

# Ein Zeitbereichsmodell zur Beschreibung der Rollgeräusentstehung

Anders Nordborg<sup>1</sup>, Torsten Kohrs<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Sound View Instruments, Schweden, anders.nordborg@soundview.se

<sup>2</sup> Bombardier Transportation, Hennigsdorf, torsten.kohrs@de.transport.bombardier.com

## Einleitung

Ein Modell zur Beschreibung der Rollgeräusentstehung und der Rad/Schiene Interaktion wird vorgestellt. Es handelt sich um ein Zeitbereichsmodell, welches den Vorteil hat, auch nichtlineare und nicht stationäre Vorgänge berücksichtigen zu können. In früheren Veröffentlichungen [2, 3] ist die Schiene realistisch modelliert, aber das Rad wurde vereinfacht als eine starre Masse modelliert. In diesem Beitrag wird das Modell weiterentwickelt, indem das Rad auch realistisch mit seinem Eigenverhalten im untersuchten Frequenzbereich modelliert wird.

Die Idee des Modells stammt aus [1].

## Modell

Das Rad rollt vorwärts mit der Geschwindigkeit  $v$  über einer Schiene, die Rauigkeiten auf der Lauffläche hat (Abb. 1). Zwischen Rad und Schiene wirkt eine Kontaktkraft  $f$ , die das Rad und die Schiene zu vertikalen Schwingungen anregt. Die Schwingungsantworten der Schiene  $y_r$  und des Rades  $y_w$  werden mit Hilfe der Impulsantwortfunktionen der Schiene  $g_r$  und des Rades  $g_w$  berechnet,

$$y_{r,w} = \iint g_{r,w} f dx dt \quad (1)$$

Die Starrkörperbewegung des Rades wird wie in [2, 3] berechnet, und beruht auf der Radmasse  $M_w$ , der Vorlast  $P$ , und der mit der Zeit veränderlichen Kontaktkraft  $f$ .

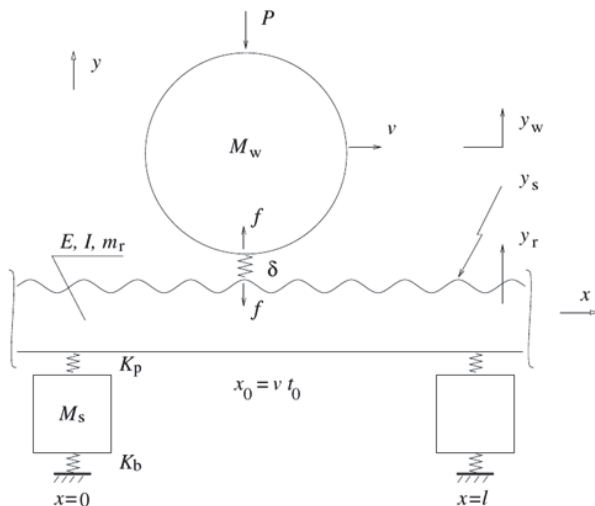


Abbildung 1: Rad/Schiene Interaktionsmodell im Zeitbereich.

In diesem Beitrag wird wie in [2] ein Hertzches Kontaktmodell zur Berechnung der Kontaktkraft verwendet, aber auch das zustandsabhängige Kontaktmodell aus [3] könnte eingesetzt werden. Die Kraft beruht auf der Zusammendrückung  $\delta$  zwischen Rad und Schiene. Die Zusammendrückung beruht auf der Oberflächenrauigkeit

$y_s$ , sowie auf den vertikalen Auslenkungen der Schiene  $y_r$  und des Rades  $y_w$ ,

$$\delta = y_r + y_s - y_w \quad (2)$$

Es besteht also eine Rückwirkung der Schwingungsantwort zur Anregung, die auf jeden Fall in der Theorie zu einer Verstärkung, oder sogar im schlimmsten Falle, einer Instabilität, führen könnte.

Die Berechnung der Schwingungsantworten der Schiene und des Rades während des Rollvorganges erfordert also erst die Impulsantwortfunktionen der Schiene  $g_r$  und des Rades  $g_w$ . Die Impulsantwort der Schiene wird mittels einer inversen Fourier-Transformation der Greenschen Funktion (im Frequenzbereich) der auf Schwellen periodisch gelagerte Schiene berechnet [2]. Für das Rad wird ebenfalls eine inverse Fourier-Transformation verwendet. Die dafür benötigten Punkt- und Transferrezeptanzen in radialer Richtung des Rades sind mit Hilfe eines FEM-Modell des Rades berechnet worden.

## Ergebnisse

### Schienenrezeptanz und Impulsantwort

Die Gleisparameter nach der Tabelle 1 werden für die Berechnungen verwendet. Zwei verschiedene Zwischenlagensteifigkeiten werden eingesetzt: weiche Zwischenlagen mit der Steifigkeit  $K_p = 100$  MN/m, und steife mit  $K_p = 1000$  MN/m. Die „Pinned-pinned“-Mode liegt bei rund 1200 Hz (Abb. 2 und 3), und ist sehr ausgeprägt für die Schiene mit harten Zwischenlagen.

Tabelle 1: Gleisparameter.

Parameter	Value	Unit	Description
$E$	2.1E11	N/m <sup>2</sup>	Rail modulus of elasticity
$\eta_r$	0.02		Rail loss factor
$I$	23E-6	m <sup>4</sup>	Rail moment of area inertia (75 % of nominal value)
$m_r$	60	kg/m	Rail mass per unit length
$M_s$	143	kg	Sleeper mass (half)
$l$	0.6	m	Sleeper spacing
$K_p$	100/1000	MN/m	Pad stiffness (soft/stiff)
$\eta_p$	0.25		Pad loss factor
$K_b$	100	MN/m	Ballast stiffness (under a half sleeper)
$\eta_b$	1.0		Ballast loss factor

Die (mitbewegte) Impulsantwort für die steif gelagerte Schiene (Abb. 5) beinhaltet sehr deutlich Schwingungen der „Pinned-pinned“-Mode. Die Geschwindigkeit ist immer  $v = 300$  km/h in diesem Beitrag. Mit Hilfe der Impulsantwort kann mit einer mitbewegten Schienen-Rezeptanz gerechnet werden (Abb. 6 und 7). Mit dem Ausdruck „mitbewegt“ wird hier verstanden, dass die Anregungskraft sich mit einer Geschwindigkeit  $v$  vorwärts über die Schiene bewegt. Es ist interessant zu beobachten, dass sich die „Pinned-pinned“-Mode in zwei „Resonanz“-Spitzen spaltet, aufgrund der Geschwindigkeit  $v$  der Kraft.

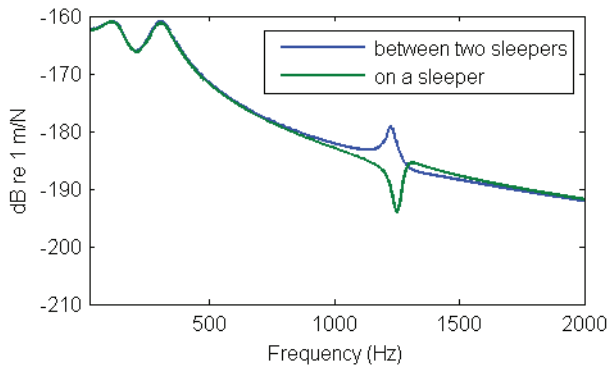


Abbildung 2: Schienenrezeptanz (Betrag), weiche Zwischenlagen.

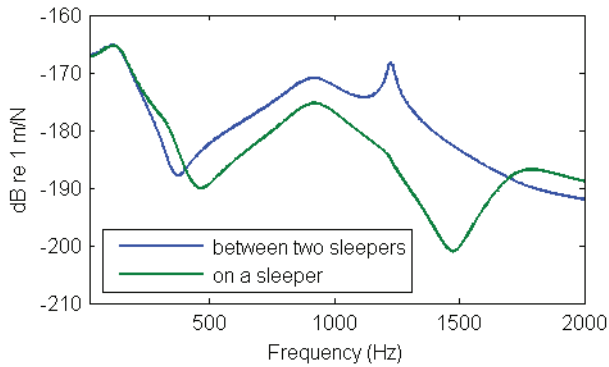


Abbildung 3: Schienenrezeptanz (Betrag), steife Zwischenlagen.

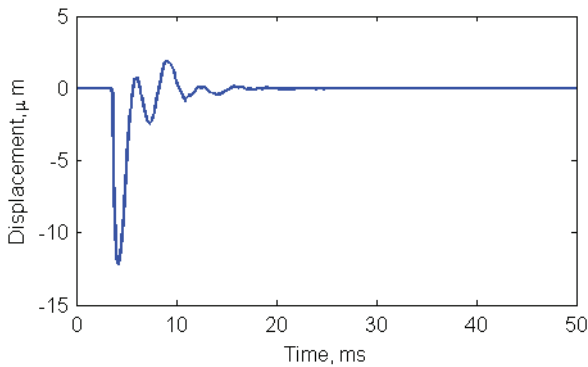


Abbildung 4: Impulsantwort der Schiene, weiche Zwischenlagen,  $v = 300 \text{ km/h}$ .

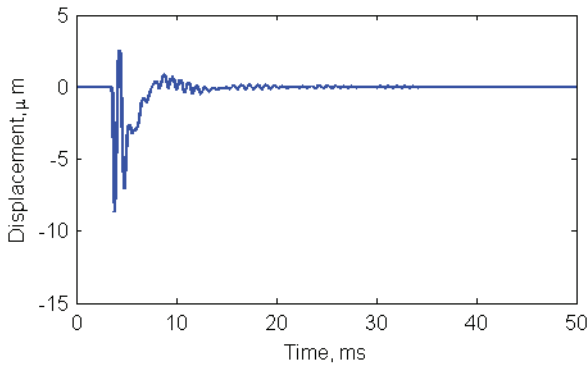


Abbildung 5: Impulsantwort der Schiene, steife Zwischenlagen,  $v = 300 \text{ km/h}$ .

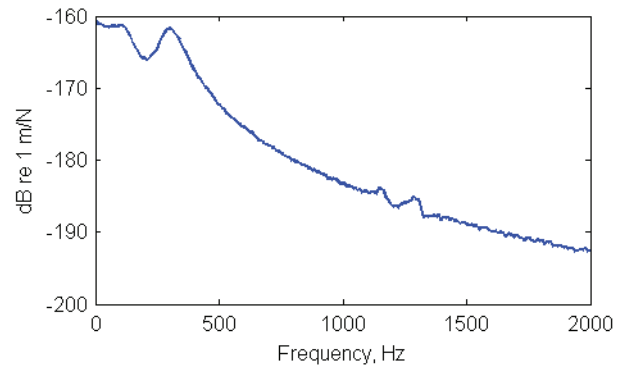


Abbildung 6: Mitbewegte Schienenrezeptanz (Betrag), weiche Zwischenlagen,  $v = 300 \text{ km/h}$ .

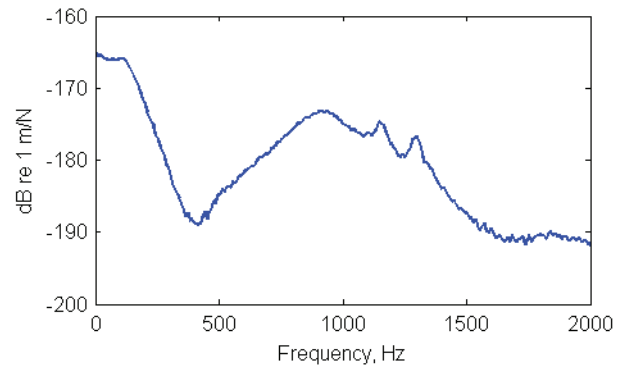


Abbildung 7: Mitbewegte Schienenrezeptanz (Betrag), steife Zwischenlagen,  $v = 300 \text{ km/h}$ .

### Radrezeptanz und Impulsantwort

Die Radrezeptanzen wurden mit Hilfe eines FE-Modells des freien Rades ermittelt, siehe Abb. 8.

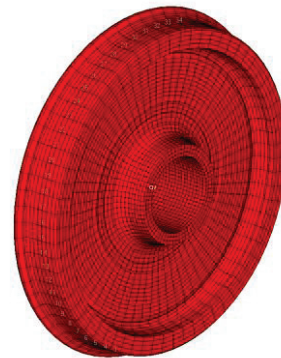


Abbildung 8: FE-Modell des Rades.

Das Modell besteht aus 14425 Volumenelementen (CHEXA). Die Welle des Radsatzes wurde in der Modellierung vernachlässigt. Die Berechnung erfolgte mit Altair OptiStruct 12.0.210, modaler Frequenzantwort-Berechnung (MFREQ), Frequenzbereich 1 bis 5000 Hz, ( $\Delta f = 1 \text{ Hz}$ ). Da das tieffrequente Verhalten mit Starrkörpermoden bereits im oben beschriebenen Modell enthalten ist, wurde bei der modalen Basis für die Berechnung die Starrkörpermoden ausgeschlossen, d.h. die Moden wurden im Bereich 10 Hz bis 7500 Hz extrahiert und für die Berechnung der Frequenzantwort verwendet. Als Materialparameter wurden Werte für Stahl verwendet ( $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$ ,  $\nu = 0,3$ ,  $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$ ). Der

Raddurchmesser beträgt 920 mm. Die Anregung erfolgte ca. in der Mitte der Radläuffläche beim Nennkreisdurchmesser. Die komplexen Frequenzantworten der Schwingwege wurden für eine Einheitskraftanregung am Punkt 1 an 34 Punkten entlang des halben Radumfangs berechnet (siehe Abb. 8), um die Eingangs- und Transferrezeptanzen zu bestimmen. Es wurde zwei Berechnungen mit einem frequenzunabhängigen Verlustfaktor von  $\eta = 0,02$  und  $\eta = 0,002$  durchgeführt.

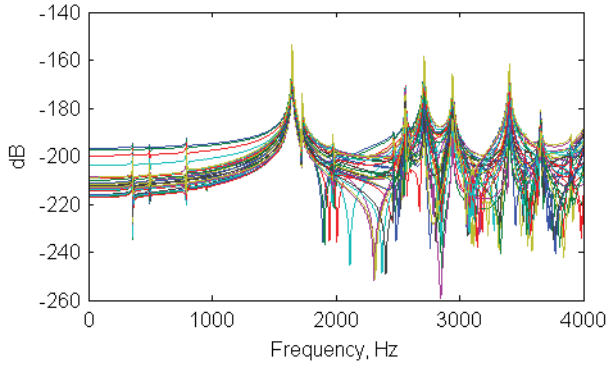


Abbildung 9: Transfer-Rezeptanzen des Rades ( $\eta = 0,002$ ).

Eingangs- und Transfer-Rezeptanzen in radialer Richtung des Rades werden in Abb. 9 gezeigt. Die verwendete Dämpfung ist hier  $\eta = 0,002$  (freies Rad). Für ein Rad im Kontakt mit der Schiene ist die Dämpfung aber höher; in der Berechnungen ist deshalb  $\eta = 0,02$  eingesetzt worden. Die höhere Dämpfung hat auch den Vorteil, dass numerische Instabilitäts- und Konvergenz-Probleme bei der Berechnung der Kontaktkraft vermieden werden können. Die (mitbewegte) Impulsantwort des Rades der niedrigeren Dämpfung (Abb. 10) ist viel länger, als die der höheren Dämpfung (Abb. 11), was eine Erklärung der numerischen Probleme (des Rades mit der niedrigeren Dämpfung) darstellen könnte. Genauso wie für die Schiene werden Resonanz-Spitzen des Rades gesplittet (Abb. 12 und 13), aufgrund der Mitbewegung der Kraft. Je höher die Geschwindigkeit, desto breiter wird der Abstand zwischen den gesplitteten Spitzen.

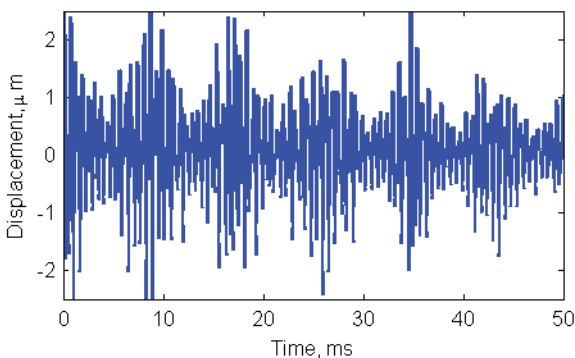


Abbildung 10: Impulsantwort des Rades,  $\eta = 0,002$ ,  $v = 300$  km/h.

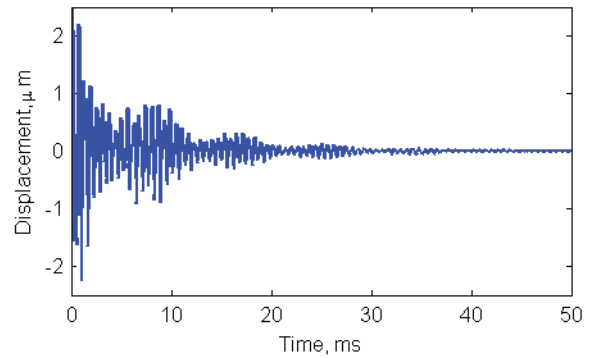


Abbildung 11: Impulsantwort des Rades,  $\eta = 0,02$ ,  $v = 300$  km/h.

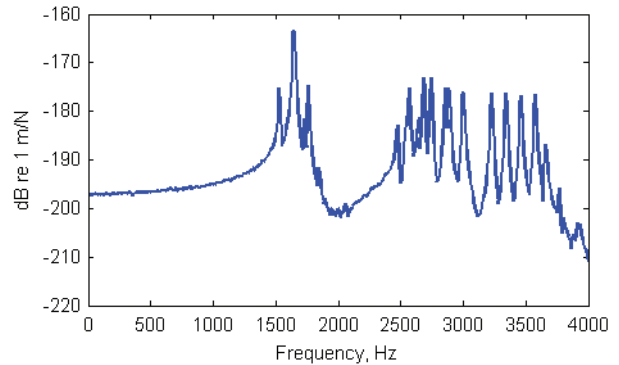


Abbildung 12: Rotierende Radrezeptanz,  $\eta = 0,002$ ,  $v = 300$  km/h.

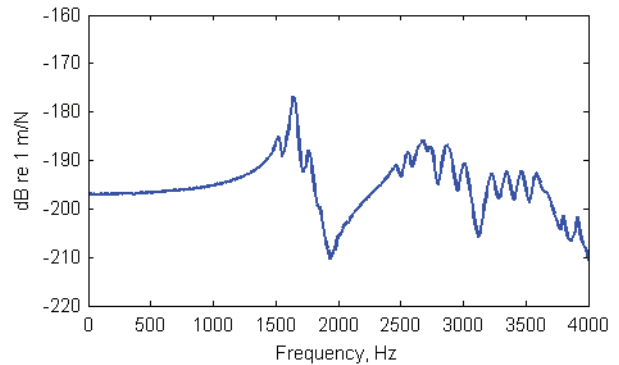


Abbildung 13: Rotierende Radrezeptanz,  $\eta = 0,02$ ,  $v = 300$  km/h.

### Rauigkeiten

Die Schienenrauigkeit ist relativ gering angesetzt worden, 10 dB unter der TSI-Limitkurve (Abb. 14). Dieses Spektrum ist dann in den Zeitbereich mittels einer inversen Fourier-Transformation übertragen worden, um die Schienenrauigkeit  $y_s$  zu erstellen.

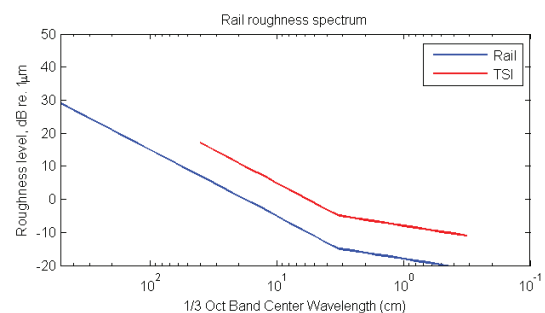


Abbildung 14: Rauigkeitsspektrum der Schiene.

### Schwingungsantwort während des Rollvorganges

Vertikale Schienenschwingungen dominieren über Radschwingungen bis zu 1500 Hz (Abb. 15 und 16), für die hier gewählten Parameterkombinationen der Schiene und des Rades. Gleich über 1500 Hz, und zwischen 2500–3500 Hz dominieren Radschwingungen mit seinen Resonanzen. Die Resonanz-Spitzen spalten sich auf mit der Geschwindigkeit des Rades, genauso wie bei der mitbewegten Rezeptanz des Rades. Auch die „Pinned-pinned“-Frequenz der Schiene spaltet sich auf, was bei steifen Zwischenlagen deutlich wird. Mit steifen Zwischenlagen schwingt die Schiene weniger als die Schiene mit weichen Zwischenlagen unter 1000 Hz, aber viel mehr rund um die „Pinned-pinned“-Frequenz (Abb. 16).

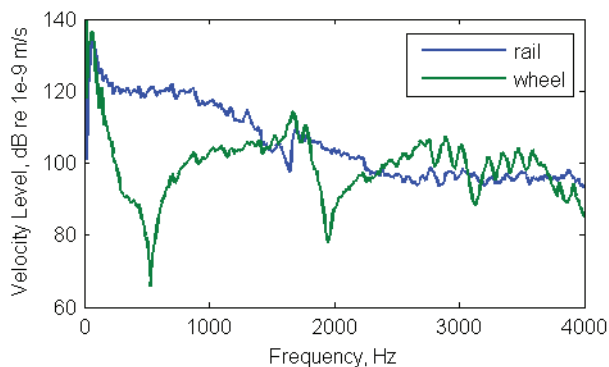


Abbildung 15: Schwingungsantwort Rad und Schiene, weiche Zwischenlagen,  $v = 300 \text{ km/h}$ .

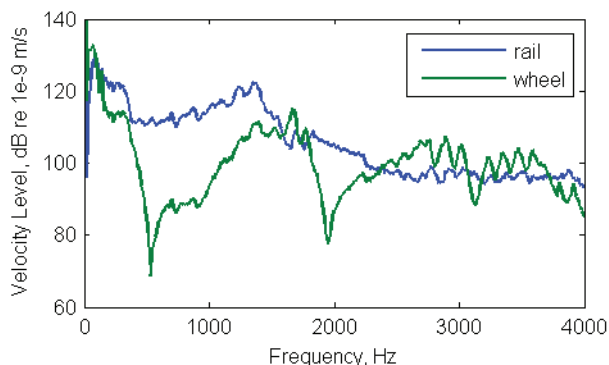


Abbildung 16: Schwingungsantwort Rad und Schiene, steife Zwischenlagen,  $v = 300 \text{ km/h}$ .

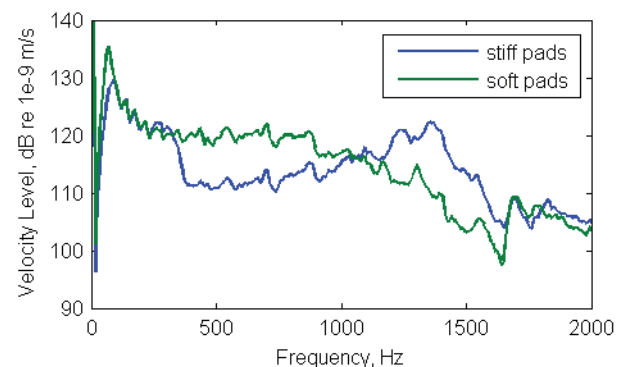


Abbildung 17: Schwingungsantwort der Schiene, weiche und steife Zwischenlagen,  $v = 300 \text{ km/h}$ .

### Diskussion

Es scheint als ob eine Schiene auf steifen Zwischenlagen mehr schwingt, und eventuell auch mehr Schall abstrahlt, als eine Schiene auf weichen Zwischenlagen, aufgrund die kräftigen Überhöhung rund um die „Pinned-pinned“-Frequenz, wenn die Schiene auf steifen Zwischenlagen gelagert ist (Abb. 17). Zu diesem Ergebnisse wäre man mit einem reinen Frequenzbereichsmodell nicht gelangt. Es widerspricht früheren Erfahrungen aus TWINS Berechnungen [4]. Es bleibt zu klären, ob und unter welchen Bedingungen sich dieses Ergebnis auch durch Messergebnisse bestätigen lässt.

Um Gewissheit zu gewinnen sind weitere Untersuchungen erforderlich, da die hier gezeigte Spektren nur Schnellepegel am Kontaktpunkt darstellen; eine Geräuschprognose erfordert auch die Berechnung der Schallabstrahlung unter Berücksichtigung der Abklingrate in der Längsrichtung der Schiene, wie auch eine A-Bewertung.

Unrunde Räder sind ein großes Problem in der Eisenbahntechnologie. Die hier berechneten Ergebnisse können eventuell zum Verständnis des Auftretens dieses Phänomen beitragen. Auf Grund der Rotation spalten sich die Radresonanzen auf (Abb. 12), und die Impulsantwort beinhaltet eine Schwebung (Abb. 10). Falls es so ist, dass es ein Zusammenhang zwischen den Schwingungsamplituden und dem Verschleiß gibt, lässt sich der Zuwachs von unrunder Räder erklären. Bei 300 km/h durchlaufen die Radschwingungen fast genau vier Pulsations-Zyklen pro Radumdrehung.

Interessante und wichtige Aufgaben für die Zukunft sind die folgenden:

- Einsatz des zustandsabhängigen Kontaktmodells.
- Validierung der berechneten Spektren vs. gemessenen Schienenschnellepegel.
- Berechnung der Schallabstrahlung.
- Numerische Simulationsberechnungen um, aus Geräuschminderungssicht, besonders schlechte oder gute Rad- und Schienen-Kombinationen für bestimmte Anregungsbedingungen zu finden.

### Literatur

- [1] M. Heckl. Proposal for a railway simulation program. A Workshop on Rolling Noise Generation. Institut für Technische Akustik, Technische Universität Berlin, 1989.
- [2] A. Nordborg. Wheel/rail noise generation due to nonlinear effects and parametric excitation. Journal of the Acoustical Society of America, 2002.
- [3] A. Nordborg, O. Lundberg. Contributions of contact nonlinearities to wheel/rail noise generation. Forum Acusticum, 2014.
- [4] D. Thompson. Railway Noise and Vibration. Elsevier, 2009.