. Diese Kopplung kann durch einen symmetrischeren Querschnitt reduziert werden. Dadurch führen vertikale Auslenkungen durch Rauheit zu kleineren axialen Auslenkungen, was wiederum zu einer geringeren Schallabstrahlung des Rades führt. [3]



Abbildung 1: Maßstäbliche Querschnitte der untersuchten Räder und ihre Massen; die gestrichelte Linie stellt die Rotationsachse des Rades dar

Die Form des Steges wurde in einer frühen Untersuchung der TU Berlin durch Labortests im Maßstab 1 : 4 optimiert [3]. Daraus resultierte ein schalloptimiertes Rad, das im Vergleich zum Rad eines Intercitys einen dickeren Steg und größere Radien an den Übergängen von Steg zu Radkranz und Nabe aufwies. Simulationen mit der Prognose-Software TWINS (Track Wheel Interaction Noise Software) ergaben für das optimierte Rad einen um 6 dB reduzierten Schalleistungspegel des Radanteils am Rollgeräusch. [3]

Ebenso wie Änderungen an der Form des Querschnittes, hat der Durchmesser des Rades einen großen Einfluss auf die Rollgeräuschenstehung. Durch eine Verringerung des Durchmessers werden die Eigenfrequenzen zu höheren Frequenzen verschoben. Bei hohen Frequenzen kommt der Kontaktfiltereffekt zum tragen, der dadurch entsteht, dass durch die endliche Kontaktfläche zwischen Rad und Schiene kleine Wellenlängen der Rauheit vom Rad überfahren werden. Die entsprechenden Frequenzanteile können dadurch kaum durch die Rauheit angeregt

werden. Verschieben sich die Eigenfrequenzen über die cut-off-Frequenz des Kontaktfilters, haben sie nur noch einen vernachlässigbaren Effekt, da sie dann nur noch schwach angeregt werden. [6], [4] Es ist als Nachteil von kleinen Rädern zu beachten, dass sie eine kleinere Rad-aufstandsfläche haben, wodurch die cut-off-Frequenz des Kontaktfilters steigt. Jedoch übertrifft die Erhöhung der Eigenfrequenzen mit sinkendem Raddurchmesser diesen Effekt. [3]

Anhand der oben getroffenen Aussagen werden die folgenden Räder untersucht (die Durchmesser in cm sind den jeweiligen Kurzbezeichnungen zu entnehmen):

- Ein real existierendes Rad eines Nahverkehrszuges (RR84) und davon ausgehend
- ein Rad mit symmetrischer Masseverteilung um die Radmittellachse (SR84),
- ein Rad mit verringertem Durchmesser (KR74),
- ein real existierendes Rad eines Nahverkehrszuges (RR92),
- ein Rad mit dickerem Steg und größeren Radien an den Übergängen von Steg zu Radkranz und Nabe (OR92).

Die Querschnitte und Massen der Räder sind in Abbildung 1 dargestellt.

FE-Modell

Die Gittererzeugung für das FE-Modell wird in Gmsh (Version 3.0.1) und die Berechnung in Actran (Version 19.0) durchgeführt. Da die verschiedenen Räder unterschiedlich feine Gitter mit Auflösungen zwischen 0,027 m und 0,041 m verwendet, bei einer oberen Grenzfrequenz von 5 kHz. Innerhalb der einzelnen Räder wird eine konstante Auflösung verwendet. Als Vernetzungsalgorithmus wird die Delaunay-Triangulierung gewählt. Die resultierenden Gitter besitzen zwischen 15508 und 29270 Elemente und zwischen 2634 und 5161 Knoten.

Für das FE-Modell wird das Rad frei gelagert, die Anregung erfolgt durch eine vertikale Einheitskraft ca. in der Mitte der Lauffläche beim Nennkreisdurchmesser.

Als Materialparameter werden Werte für Stahl verwendet ($E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$, $\nu = 0,3$, $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$). Die Materialdämpfung η bewegt sich je nach Stahlsorte zwischen 2×10^{-5} und 3×10^{-4} [7]. Da die Dämpfung im Rad/Schiene Rollkontakt jedoch wesentlich größer ist, wird ein Wert von 0,01 gewählt. Hinzu kommt, dass im verwendeten Zeitbereichsmodell für Werte $\eta < 0,007$ Konvergenzprobleme auftreten. Die Berechnung erfolgt mithilfe einer Modal Extraction (ME) und anschließender Modal Frequency Response bei einer konstanten Frequenzauflösung von 1 Hz. Ausgangsgröße ist die Auslenkung an 34 Punkten entlang des halben Umfangs des Rades. Da die Rezeptanz als der Quotient von Auslenkung zu Kraft definiert ist und ein Einheitskraftanregung vorliegt, entsprechen diese Auslenkungen den Eingangs- und Transferrezeptanzen.

Beschleunigungsdichtespektrum

Zur Beurteilung des Rollgeräusches wird das Beschleunigungsdichtespektrum (BDS) der Schiene untersucht. Dazu werden mit dem Zeitbereichsmodell nach Nordborg mithilfe der zuvor berechneten Eingangs- und Transferrezeptanzen des Rades der Kontaktkraftzeitverlauf sowie die zeitlichen Verläufe der Auslenkungen von Rad und Schiene berechnet. Im Anschluss wird der Kontaktkraftzeitverlauf mithilfe einer Fast-Fourier-Transformation in den Frequenzbereich überführt. Mit dem Betragsquadrat des Kontaktkraftspektrums F und dem Integral der Transferrezeptanzen der Schiene u_{tr} mit einem festen Beobachtungspunkt x über die betrachteten Kontaktpunkte x_k im Intervall des betrachteten Schienenabschnitts $[x_{k,l}, x_{k,r}]$ wird das BDS A berechnet [8]:

$$|A(x)|^2 = \omega^4 |F|^2 \frac{1}{x_{k,r} - x_{k,l}} \int_{x_{k,l}}^{x_{k,r}} |u_{tr}(x, x_k)|^2 dx_k. \quad (1)$$

Eine ausführliche Herleitung erfolgt in [9].

Rezeptanz

Der Vergleich der Räder erfolgt anhand der Eingangsrezeptanz, die die vertikale Auslenkung des Rades im Kontaktpunkt beschreibt und daher auch als vertikale Rezeptanz bezeichnet wird. Anhand dieser lassen sich Dämpfungen und Änderungen der Eigenfrequenzen der Radialmoden untersuchen. Im Folgenden werden Radialmoden mit m Kreisknoten und n Durchmessermoden als $R_{n,m}$ -Mode bezeichnet, Axialmoden nach dem selben Schema als $A_{n,m}$ -Mode. In Abbildung 2 ist der Effekt der symmetrischen Massenverteilung um die Radmittellachse auf die vertikale Rezeptanz des Rades zu sehen. Die Radialmode $R_{3,0}$ und die Axialmode $A_{2,1}$ sind für das Rad RR84 in der Abbildung markiert und liegen 150 Hz auseinander, für das Rad SR84 liegen sie nur 4 Hz voneinander entfernt und sind somit stark gekoppelt. Die Identifizierung der Axialmode $A_{2,1}$ erfolgt über die ME in Actran, in Abbildung 2 weist sie keine Resonanz auf, da sie durch die radiale Kraft kaum angeregt wird. Der Schwerpunkt des Rades RR84 liegt mit 4 mm unter den untersuchten Rädern am weitesten von der Radmittellachse entfernt, während das Rad SR84 einen um Faktor 100 geringeren Abstand von 30 μm aufweist. Die oben getroffene Aussage, dass durch eine symmetrische Massenverteilung die Koppelung von Radialmoden und Axialmoden mit einem Knotenkreis verringert werden kann, kann durch das Rad SR84 nicht bestätigt werden, die Koppelung zwischen den Moden $R_{3,0}$ und $A_{2,1}$ wird sogar verstärkt. Dies würde vermutlich zu einer stärkeren Schallabstrahlung durch das Rad führen.

Zur Untersuchung des Einflusses des Durchmessers werden die Räder RR84 und KR74 miteinander verglichen. Der einzige Unterschied in der Geometrie dieser Räder ist der verkürzte Steg (siehe Abbildung 1). Abbildung 3 zeigt die vertikale Rezeptanz der beiden Räder. Durch den geringeren Durchmesser werden alle Moden zu höheren Frequenzen verschoben, was den Erwartungen entspricht. Der Einfluss der Stegform wird anhand des Vergleichs der Räder RR92 und OR92 aufgezeigt. Das Rad OR92 weist einen dickeren Steg mit größeren Radien zur Nabe und zum Radkranz auf, als das Rad RR92. Die Re-

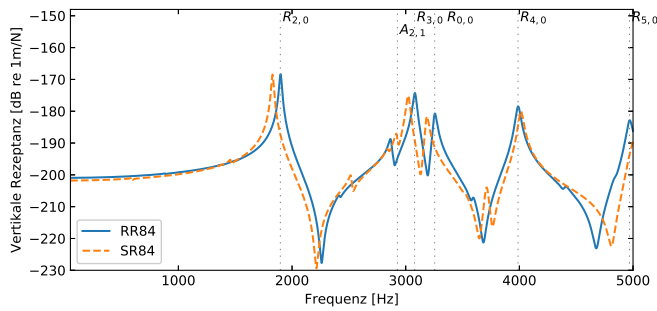


Abbildung 2: Vertikale Rezeptanzen der Räder RR84 und SR84; Markierungen der Radialmoden und der Axialmode $A_{2,1}$ des Rades RR84

zeptanzen der beiden Räder sind in Abbildung 4 dargestellt. Der generelle Verlauf der Rezeptanz des optimierten Rades OR92 bei niedrigen Frequenzen ist 4 dB niedriger. Obwohl der Durchmesser nicht verringert wurde und die Masse des Rades OR92 höher ist (siehe Abbildung 1), werden auch bei diesem Rad alle Radialmoden um 190 Hz bis 490 Hz nach oben verschoben, wobei höhere Moden stärker verschoben werden. Die Radialmoden werden um 3 dB bis 4 dB gedämpft. Der Einfluss der geänderten Stegform auf die Rezeptanz des Rades ist als positiv zu bewerten. Es scheint, als sei die Frequenz der Radialmoden nicht nur vom Gewicht und vom Durchmesser, sondern auch von der Steifigkeit abhängig. Die hohe Masse des Rades OR92 ist insofern negativ einzuschätzen, dass in der Praxis ein Kompromiss zwischen geringer Masse und hoher Steifigkeit anzustreben ist.

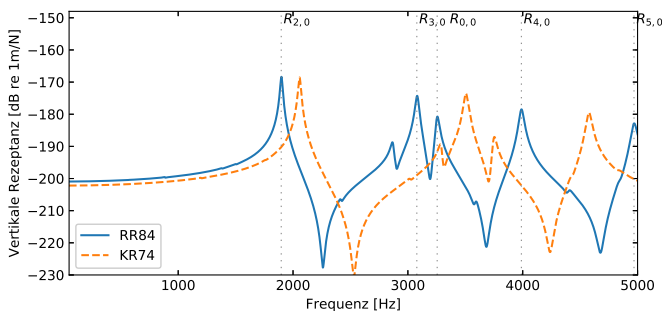


Abbildung 3: Vertikale Rezeptanzen der Räder RR84 und KR74; Markierungen der Radialmoden des Rades RR84

Zusammenhang Rezeptanz/BDS

Abbildung 5 zeigt die BDS der Schiene für alle untersuchten Räder. Bis zu einer Frequenz von 1130 Hz hat das Rad nur einen vernachlässigbaren Einfluss auf das BDS. Im Bereich von 2300 Hz bis 3800 Hz treten einige Resonanzen auf, die sowohl in der Frequenz als auch in der Dämpfung vom Rad abhängig sind. Abgesehen von den Resonanzen ähnelt sich der Verlauf im Bereich von 2300 Hz bis 3800 Hz für alle untersuchten Räder. Durch das Kontaktfilter fällt der generelle Verlauf des BDS der Schiene mit steigender Frequenz ab. Daher ist es als positiv zu bewerten, dass die Resonanzen im BDS der Schiene beim Rad KR74 durch die Reduzierung des Durchmes-

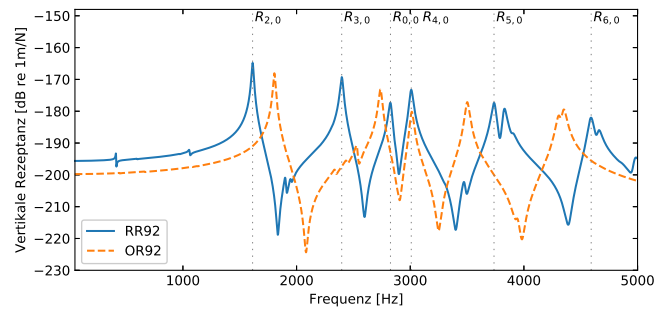


Abbildung 4: Vertikale Rezeptanzen der Räder RR92 und OR92; Markierungen der Radialmoden des Rades RR92

sers im Vergleich zum Rad RR84 zu höheren Frequenzen verschoben werden. Beim Rad OR92 treten die Resonanzen im BDS der Schiene verglichen mit dem Rad RR92 stark gedämpft auf. Zusätzlich werden beim Rad OR92 die Resonanzen im BDS der Schiene zu höheren Frequenzen verschoben, was zu einer Dämpfung der Resonanzen durch das Kontaktfilter führt.

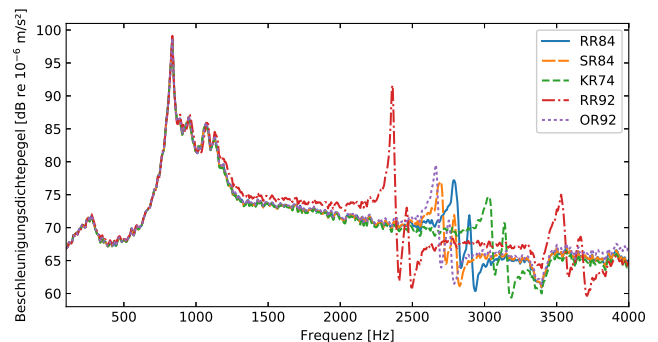


Abbildung 5: BDS der Schiene für alle untersuchten Räder

In Abbildung 6 ist das BDS der Schiene und die Rezeptanz des Rades für die Räder RR84 und KR74 für den Frequenzbereich oberhalb von 1,5 kHz dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Eigenfrequenzen der Rezeptanz nicht mit den Resonanzen des BDS der Schiene zusammenfallen, jedoch herrscht zwischen ihnen ein linearer Zusammenhang, der im Folgenden anhand der Radialmoden und der Resonanz 1 des BDS der Schiene aufgezeigt wird.

Seien $f_a(\text{Res1})$ und $f_b(\text{Res1})$ die Frequenzen von Resonanz 1 der beliebigen Räder a und b sowie $f_a(R_{n,0})$ und $f_b(R_{n,0})$ die Eigenfrequenzen der Radialmoden $R_{n,0}$ der beiden Räder. Dann entspricht für alle oben gemachten Vergleiche das Verhältnis der Frequenzen der Resonanz 1 für zwei beliebige Räder in etwa dem Verhältnis der Eigenfrequenzen der Radialmoden $R_{n,0}$ der beiden Räder:

$$\frac{f_a(\text{Res1})}{f_b(\text{Res1})} \approx \frac{f_a(R_{n,0})}{f_b(R_{n,0})}. \quad (2)$$

Als Beispiel werden die Räder RR84 und KR74 sowie die

Radialmode $R_{2,0}$ in Gleichung (2) eingesetzt:

$$\frac{f_{RR84}(\text{Res1})}{f_{KR74}(\text{Res1})} \approx \frac{f_{RR84}(R_{2,0})}{f_{KR74}(R_{2,0})}. \quad (3)$$

Setzt man in die linke und die rechte Seite von Gleichung (3) die jeweiligen Frequenzen ein, erhält man:

$$\frac{2794\text{Hz}}{3033\text{Hz}} = 0,921 \approx 0,925 = \frac{1902\text{Hz}}{2056\text{Hz}}. \quad (4)$$

Gleichung (4) gilt für alle untersuchten Räder und für alle Radialmoden mit $m = 0$ Kreisknoten. Eine alternative Formulierung ist die folgende: Für ein beliebiges Rad a ist die Frequenz der Resonanz 1 $f_a(\text{Res1})$ mit der Konstanten h proportional zur Eigenfrequenz $f_a(R_{n,0})$ des Rades a :

$$f_a(\text{Res1}) \approx h f_a(R_{n,0}). \quad (5)$$

Dabei ändert sich die Konstante h nicht von Rad zu Rad, sondern es gilt für alle untersuchten Räder beispielsweise für die $R_{2,0}$ -Mode $h \approx 1,47$. Es besteht also ein linearer Zusammenhang zwischen den Frequenzen der Resonanzen im BDS der Schiene und den Frequenzen der Radialmoden der Räder.

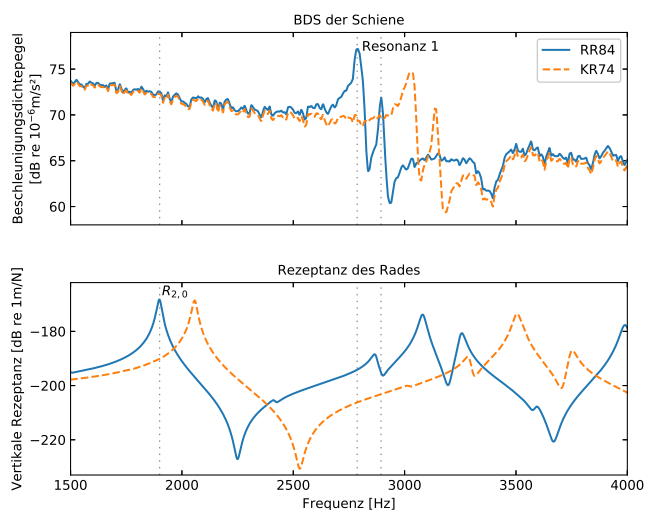


Abbildung 6: Rezeptanz des Rades und BDS der Schiene für die Räder RR84 und KR74; Markierungen der Radialmode $R_{2,0}$ des Rades RR84 und von zwei Resonanzen im BDS der Schiene für das Rad RR84

Fehlerbetrachtung

Die Rezeptanzen werden bei einer deutlich höheren Dämpfung, als sie bei einem freien Rad vorliegt, bestimmt. Dadurch treten die Resonanzen gedämpft auf. Da bei den untersuchten Rädern die Welle, das zweite Rad des Radsatzes sowie die Radbremscheibe nicht berücksichtigt werden, könnte es zu Abweichungen bei den Eigenfrequenzen kommen.

Das verwendete Zeitbereichsmodell berücksichtigt oberhalb von 1,5 kHz nicht alle für das Rollgeräusch relevanten Mechanismen. Daher erlaubt das BDS in diesem

Frequenzbereich keine Rückschlüsse auf das tatsächliche Rollgeräusch. Trotzdem kann es genutzt werden, um den Einfluss verschiedener Radquerschnitte anhand der implementierten Mechanismen miteinander zu vergleichen.

Fazit und Ausblick

Ein möglichst geringer Durchmesser und eine hohe Steifigkeit durch einen dicken Steg und große Radien zwischen Steg und Nabe sowie Steg und Radkranz sind anzustreben. Diese Anforderungen müssen mit Anforderungen aus der Praxis wie geringem Gewicht und Laufruhe in Einklang gebracht werden.

Der Einfluss des Rades auf das BDS der Schiene und damit auf das von der Schiene abgestrahlte Rollgeräusch beschränkt sich auf den Frequenzbereich oberhalb von 2 kHz. Für diesen Frequenzbereich wird ein linearer Zusammenhang zwischen den Radialmoden des Rades und den Resonanzen im BDS der Schiene gefunden. Da im verwendeten Zeitbereichsmodell oberhalb von 1,5 kHz nicht alle für das Rollgeräusch relevanten Mechanismen berücksichtigt werden, sollte in weiteren Untersuchungen beleuchtet werden, ob der Radeinfluss bei Berücksichtigung dieser Mechanismen steigen würde, oder von den Mechanismen in den Hintergrund gerückt werden würde.

Literatur

- [1] Klotz, C: Schalltechnische Strukturoptimierung von Eisenbahnradätzen. Diss. Dresden, Technische Universität Dresden (2012)
- [2] Thompson, D J: Experimental validation of the twins prediction program for rolling noise, part 2: results. *Journal of Sound and Vibration* 193.1 (1996), 137–147
- [3] Thompson, D J: *Railway noise and vibration: mechanisms, modelling and means of control*. 1st ed. Amsterdam; Boston: Elsevier (2009)
- [4] Thompson, D J and Gautier, P-E: Review of research into wheel/rail rolling noise reduction. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 220.4 (2006), 385–408
- [5] Nordborg, A and Kohrs, T: Ein Zeitbereichsmodell zur Beschreibung der Rollgeräuschentstehung. DAGA Nürnberg (2015)
- [6] Thompson, D J: Wheel-rail noise generation, Part II: Wheel vibration. *Journal of Sound and Vibration* 161 (1993), 401–419
- [7] Jones, C J C and Thompson, D J: Rolling noise generated by railway wheels with visco-elastic layers. *Journal of Sound and Vibration* 231.3 (2000), 779–790
- [8] Thomsen, J et al.: Zeitbereichsmodelle für das Rad-Schiene-Rollgeräusch - Teil 2: Kontaktmodelle. DAGA Rostock (2019)
- [9] Nordborg, A and Koh, H-I: Comparison of Two Different Models Describing Railway Noise Generation and Radiation. *Proceedings of Internoise* (2016), 6890-6899