

Technische Universität Berlin
Fakultät V
Institut für Land- und Seeverkehr und Schienenverkehr
Fachgebiet Schienenfahrzeuge

Zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften
genehmigte Dissertation

Einfluss von Steifigkeit und Dämpfung bei Eisenbahnrädern, insbesondere von Güterwagenrädern, auf die Schallabstrahlung

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Marc Wiemers
aus Gießen

Berlin 2005

Promotionsausschuss :
Vorsitzender : Prof. Dr.-Ing. habil. J. Siegmann
Berichter : Prof. Dr.-Ing. M. Hecht
Berichter : Prof. Dr.-Ing. W. Kropp
Berichter : Dr. B. Schulte-Werning

Tag der wissenschaftlichen Aussprache 17.11.04

D 83

**Widmung:
meiner Tochter Sarah**

Inhaltsverzeichnis

1	Motivation	15
1.1	Einleitung	15
1.2	Ziel der Arbeit	18
2	Stand des Wissens	19
2.1	Schienenfahrzeuge	19
2.2	Schallquellen Güterwagen	19
2.2.1	Schlussfolgerung	21
2.2.2	Schätzung der Schallanteile	22
2.3	Analytische Berechnungsverfahren	24
2.3.1	Impedanz	24
2.3.2	Schall	25
2.3.3	Schallabstrahlung	25
2.3.3.1	Modellvorstellung Schallabstrahlung einer Platte	25
2.3.3.2	Schallleistung	27
2.3.3.3	Punktstrahlersynthese	28
2.3.4	Schallausbreitung	29
2.3.5	System Rad-Schiene	29
2.3.5.1	Kontakt	30
2.3.5.2	Kraftspektrum	31
2.3.5.3	Schienenschwingungen	32
2.3.5.4	Radschwingung	32
2.3.5.5	Radschall	33
2.3.5.6	Schallabstrahlung	33
2.4	Bewertung von Schallereignissen	34
2.4.1	Zeitliche Bewertung	34
2.4.2	Frequenzbewertung	34
2.5	TWINS	35
2.6	Numerische Verfahren	36
2.6.1	Finite-Elemente Methode Akustik	36
2.6.1.1	Randbedingungen	37
2.6.1.2	Betrachtungen	37
2.7	Dämpfung	38
2.7.1	Material-Dämpfung	38
2.7.2	Andere Dämpfungsmodelle	40
2.8	Absorber	41

2.8.1	Funktionsweise von Absorbern	41
2.8.1.1	Beschichtete Platten	41
2.8.1.2	Mehrfach beschichtete Platten	42
2.8.1.3	Schwingungsdämpfung durch Resonanzungen	43
2.8.1.4	Fügestellendämpfung	43
2.8.2	Absorbertypen	44
2.8.2.1	Radscheibenblenden	44
2.8.2.2	Entdröhnung	45
2.8.2.3	Sandwiches	45
2.8.2.4	Resonanzungenabsorber	45
2.8.2.5	Blockabsorber	46
2.8.2.6	Sichelabsorber	46
2.8.2.7	Reibringe	47
2.8.2.8	Reibstifte	47
2.8.2.9	Reibminderung durch Kupferlösung	47
3	Modell dieser Arbeit	49
3.1	Rollgeräuschmodell	49
3.1.1	Realität	50
3.1.2	Modell	50
3.1.2.1	Gültigkeitsbereich	50
3.1.2.2	Schiene	51
3.1.2.3	Randbedingungen	51
3.1.3	Rechengang	51
3.1.3.1	Rad-Schiene-Kraft	52
3.1.3.2	Oberflächen-Schnellen-Berechnung	56
3.1.3.3	Schallabstrahlung	56
3.1.4	Schallabstrahlungsmodell	56
3.1.4.1	Grenzen des Modells	57
3.1.4.2	Rollgeräuschmodell Zusammenfassung	58
3.2	Radbauarten	58
3.3	Absorbermodelle	60
3.3.1	Beschichtungen	60
3.3.2	Resonanzungenabsorber	60
3.3.2.1	Absorbermodellierung	62
3.3.2.2	Fügestellendämpfung	64
3.4	Validierung des Abstrahlungsmodells	64
3.4.1	Pistonphon	64
3.4.2	Institutsrad	64
3.4.3	Institutsrad mit Resonanzungenabsorber	67
3.4.3.1	Ergebnis	67
3.4.3.2	Wirksamkeit	68
3.4.4	Vorbeifahrtmessung BA004	68

4	Ergebnisse	73
4.1	Rauigkeitseinfluss	73
4.2	Eigenschwingungen	74
4.3	Aufstandspunkt	75
4.4	Rad-Kranz – Rad-Scheibe	77
4.4.1	BA004 – Schallquellen	77
4.4.2	VMS-Rad – Schallquellen	78
4.4.3	BA002 – Schallquellen	78
4.5	Radbauart BA002 und BA004	79
4.6	Betrachtung der Ergebnisse	81
5	Maßnahmen	83
5.1	Rauigkeitsminderung	83
5.2	Absorber	84
5.2.1	Beschichtung	84
5.2.2	Beschichtung mit Deckschicht	86
5.2.3	Resonanzabsorber	87
5.3	Radgeometrie	87
5.3.1	Rad-Scheibe	89
5.3.2	Radgeometrieänderungen	90
5.4	Radmaterial	91
5.5	Zusammenfassung der Ergebnisse	92
6	Leises Rad BA004	95
6.1	Mögliche Maßnahmen	95
6.2	Schalldruckpegelminderung	96
6.3	Massebetrachtung	97
6.4	Absorbereigenschaften	98
7	Zusammenfassung und Ausblick	99
	Literaturverzeichnis	101
A	Anhang	109
A.1	Schwingungsformen	109
A.1.1	1677 Hz Scheibenschwingung, Kranz und Scheibe, eine Knotenlinie	110
A.1.2	2136 Hz Scheibenschwingung, Kranz und Scheibe, zwei Knotenlinien	111
A.1.3	3166 Hz Scheibenschwingung, nur Scheibe, null Knotenlinien	112
A.1.4	3449 Hz Scheibenschwingung, nur Scheibe, zwei Knotenlinien	113
A.1.5	4350 Hz Scheibenschwingung, nur Scheibe, drei Knotenlinien	114
A.1.6	4377 Hz Scheibenschwingung, Kranz und Scheibe gegenphasig, zwei Knotenlinien	115
A.1.7	Schallfeld gesamt	116

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis

1.1	Nächtliche Geräuschbelastung in Deutschland	16
1.2	Wahrscheinlichkeit des Auftretens einiger wesentlicher Lärmwirkungen auf den Menschen in Abhängigkeit vom Pegel	17
2.1	Skizze der Abstrahlung einer unendlich großen Platte	26
2.2	Rad-Schiene Geometrie	31
2.3	Kontaktfedern nach Herz zwischen Rad und Schiene	31
2.4	Gehörgerechtes Bewertungsmodell	35
2.5	Übersicht Modell Rollgeräuschenstehung	36
2.6	Dehnungs- und Spannungsverlauf bei einer Verformung	38
2.7	Spannungs-Dehnungskurve eines verlustbehafteten Mediums bei periodischer Beanspruchung	39
2.8	Messung Halbwertsbreite	40
2.9	Beschichtete Platte	41
2.10	Verlustfaktoren beschichteter Platten	42
2.11	Beschichtete Platte mit Deckschicht	43
2.12	Radschallabsorber	45
2.13	VICON-RASA Absorber	46
3.1	Modell Rad-Schiene	49
3.2	Schema der Modellierung	52
3.3	Rad-Schiene-Kräfte aller verwendeten Räder	53
3.4	Vergleich gemessener Rauigkeiten	55
3.5	Verwendete Radmodelle	59
3.6	Vergleich der Schalldruckpegel Institutsrad ohne Dämpfer, mit Dummy-Dämpfer und mit Dämpfern	61
3.7	Schematische Darstellung des Resonanzzungenabsorber-Modells	62
3.8	Schalldruckpegel 1 m über dem Institutsrad	65
3.9	Schnellepegel auf der Rad-Scheibe des Institutsrads	66
3.10	Schalldruckpegel des Institutsrads mit Resonanzzungenabsorber	67
3.11	Radbauart BA004, Schnellen auf der Rad-Scheibe	69
3.12	Radbauart BA004, Schalldruckpegel in 7,5 m Abstand	71
4.1	Rauigkeitseinfluss auf verschiedene Laufräder	73
4.2	Modale Frequenzen aller verwendeten Räder	75
4.3	Schalldruckpegel bei Variation des Radaufstandspunktes der verwendeten Laufräder	76

Abbildungsverzeichnis

4.4	Schalldruckpegel Rad-Kranz und Rad-Scheibe Radbauart BA004	77
4.5	Schalldruckpegel Rad-Kranz und Rad-Scheibe VMS-Rad	79
4.6	Schalldruckpegel Rad-Kranz und Rad-Scheibe Radbauart BA002	80
4.7	Schalldruckpegel BA002 und BA004 bei einer simulierten Vorbeifahrt	81
5.1	Schalldruckpegel BA004 und BA004 mit dämpfender Beschichtung	85
5.2	Schalldruckpegel BA004 mit dämpfender Beschichtung mit Deckschicht	86
5.3	Schalldruckpegel BA004 ohne und mit Resonanzzungenabsorber	88
5.4	Schalldruckpegel BA004 und BA004gerade	89
5.5	Schalldruckpegel BA004 und modifiziertes BA004	91
6.1	Vergleich der Schalldruckpegel BA004 mit modifiziertem BA004	96
A.1	1677 Hz Scheibenschwingung, Kranz und Scheibe, eine Knotenlinie	110
A.2	2136 Hz Scheibenschwingung, Kranz und Scheibe, zwei Knotenlinien	111
A.3	3166 Hz Scheibenschwingung, nur Scheibe, null Knotenlinien	112
A.4	3449 Hz Scheibenschwingung, nur Scheibe, zwei Knotenlinien	113
A.5	4350 Hz Scheibenschwingung, nur Scheibe, drei Knotenlinien	114
A.6	4377 Hz Scheibenschwingung, Kranz und Scheibe gegenphasig, zwei Knotenlinien	115

Tabellenverzeichnis

2.1	Gemittelter Schalldruckpegel 2-achsiger Güterwagen bei 80 km/h in 7,5 m Abstand	20
2.2	Gemittelter Schalldruckpegel 4-achsiger Güterwagen bei 80 km/h in 7,5 m Abstand	21
2.3	Eigene Schätzung der Relevanz der Bauteile bezüglich der Schallabstrahlung bei der Vorbeifahrt eines Güterwagens	22
2.4	Eigene Schätzung der Relevanz des Rads bezüglich der Schallabstrahlung bei der Vorbeifahrt eines Güterwagens	23
2.5	Die Größe von ξ in Abhängigkeit von ϕ in der Herz'schen Formel	30
2.6	Zusammenfassung speziell entwickelter Dämpfer und Absorber für Eisenbahnräder	44
5.1	Zusammenfassung Ergebnisse der Untersuchungen	92
6.1	Übersicht modifiziertes Rad Bauart BA004	97

Formelzeichen

Formelzeichen	Bedeutung
A_R	Querschnittsfläche
A_{WR}, A_{WA}	Fläche des Rades
B	Biegesteifigkeit
b	Halbwertsbreite
c_B	Biegewellengeschwindigkeit
c_L	Schallgeschwindigkeit in der Luft $340 \frac{m}{s}$
c_l	Longitudinalgeschwindigkeit (tabelliert)
d_i	Stärke eines Materials i
$D(\omega, d)$	Bodeneinfluss
E	Elastizitätsmodul
η	Verlustfaktor
η_{opt}	Optimaler Verlustfaktor
\overline{F}	Komplexe Kraft
\widehat{F}_0	Komplexe Kraft Eingangsimpedanz
F_N	Normalkraft
F_V	Kraft zur Geschwindigkeit V
f	Frequenz
f_g	Grenzfrequenz der Abstrahlung
h	Materialstärke
k	Wellenzahl
K_c, K_{CW}, K_{CR}	Kontaktsteifigkeit
L	Schalldruckpegel
λ_B	Biegewellenlänge
λ_L	Luftwellenlänge
L_P	Schallleistungspegel
m'	Spezifische Flächenmasse
N	Anzahl der Achsen eines Zuges
ν	Querkontraktionszahl
ω	Kreisfrequenz
$\dot{\omega}, \dot{r}$	Rauigkeitsspektren geschwindigkeitsbezogen
π	Kreiszahl 3,14...
Φ	Abstrahlwinkel
P	Schallleistung
P_{stat}	Statische Belastung
P_0	Bezugsschallleistung $1 \cdot 10^{-12}W$
p_L	Schalldruck der Luft
p_0	Bezugsschallleistung $20 \cdot 10^{-5}W$
\check{p}	Wechseldruck Luft

R_R, R_W	Radius Schiene, Radius Rad
r	Abstand
\dot{r}	Rauigkeit der Schiene bezogen auf eine Geschwindigkeit
r_{RV}	Radius der vertikalen Dehnung
ρ_L	Dichte der Luft
ρ_R	Dichte des Schienenmaterials
S_i	Teilfläche
S	Fläche
$S_{p_w}(\omega), S_{p_R}(\omega)$	Schalldruckpegel in Terz
$S_{Y_{WR}}^{AVG}(\omega), S_{Y_{WA}}^{AVG}(\omega)$..	Gemittelttes Terzband vertikaler Schienenschnelle
σ	Standardabweichung
σ_A	Abstrahlgrad
T	Zeit (Abklingzeit)
t	Zeit
u_L	Verschiebung der Luft
V	Volumen
V_{Zug}	Zuggeschwindigkeit
V_0	Bezugsgeschwindigkeit
v	Schnelle
v_0	Bezugschnelle $5 \cdot 10^{-8}$
\bar{v}	Komplexe Schnelle
\bar{v}_0	Komplexe Schnelle Eingangsimpedanz
\dot{w}	Rauigkeit des Rades bezogen auf eine Geschwindigkeit
W_v	Verlorengegangene Energie
W_r	Zurückgewonnene Energie
\hat{v}	Komplexe Schelle
\underline{Z}	Komplexe Impedanz
Y	Admitanz
Y_{WR}	Auslenkung gesamt
Y_{RV}	Schienenauslenkung
x, y, z	Raumrichtungen
\underline{Z}	Komplexe Impedanz
Z_{WR}	Impedanz des Rades in radialer Richtung
Z_{RV}	Impedanz des Gleises in vertikaler Richtung
Z_{RH}	Impedanz des Gleises in horizontaler Richtung

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
A-Bewertung	Gehörangepasste Frequenzbewertung eines Schallereignisses
BA002	Frühere Radbauart für Güterwagen der DB „ORE-Rad“
BA004	Heutige Radbauart für Güterwagen der DB AG
BVV	Bochumer Verein
CALM	Community Noise Research Strategy Plan
DB	Die Bahn
DB AG	Die Bahn Aktiengesellschaft
ETR	Eisenbahntechnische Rundschau
EU	Europäische Union
FEM	Finite-Elemente-Methode
FVK	Faserverstärkter Kunststoff
GHH	Gute Hoffungs Hütte
LEILA	L eichtes l ärmarmes Güterwagendrehgestell
LKW	Lastkraftwagen
LNT	„ L ow N oise T rain“: leiser Güterzug
TWINS	T rack- W heel I nteraction N oise S oftware
UBA	Umweltbundesamt
UIC	Union Internationale des Chemins de fer
Y25	Französische Bezeichnung für das meist verwendete Güterwagendrehgestell in Europa
WHO	World Health Organisation

1 Motivation

1.1 Einleitung

Die Mobilität ist eine wichtige Voraussetzung für das moderne Leben. Der Austausch von Waren und damit der Güterverkehr ist in unserer arbeitsteiligen Gesellschaft unerlässlich. In den letzten Jahren hat sich der Güterverkehr von der Schiene auf die Straße verlagert. Dies führt zu großen Problemen im Bereich der Auslastung der Straße und zu hoher Umweltbelastung. Politischen Willenserklärungen zufolge sollen möglichst viele Güter von der Straße weg auf die Schiene kommen. Bis zum Jahr 2015 soll der Güterverkehr auf der Schiene verdoppelt werden (siehe Schröder u. a. (2001, Seite 43)).

Fraglich ist, ob der Schienengüterverkehr einer Umweltbilanz standhalten würde. Im Bereich der Schallemissionen sind gerade beim heutigen Güterverkehr wenige Minderungspotenziale zu erkennen, die wirtschaftlich umgesetzt werden können. Dabei ist der Schienengüterverkehr ein besonderes Thema, da diese Transporte wegen der freien Strecke besonders nachts abgewickelt werden, durch die Städte führen und damit für die Bevölkerung in einer sensiblen Zeit stören.

In **Abbildung 1.1** ist die Geräuschbelastung in Deutschland dargestellt. Sie zeigt, dass der Straßenverkehr eine hohe Belastung für die Bevölkerung darstellt. Fast 50 % der Bevölkerung werden Straßenverkehrslärm, der über dem Grenzwert liegt, ausgesetzt. Durch Schienenverkehr werden 35 % der Bevölkerung über den heutigen Grenzwert belastet, wobei dieser nur ein Siebtel der Güterverkehrsleistung erbringt. In den oberen beiden Immissionsklassen 70–80 dB (A) überwiegt sogar der Schienenverkehrslärm hinsichtlich der Belästigung.

Die Beeinträchtigung oder Schädigung der Individuen durch Lärm wird oft nicht direkt bemerkt oder kann nicht auf diese Ursache zurückgeführt werden. In **Abbildung 1.2** ist die Wahrscheinlichkeit dargestellt, mit der durch Lärm verursachte Auswirkungen auf den Menschen auftreten. Die Dichte der Schwärzung symbolisiert die Wahrscheinlichkeit einer Beeinträchtigung. Hieraus ist zu erkennen, dass bei einem höheren Pegel eine höhere Schädigung bzw. Beeinflussung des Menschen auftritt.

Ein anderer Anhaltspunkt für das Problembewusstsein im Bezug auf Lärmbelästigungen ist der finanzielle Aufwand, der für Lärminderungsmaßnahmen betrieben wird. In Schätzungen werden die Mittel, die zu einer Reduzierung des Schienenlärms auf einen Grenzwert von 60 dB (A) führen sollen, mit 218–290 Mio. DM, das entspricht 111–148 Mio. €, angegeben (siehe (Schmidt 1991, Seite 235)).

Da eine Belästigung nur schwer zu erfassen ist, wurde vom Umweltbundesamt ein anderer Weg gewählt. Durch eine Befragung der Bevölkerung wurde ermittelt, welche finanziellen Mittel die Bevölkerung bereit wäre für eine Lärmreduzierung aufzuwenden. Dabei sind für alle Lärmarten zusammen 24 Mrd. DM bzw. 12 Mrd. € errechnet worden. Davon beträgt der

1 Motivation

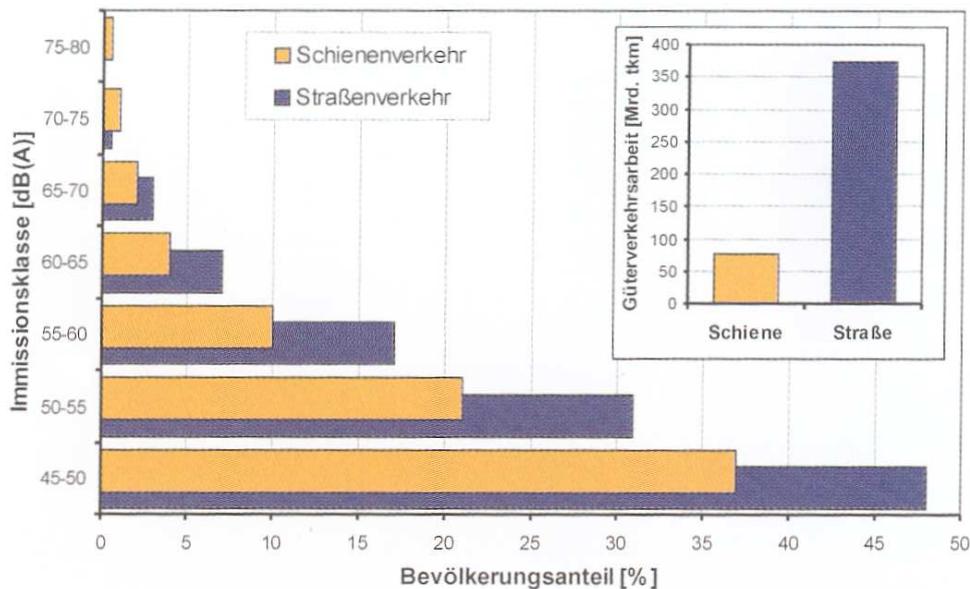


Abbildung 1.1: Nächtliche Geräuschbelastung in Deutschland (Quelle Hecht u. a. (2002))

Anteil des Schienenlärms 5,3 Mrd. DM, also 3 Mrd. € (siehe (Schmidt 1991, Seite 231)). Dies ist fast ein Fünftel des Gesamtbetrags, der für die Minderung aufgewendet werden müsste, um den Schalldruckpegel auf 60 dB (A) zu reduzieren. Daraus lässt sich ableiten, dass der Schienenverkehrslärm in Deutschland als Belästigung empfunden wird, bei der es durchaus eine große Zahlungsbereitschaft zur Minderung dieser Lärmbelastung gibt. Von der WHO wird ein L_{Aeq} von weniger als 55 dB (A) nachts außerhalb von Gebäuden empfohlen, um gesundheitliche Schäden zu vermeiden. Tagsüber wird ein L_{Aeq} von weniger als 65 dB (A) empfohlen.

Nach den Verkehrsprognosen und dem Weißbuch der Europäischen Union wird der Güterverkehr bis 2010 auf 120% des heutigen Standes ansteigen. Um die WHO-Empfehlungen einzuhalten, wäre dann eine Minderung der Schallpegelemissionen bei Güterwagen um 26 dB (A) nötig. Würden die EU-Vorhersagen der Kommission (2001) bezüglich des Verkehrsaufkommens und der Verlagerung des Verkehrs auf die Schiene bis 2030 wie prognostiziert eintreten, dann müssen, um die WHO-Empfehlungen einzuhalten, die Güterwagen sogar um 39 dB (A) leiser werden (siehe Jäcker-Cüppers (2002)).

Diese Minderungen sind aus technischer und kommerzieller Sicht sehr anspruchsvoll. Der Güterverkehr unterliegt einem enormen Zeit- und Kostendruck sowohl bei der Herstellung der Fahrzeuge als auch beim Transport. Es ist zu bedenken, dass ein einfacher Güterwagen bei seiner Verschrottung üblicherweise nach 30 Jahren einen erheblichen Schrottwert dar-

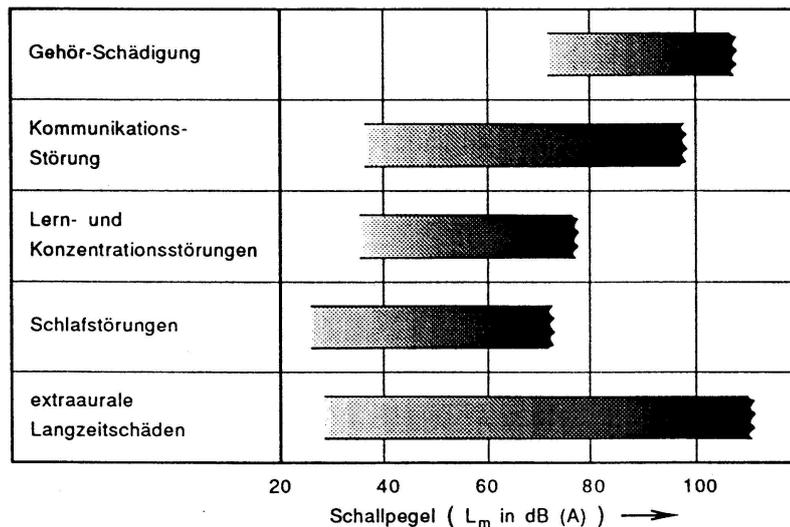


Abbildung 1.2: Wahrscheinlichkeit des Auftretens einiger wesentlicher Lärmwirkungen auf den Menschen in Abhängigkeit vom Pegel (Quelle (Rebentisch u. a. 1994, Seite 24))

stellt. Die Wagen werden sehr preiswert und damit technisch einfach produziert.

Die vornehmliche Schallquelle bei Güterwagen ist das Rollgeräusch. Die Minderung der Rollgeräusche ist wichtigstes Problem sowohl im Straßenverkehr als auch im Schienenverkehr. Bis dato sind keine befriedigenden Lösungen für beide Verkehrsträger gefunden worden.

Beim Güterverkehr verschärft sich die Situation, da aus den oben genannten Kostengründen ein sehr einfaches Bremssystem verwendet wird. Die Verzögerung wird bei Güterwagen dadurch erreicht, dass ein Bremsklotz auf die Lauffläche des Rads gedrückt wird. Die Bremsklötze bestehen heutzutage hauptsächlich aus Grauguss, werden aber in der nächsten Zeit durch Kunststoffklötze ersetzt. Die Grauguss-Bremsklötze haben den Nachteil, dass sie die Radlauffläche durch Aufschmelzen von Material aufrauen und damit zu höheren Rauigkeiten auf der Lauffläche führen. Diese Rauigkeiten der Schiene und der Radlauffläche stehen im ursächlichen Zusammenhang mit der Schallemission des Wagens. Hinzu kommt noch, dass der betriebliche Umgang mit den Güterwagen besonders rau ist. Immer wieder werden durch das Bremsen mit Hemmschuhen im Rangierbahnhof oder durch schlecht eingestellte Bremsen Flachstellen in die Radoberfläche eingefahren, die dann ebenfalls zu einer höheren Schallemission führen.

Gute Lösungen für die Schallemissionsminderung müssen an der Quelle ansetzen. Dabei sind Maßnahmen von betrieblicher und von technischer Seite erforderlich. Das gesamte Rangiersystem von Güterwagen sollte organisatorisch und technisch überdacht werden. Potenziale für technische Verbesserungen liegen in der Bremsart und den Laufrädern. Allerdings muss beachtet werden, dass hier nur bis zu einem gewissen Grad ein Minderungspotenzial zu sehen ist. Danach müssen Maßnahmen am Oberbau in Betracht gezogen werden. Mit den fahrzeugtechnischen Maßnahmen beschäftigt sich diese Arbeit.

1.2 Ziel der Arbeit

Die hohe Schallemission von Güterwagen ist durch die Technik und durch betriebliche Abläufe bedingt. Ein Ziel ist es, die akustischen Unterschiede verschiedener Laufräder herauszustellen und zu bewerten. Der Schwerpunkt der Arbeit liegt auf der Emissionsminderung von Güterwagenrädern, speziell dem Rad der Bauart BA004, welches vorwiegend in Deutschland als eigenspannungsarmes Rad, das für Kunststoffklotzbremsen geeignet ist, eingesetzt wird. Für dieses Rad werden Minderungsmaßnahmen, z.B. Absorber, erarbeitet und quantifiziert. Dazu werden sowohl verschiedene Radbauformen als auch verschiedene Absorbertypen an diesem Rad auf ihre Wirksamkeit untersucht.

Abschließend folgt ein Vorschlag für ein akustisch verbessertes Rad der Bauart BA004. Dies wird auf seine akustischen Qualitäten und auf seine wirtschaftliche Machbarkeit diskutiert.

2 Stand des Wissens

Im folgenden Abschnitt wird das heutige Wissen sowohl in Bezug auf die Schallquellen als auch in Bezug auf deren Berechnungsverfahren wiedergegeben. Dabei werden auch einige allgemeine Methoden aus der akustischen Berechnung von Schallfeldern behandelt.

2.1 Schienenfahrzeuge

Die Erforschung der Schallemission von Schienenfahrzeugen ist, wie die technische Akustik, eine recht junge Disziplin. Dies hängt ursächlich mit den Interessen der Öffentlichkeit zusammen. In der Forschung, die zum Beispiel von Herrn Prof. Heckl oder der Versuchsanstalt München der „Deutsche Bahn“ (heute DB Systemtechnik) betrieben wurde, kristallisierte sich heraus, dass bis auf Sonderfälle das Rollgeräusch des Fahrzeuges die emissionsbestimmenden Schalldruckpegel verursacht. Dies bezieht sich insbesondere auf den Geschwindigkeitsbereich von 60 km/h bis 300 km/h (siehe (Heckl u. Müller 1995, Seite 356)). Unter 60 km/h sind die Antriebsgeräusche und über 300 km/h die aerodynamischen Geräusche pegelbestimmend. Im Fernverkehr sind Geschwindigkeiten von 100 km/h bis 200 km/h gebräuchlich, wobei die Güterwagen unter dieser Geschwindigkeit zwischen 80 km/h und 120 km/h liegen. Geschwindigkeiten über 300 km/h treten nur im Hochgeschwindigkeitsverkehr auf. Die dort eintretenden Schalldruckpegel sind dann aber aufgrund ihrer Höhe und zeitlichen Charakteristik besonders lästig, denn der Schalldruck steigt mit der sechsten Potenz bezogen auf die Geschwindigkeit an.

Am Rollgeräusch sind einige Komponenten beteiligt. Die wichtigsten sind der Schotter, die Schwellen, die Schiene und das Rad des Fahrzeuges. Dabei haben die Zuggeschwindigkeit und die Summenrauigkeit von Schiene und Rad den größten Einfluss auf den entstehenden Schalldruckpegel. Die verschiedenen Bauarten der Fahrzeuge spielen nur insofern eine Rolle, als diese zum Beispiel die Oberflächenrauheiten der Radlauflächen beeinflussen. Üblicherweise lassen sich die beiden Komponenten Oberbau und Rad des Fahrzeuges nach Heckl (Heckl u. Müller 1995, Seite 356) im Frequenzbereich gut trennen. Das Rad ist für die Schallemission über 1000 Hz und die Schiene unter 1000 Hz verantwortlich.

2.2 Schallquellen Güterwagen

In dieser Arbeit werden Güterwagenräder untersucht. Güterwagen sind in der Regel möglichst preiswert und einfach konstruiert. Sie besitzen bis auf wenige Ausnahmen eine Klotzbremse, bei der ein Bremsklotz über das Bremsgestänge direkt auf die Laufläche des Rads gepresst

Tabelle 2.1: Gemittelter Schalldruckpegel 2-achsiger Güterwagen bei 80 km/h in 7,5 m Abstand (Quelle Kurze u. a. (1998))

Gattung	dB (A)	Standard- abweichung σ
E-Wagen (offene Wagen in Regelbauart)	91,2	1,9
F-Wagen (offene Wagen in Sonderbauart)	92,9	2,2
G-Wagen (gedeckte Wagen in Regelbauart)	91,9	1,8
H-Wagen (gedeckte Wagen in Sonderbauart)	90,7	1,5
I-Wagen (Kühlwagen)	90,6	1,6
T-Wagen (Wagen mit öfFnungsfähigem Dach)	89,5	2,6
U-Wagen (sonstige Wagen in Sonderbauart, die nicht zu den Gattungen F, H, L, S oder Z gehören)	90,5	1,4
K-Wagen (zweiachsige Flachwagen in Regelbauart)	89,1	1,8
L-Wagen (Flachwagen in Sonderbauart)	92,4	1,2
Z-Wagen (Kesselwagen)	92,1	1,8

wird. Das Material des Bremsklotzes entscheidet über die Rauigkeit der Radlaufläche. Die Rauigkeit von Radlaufläche und Schienenlaufläche wird in direktem Zusammenhang zur Schallabstrahlung gesehen.

Ansonsten sind die Güterwagen in verschiedene Gattungen unterteilt, denen unterschiedliche Aufgaben zugeordnet sind. Ein akustisch wichtiges Unterscheidungsmerkmal ist die Anzahl der Achsen. Es wird zwischen Zwei- und Vierachsern unterschieden. Die Vierachser sind mit Abstand die am meisten vertretenen Güterwagen. Diese sind mit Drehgestellen ausgerüstet, von denen es prinzipiell zwei verschiedene Typen gibt. Sie unterteilen sich in Drehgestelle mit Schake und in Drehgestelle mit Schraubenfedern. Aus lauftechnischer Sicht ist die Unterteilung interessant, jedoch nicht unter akustischen Aspekten (siehe Hecht u. a. (2000)). Zu erwähnen ist noch, dass die Güterwagen in der Regel nicht mit einer Sekundärfeder ausgerüstet sind. Das bedeutet, dass alle Störungen, ob hoch oder niederfrequent, nur durch eine Federstufe abgefangen werden.

In **Tabelle 2.1** sind für zweiachsige Fahrzeuge und in **Tabelle 2.2** für Drehgestellfahrzeuge die Messergebnisse einer großen Messkampagne von Güterwagen verschiedenster Gattungen dargestellt (Quelle Kurze u. a. (1998)). Die Werte sind auf eine Geschwindigkeit von 80 km/h normiert. Diese Geschwindigkeit wurde mit der Formel

$$L = 30 \cdot \log \left(\frac{V_{Zug}}{V_0} \right) \quad (2.1)$$

umgerechnet (siehe Wettschreck u. Hauck (1995)). Leider geht aus der Literatur nicht hervor, welcher Schalldruckpegel ausgewertet wurde. Dies wird bei einem Vergleich als nicht so wichtig angesehen.

Bei der Betrachtung der Verschiedenartigkeit der Güterwagengattungen aus akustischer Sicht sollte angenommen werden, dass die Wagen sehr unterschiedliche Schallemissionen besitzen. Es gibt Gattungen mit sehr großen Seitenwänden oder Wagengattungen, die nur einen Rahmen vorweisen können.

Tabelle 2.2: Gemittelter Schalldruckpegel 4-achsiger Güterwagen bei 80 km/h in 7,5 m Abstand (Quelle Kurze u. a. (1998))

Gattung		dB (A)	Standardabweichung σ
E-Wagen	(offene Wagen in Regelbauart)	93,1	1,9
F-Wagen	(offene Wagen in Sonderbauart)	93,5	1,5
G-Wagen	(gedeckte Wagen in Regelbauart)	92,4	1,9
H-Wagen	(gedeckte Wagen in Sonderbauart)	91,1	2,0
I-Wagen	(Kühlwagen)	91,0	1,3
T-Wagen	(Wagen mit öfFnungsfähigem Dach)	90,7	2,1
L-Wagen	(Flachwagen in Sonderbauart mit unabhängigen Radsätzen)	91,4	1,0
R-Wagen	(Drehgestellflachwagen in Regelbauart)	91,4	1,8
S-Wagen	(Drehgestellflachwagen in Sonderbauart)	92,1	2,2
Z-Wagen	(Kesselwagen)	92,6	1,9
Kesselwagen		91,2	2,2

2.2.1 Schlussfolgerung

Bei Betrachtung der Tabellen fällt auf, dass trotz der Aufbauunterschiede eine große Ähnlichkeit der Schalldruckpegel und deren Standardabweichung σ vorhanden ist. Dies weist darauf, dass der Aufbau bei der Schallemission eine untergeordnete Rolle spielt und nicht die pegelbestimmende Geräuschquelle bei Güterwagen ist.

Die Zweiachsfahrzeuge liegen im Mittel um die 91 dB (A), unter Berücksichtigung der Standardabweichungen. Davon ausgenommen sind lediglich die Wagen der Gattung T (Wagen mit öfFnungsfähigem Dach) und K (zweiachsige Flachwagen in Regelbauart). Bei den Vierachsern fallen die Gattungen E (offene Wagen in Regelbauart) und F (offene Wagen in Sonderbauart) mit über 93 dB (A) auf. Ansonsten bewegt sich der Schalldruckpegel wie bei den Zweiachsern um die 91 dB (A). Dabei sollte ein vierachsiges Fahrzeug einen höheren Schalldruckpegel erzeugen, da dort doppelt so viele Achsen vorhanden sind, die als Schallquellen wirken. Die höhere Anzahl der Achsen wird durch die größere Länge der Fahrzeuge im Mittelungspegel gemindert.

Die sehr große Ähnlichkeit der Schalldruckpegel von 2-Achs- und 4-Achsfahrzeugen deutet darauf hin, dass die Hauptschallquelle eines Güterwagens das Rollgeräusch ist. Zu dem selben Schluss kommen Klimpel u. Knothe (2002) und Hecht u. a. (2000).

2.2.2 Schätzung der Schallanteile

Nach der Betrachtung der Güterwagenflotte im letzten Abschnitt wird nun ein einzelnes Güterwagenfahrzeug auf die Schallquellen hin betrachtet. Dabei kann in diesem Fall nur wenig auf Literatur zurückgegriffen werden, da für dieses Problem sehr wenig existiert. Leider ist diese bei näherer Betrachtung nicht sehr belastbar. Grobe Anhaltspunkte gibt die Tabelle E.1 der CEN (2001) im Anhang E. Diese geht allerdings fast ausschließlich auf den Oberbau ein. Die **Tabelle 2.3** und **Tabelle 2.4** ist anhand von eigenen Messungen, Beobachtungen und aus Anhaltspunkten der angegebenen Literatur entstanden. Sie schätzt die Relevanz der Bauteile bezüglich der Schallabstrahlung.

Tabelle 2.3: Eigene Schätzung der Relevanz der Bauteile bezüglich der Schallabstrahlung bei der Vorbeifahrt eines Güterwagens

Bezeichnung des Bauteils	Einschätzung der Relevanz	geschätzter Anteil an der Geräuschemission	Quelle
Schwelle	weniger relevant, außer Spezialkonstruktionen	1 – 5 %	CEN (2001)
Gleisbefestigung	irrelevant	1 %	CEN (2001)
Schiene	sehr relevant	30 – 50 %	Willenbrink (1979) und CEN (2001)
Räder	sehr relevant	45 – 50 %	Wettschreck u. Hauck (1995) und CEN (2001)
Radsatzlager	irrelevant	1 %	
Achse	irrelevant	1 %	
Primärfedern	weniger relevant	5 – 10 %	Willenbrink u. a. (1977) und Hecht u. a. (2000)
Bremsklötze Bremstrapez Bremsgestänge	relevant relevant relevant	Bremse zusammen 15 – 20 %	
Drehgestellrahmen	irrelevant	1 %	
seitliche Reibflächen	wenig relevant (indirekt)	1 – 2 %	eigene Güterwagenmessung
Wagenkasten	weniger relevant, außer bei Spezialaufbauten	1 – 5 %	Willenbrink u. a. (1976)

Tabelle 2.4: Eigene Schätzung der Relevanz des Rads bezüglich der Schallabstrahlung bei der Vorbeifahrt eines Güterwagens

Bezeichnung	Einschätzung der Relevanz	geschätzter Anteil an der Geräuschemission
Rad-Form	relevant	20 – 30 %
Rad-Rauigkeit	sehr relevant	60 – 80 %

In **Tabelle 2.3** und **Tabelle 2.4** ist eine Übersicht der Zusammensetzung des emittierten Schalls eines Güterwagens bei der Vorbeifahrt gegeben. Bei der Schätzung wurde nicht näher auf den Wagenkasten eingegangen, da der **Abschnitt 2.2** gezeigt hat, dass dieser keine große Relevanz besitzt. Die Spannbreiten in den Anteilen entstehen durch verschiedene Bauarten und Wartungszustände. In der **Tabelle 2.3** sind die Quellen für die Schätzung angegeben. Ist keine Quelle angegeben, liegt eine eigene Schätzung vor, wie auch bei der **Tabelle 2.4**.

Dabei ist leicht zu erkennen, dass das Rad-Schiene-System den größten Einfluss, aber auch die größte Spannbreite besitzt. Die Schallentstehungsmechanismen sind bei dem Rad- und Schiene-System bekannt. Die Schiene besitzt eine Oberflächenrauigkeit, die zusammen mit der Rauigkeit der Radlauffläche eine Summenrauigkeit darstellt. Diese Rauigkeit ist bei der Überfahrt Ursache für eine Kraftanregung in Schiene und Rad. Die Kraftanregung führt zu Schwingungen in den Bauteilen. Die Schiene erfährt durch ihre Lagerung auf Gummizwischenlagen alle 0,6 m eine Dämpfung. Das Rad ist in der Regel ungedämpft, allerdings erfährt das Rad durch den Kontakt eine geringe Dämpfung. Beim Rad entscheiden zusätzlich Bauform und Art im Wesentlichen über die Höhe und den Frequenzinhalt des abgestrahlten Schalls.

Nach dem Rad-Schiene-System wird das Bremssystem eines konventionellen Güterwagendrehgestells für sehr relevant gehalten. Aus akustischer und messtechnischer Sicht stellt sich die Schallemission des Bremsgestänges in der Hauptsache als Klappergeräusche dar, die wegen der Konstruktion des Bremsgestänges entstehen. Das aus Stahlmaterial bestehende Bremsgestänge, das die Bremskräfte vom Bremszylinder in eine Bewegung auf die Bremsklötze umsetzt, muss aus Sicherheitsgründen in den Umlenkungen ein Spiel besitzen, um die Freigängigkeit zu gewährleisten. Dieses Spiel führt zu den Klappergeräuschen, die durch den Schallentstehungsmechanismus äußerst schwer in einer Gesamtschallquelle zu quantifizieren bzw. messtechnisch zu erfassen sind. Eine primäre Maßnahme, dieses Spiel im Bremsgestänge zu verringern bzw. zu unterbinden, kann aufgrund von Zuverlässigkeitsanforderungen der Bremse nicht durchgeführt werden.

Alle anderen an der Vorbeifahrt beteiligten Bauteile werden als wenig relevant eingeschätzt.

2.3 Analytische Berechnungsverfahren

Im folgenden Abschnitt werden die bis dato wichtigsten analytischen Berechnungsverfahren zur Vorhersage von Schienenfahrzeuggeräuschen vorgestellt.

Dabei wird im ersten Teil auf die Theorie der Schallabstrahlung und deren verschiedene Modelle eingegangen.

Im zweiten Teil, im **Abschnitt 2.3.5**, werden dann die Methoden von Remington und seines Schülers Thompson aufgeführt (siehe Remington (1976) und Thompson (1993)). Diese Theorien wurden letztlich von Thompson in das Programmpaket TWINS implementiert (siehe **Abschnitt 2.5**). Die Berechnungen bei Remington sind in seinen Veröffentlichungen mit Messungen hinterlegt, die er auch für die Anpassung der Eingangsparameter der Modelle benutzt hat (siehe Thompson (1988)). Der Vergleich Rechnung–Messungen fällt in den Beispielen gut aus. Das bedeutet, bei der Analyse sind für die gemessenen Fälle die richtigen Parameter erfasst und erkannt worden, es kann davon ausgegangen werden, dass ähnliche Fälle gut vorhergesagt werden können. Fraglich ist, ob Neuentwicklungen und Bauteile mit unbekanntem Wirkungsweisen richtig simuliert werden können, da hier die Methode der Vereinfachungen nicht mit Messungen verifiziert wurde.

2.3.1 Impedanz

Die wichtige Kenngröße für einen Übergang zwischen zwei Körpern oder Medien ist die immer wieder erwähnte Impedanz. Die mechanische komplexe Punktimpedanz ist durch

$$\underline{Z} = \frac{\hat{F}}{\hat{v}} \quad (2.2)$$

definiert. Dabei bezeichnet \underline{Z} die komplexe Punktimpedanz, \hat{F} die komplexe Kraft und \hat{v} die komplexe Schnelle an der Stelle der Kraftmessung. Die Impedanz beschreibt letztlich den Übertragungswiderstand zwischen den beiden Körpern. Beispielsweise hängt die Wirkung von mitschwingenden Absorbern (siehe **Abschnitt 2.8.2**) von der Ankopplung des Absorbers ab. Eine gute Absorberwirkung ist gewährleistet, wenn die Schwingenergie des zu dämpfenden Körpers in den Absorber gelangen kann, wie zum Beispiel bei den Resonanzungenabsorbern (siehe **Abschnitt 2.8.2.4**).

Bei der Auslegung von Schwingungsisolatoren wird darauf geachtet, dass die Impedanz zum Fundament möglichst groß ist, damit die Schwingenergie in dem schwingenden Körper bleibt. In dem Fall eines Absorbers, wie zum Beispiel dem Resonanzungenabsorber in **Abschnitt 2.8.1.3**, ist es wichtig, dass die Schwingenergie in den Absorber eingeleitet wird, um dort durch das Elastomer in Wärme umgewandelt zu werden. Deshalb ist bei der Auslegung der Befestigung des Absorbers darauf zu achten, dass die Impedanz zwischen Rad und Absorber möglichst gering ausfällt.

Die **Beziehung 2.2** stellt die Definitionsgleichung für die komplexe Impedanz dar (siehe (Cremmer u. Heckl 1982, Seite 234)). Für verschiedene Körper und Übergänge gibt es in (Harris 2002, Seite 10–7) eine Zusammenstellung von Abschätzungen der Impedanz. Für eine

punktförmige Anregung auf einer homogenen Platte kann die Eingangsimpedanz mit

$$\underline{Z} = \frac{\widehat{F}_0}{\widehat{v}_0} = \frac{8B'k^2}{\omega} = 8\sqrt{Bm'} = \frac{8\omega m'}{k^2} \quad (2.3)$$

beschrieben werden, wobei \widehat{F}_0 die komplexe Kraft, \widehat{v}_0 die komplexe Schnelle, B' die Biegesteifigkeit, k die Wellenzahl und m' die flächenspezifische Masse darstellen. Die Impedanz einer endlichen Platte wird mit

$$z = \frac{\rho h S_p}{4j\omega} \left\{ \sum_n \frac{\varphi_n^2(x_0; y_0)}{\omega_n^2(1 + j\eta_n) - \omega^2} \right\}^{-1} \quad (2.4)$$

beschrieben. Dabei ist S die Fläche, n die Teilfläche, η der Verlustfaktor, ω die Kreisfrequenz, ρ die Dichte des Materials, h die Stärke und $\varphi_n(x_0; y_0)$ der Wert der Eigenfunktion an der Anregestelle.

Interessant ist die zwischen den Körpern übertragene Leistung in den Absorber. Diese wird mit

$$P = \frac{1}{2} Re \left\{ \widehat{F}_0 \widehat{v}_0^* \right\} = \frac{1}{2} \left| \widehat{F}_0 \right|^2 Re \left\{ \frac{1}{Z_0} \right\} \quad (2.5)$$

beschrieben.

Sie stellt letztendlich den Verlust dar, der bei einem solchen Übergang entsteht.

2.3.2 Schall

Nachdem sich die Pythagoräer im alten Griechenland mit der Harmonie der Zahlen beschäftigten und Aristoteles die Musik die „Wissenschaft des Hörbaren“ nannte, hat sich in der Moderne John William Strutt Rayleigh als erster grundlegende theoretische Gedanken zu Schall und Schallabstrahlung gemacht (siehe Rayleigh (1877)). Nachdem sich Aristoteles mit den bei der Musik entstehenden Frequenzen als mathematisch berechenbare und vorhersagbare Größen beschäftigt hat, betrachtete Rayleigh den Schall von der physikalischen Seite. Im Folgenden sind die heutige Vorstellung der Schallabstrahlung und die wichtigsten mathematischen Modelle der Abstrahlung und Ausbreitung dargestellt.

2.3.3 Schallabstrahlung

Im Folgenden werden einfache Modellvorstellungen und ihre einfache Umsetzung vorgestellt. Sie erläutern die Art und Weise der Schallabstrahlung von Körpern und stellen die verschiedenen Ansätze und deren Problematik vor.

2.3.3.1 Modellvorstellung Schallabstrahlung einer Platte

Das einfachste Modell ist die Abstrahlung von Schall von einer unendlich großen Platte. Es hat den Vorteil, dass die Randbedingungen nicht berücksichtigt werden müssen. Eine gute Beschreibung der Vorstellung ist in (Cremer u. Möser 2003, Seite 93) zu finden. In

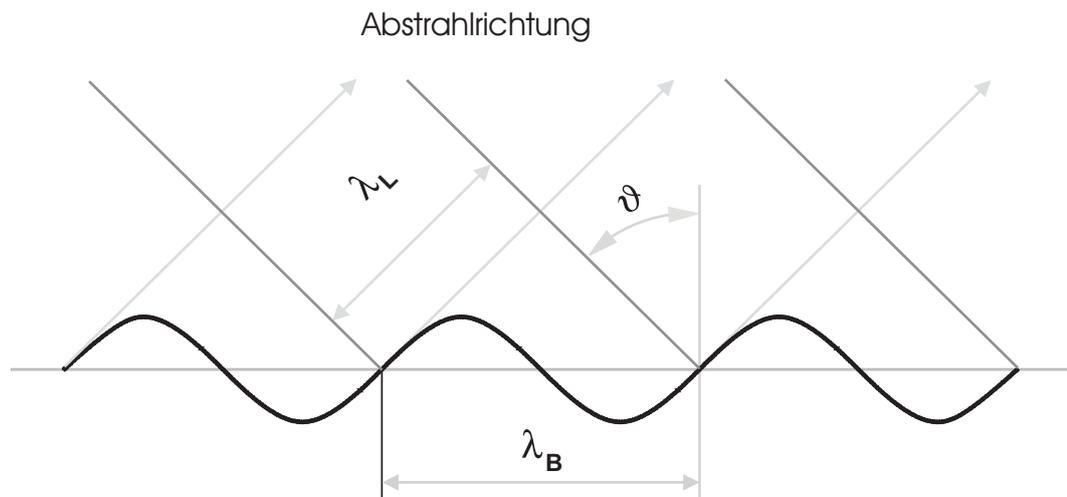


Abbildung 2.1: Skizze der Abstrahlung einer unendlich großen Platte

Abbildung 2.1 ist die Abstrahlung des Schalls einer Platte schematisch dargestellt. Dabei ist vorstellbar, dass die Schwingungsbäuche der Platte die Luft an der Stelle ihres Auftretens aufgrund ihrer Trägheit verdichten, andererseits wird in den Tälern der Platte ein Unterdruck erzeugt. Diese Verdichtungs- und Unterdruckzonen lösen sich bei einer entsprechend hohen Frequenz von dem schwingenden Körper und erzeugen eine Wellenfront. Da Schallwellen Longitudinalwellen sind, bewegen sich die Luftteilchen mit der Ausbreitungsrichtung. Der Winkel, den die Wellenfront zu der Platte einnimmt, hängt von der Schwing-Frequenz der Platte ab. Es ist ersichtlich, dass bei einer sehr niedrigen Frequenz der Winkel ϑ 90° beträgt. Diese Frequenz wird Grenzfrequenz genannt.

Sie berechnet sich mit

$$f_g = 0.53 \frac{c_L^2}{h \cdot c_l}. \quad (2.6)$$

Dabei ist c_L die Schallgeschwindigkeit in der Luft, h die Stärke der Platte und c_l die Longitudinalwellengeschwindigkeit des Körperschalls in der Platte. Unter der Grenzfrequenz werden keine ausbreitungsfähigen Schallwellen in das Fernfeld abgegeben. Durch niedrige Frequenzen der Platte haben die Luftteilchen genug „Zeit“ die Unter- und Überdruckbereiche auszugleichen. Der Bereich, in dem das geschieht, wird Nahfeld genannt. In diesem sind Schalldrücke zu registrieren, die nicht ausbreitungsfähig sind. Die Grenze zwischen Nah- und Fernfeld ist frequenzabhängig. Ein sicherer Aufenthalt im Fernfeld ist ein Abstand in dreifacher Wellenlänge.

lenlänge, also zwischen 51 m für 20 Hz und 5,1 cm bei 20 kHz.

In der Realität ist diese Methode relativ begrenzt anzuwenden, da die Randbedingungen nicht berücksichtigt werden. Die freien Enden einer reellen Platte können für höhere Frequenzen als einzelne Sender angesehen werden, die dann als Quellen betrachtet werden können. Allerdings wird bei dieser einfachen Betrachtung eine Richtwirkung der Schallabstrahlung berücksichtigt. Außerdem wird bei einer endlichen Platte an den Rändern ein Austausch der Über- und Unterdruckgebiete zwischen Vorder- und Rückseite der Platte erfolgen, dieser Vorgang mindert die Ausbreitungsfähigkeit der entsprechenden Frequenzen. Dieser Effekt wird akustischer Kurzschluss genannt.

Der Vollständigkeit halber werden die noch fehlenden Größen der Beschreibung der schwingenden Platte gegeben. Die Biegewellenlänge der Platte kann durch

$$\lambda_B \approx 1.38 \sqrt{\frac{h \cdot c_l}{f}} \quad (2.7)$$

bestimmt werden. Dabei ist die Longitudinalwellengeschwindigkeit c_l in Tabellen zu finden. Für Stahl beträgt sie beispielsweise $c_l = 5100 \text{ m/s}$. Die Biegewellengeschwindigkeit kann durch

$$c_B = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 \cdot B}{m'}} \quad (2.8)$$

ermittelt werden. Dabei stellen ω die Kreisfrequenz, B die Biegesteifigkeit und m' die spezifische Flächenmasse dar, wobei sich die Biegesteifigkeit B aus

$$B = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)} \quad (2.9)$$

ergibt, mit E dem Elastizitätsmodul, h der Stärke der Platte und ν der Querkontraktionszahl.

2.3.3.2 Schalleistung

Um von den Biegewellen der Plattenoberfläche auf den Luftschall zu schließen, sind hier zwei Methoden dargestellt. Die eine bedient sich einer Hilfsgröße des Abstrahlgrads σ_A , die dann die Schalleistung einer Struktur bestimmt. Von der Schalleistung kann wieder, wenn der Abstand und die Ausbreitungsform bekannt sind, auf den Schalldruckpegel geschlossen werden. Die Schalleistung kann durch

$$P = \rho_L \cdot c_L \cdot S \cdot \sigma_A \cdot v^2 \quad (2.10)$$

berechnet werden. Dabei stellt P die Schalleistung, ρ_L die Dichte der Luft mit 1.2 kg/m^3 , c_L die Schallausbreitungsgeschwindigkeit mit 340 m/s , σ_A den Abstrahlgrad als Hilfsgröße und v die Oberflächenschnelle des Körpers dar. Ein Problem stellt der Abstrahlgrad σ_A dar. Er ist meist nicht bekannt und wird daher als 1 angenommen. Unter der Grenzfrequenz f_g wird kein Schall abgestrahlt (siehe **Gleichung 2.6**). Dies kann entweder durch die richtige Wahl des Abstrahlgrads oder durch die Betrachtung der Frequenzen berücksichtigt werden.

Für die richtige Wahl des Abstrahlgrades müssen die vorhandenen Frequenzen bekannt sein. Der Schalleistungspegel ist durch

$$L_P = 10 \cdot \log \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad (2.11)$$

definiert. Dabei ist L_P der Schalleistungspegel, und P_0 ist die Bezugsschalleistung mit $1 \cdot 10^{-12}$ W. Der mittlere Schalldruckpegel kann dann zum Beispiel im Halbraum mit

$$L = L_P - 10 \cdot \log \left(2\pi \frac{r^2}{1} \right) \quad (2.12)$$

errechnet werden. L stellt den mittleren Schalldruckpegel, L_P den Schalleistungspegel und r den Abstand dar. Dabei ist darauf zu achten, in welches Volumen die Schallenergie abgestrahlt wird. Danach richtet sich aus rein geometrischen Gründen der entstehende Schalldruckpegel (siehe Jakob (1996)).

Dieses Verfahren hat große Mängel bei der Abbildung in der Richtcharakteristik des Schalls. Die Berücksichtigung des akustischen Kurzschlusses entfällt ebenfalls. Es stellt lediglich eine globale Betrachtung einer Quelle dar und dient allenfalls für eine grobe Einschätzung oder einen Vergleich von Schallquellen ähnlicher Körper.

2.3.3.3 Punktstrahlersynthese

Für membranartige Oberflächen gibt es eine Lösung der Abstrahlungsberechnung. Sie wird die Punktstrahlersynthese genannt. Bei dieser Methode wird die schwingende Oberfläche durch einzelne Punktstrahler nachgebildet (vergleiche **Abschnitt 2.3.3.1**). Die Bewegungen an der Oberfläche, die Oberflächenschnellen genannt werden, können durch Messung oder Rechnung an der entsprechenden Stelle ermittelt werden. Bei Messungen werden sinnvollerweise bestimmte Oberflächenpunkte gemessen und dazwischen liegende als ähnlich angenommen. Von den einzelnen Flächen kann dann mit

$$\underline{p} = \frac{j\omega\rho_L}{2\pi} \int_S \underline{v} \frac{e^{-jkr}}{r} dS \quad (2.13)$$

$$\underline{p} = \frac{j\omega\rho_L}{2\pi} \sum S_i v_i \frac{e^{-jkr_i}}{r_i} \quad (2.14)$$

auf den Schalldruck an einem beliebigen Abstand geschlossen werden (siehe (Cremer u. Hubert 1990, Seite 178)), wobei \underline{p} der komplexe Schalldruck, ω die Kreisfrequenz, ρ_L die Dichte der Luft, S_i die Teilfläche, \underline{v} die komplexe Schnelle auf dem Körper, r der Abstand und k die Wellenzahl darstellen. Dieses Integral wird auch Rayleigh-Integral genannt. Die Berechnung versagt bei sehr langen ($\lambda < dS$) und kurzen ($\lambda > Membran\text{in einer Wand eingebettet}$) Wellenlängen.

Das Verfahren wurde verschiedentlich in Arbeiten eingesetzt. Baumgarten (2002) verwendete es zur Ermittlung von Schienenschwingungen, und Schneider (1985) hat es in seiner Arbeit genutzt, um das Schallfeld eines Eisenbahnwagens zu berechnen. Es wird auch in dieser Arbeit zum Einsatz kommen (vergleiche **Abschnitt 3.1.4**).

2.3.4 Schallausbreitung

Schallwellen sind Longitudinalwellen. Das bedeutet, die Bewegungsrichtung der an der Welle beteiligten Teilchen entspricht der Ausbreitungsrichtung der Welle. Die Geschwindigkeit dieser Teilchen wird als Schallschnelle bezeichnet.

Mathematisch wird die Schallausbreitung mit der Wellengleichung beschrieben (siehe Formel 2.15 (Heckl u. Müller 1995, Seite 11)).

$$\frac{\partial^2 p_L}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p_L}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p_L}{\partial z^2} = \frac{1}{c_L^2} \cdot \frac{\partial^2 p_L}{\partial t^2} \quad (2.15)$$

Sie gilt in homogenen, ruhenden Medien. Die Beziehung hat ihre Gültigkeit bis ca. 130 dB. Dabei stellen x, y, z die Raumkoordinaten dar, p_L ist der Druck, t die Zeit und c_L die Luftwellengeschwindigkeit.

Die Wellengleichung stellt den Zusammenhang zwischen der Schallschnelle und dem Druck her. Wird die Wellengleichung für nur eine Frequenz betrachtet, dann lässt sie sich in die Form

$$\Delta \check{p}(\omega) + \frac{\omega^2}{c_L^2} \check{p}(\omega) = 0 \quad (2.16)$$

überführen, wobei ω die Kreisfrequenz, \check{p} den Wechseldruck und c_L die Schallgeschwindigkeit darstellt.

2.3.5 System Rad-Schiene

Von Remington ist das System Rad-Schiene als das für die Schallentstehung bedeutendste Teil des Systems Eisenbahn erkannt und in eine Beschreibung analytischer Theorie überführt worden (siehe Remington (1987)). Im Folgenden werden die wichtigsten Teile und Theorien vorgestellt.

Remington geht von einer harmonischen Anregung zwischen Rad und Schiene aus. Er beschreibt die Vorgänge über die Impedanz. Daraus ergibt sich

$$Y_{WR} = Y_{RV} + w - \left(\frac{F_V}{K_{CW}} \right) + r - \left(\frac{F_V}{K_{CR}} \right). \quad (2.17)$$

Dabei stellen Y_{WR} die gesamte Auslenkung, Y_{RV} die Schienenauslenkung, w und r die Rauigkeitsverschiebung von Schiene und Rad, F_V die Kräfte zwischen Rad und Schiene und K_{CW} bzw. K_{CR} die Kontaktsteifigkeit von Rad und Schiene dar. Die Auslenkungen werden mit Hilfe der Impedanzdefinition

$$\underline{Z} = \frac{\underline{F}}{\underline{v}} \quad (2.18)$$

in Impedanzen überführt. \underline{Z} stellt die Impedanz, \underline{F} eine Kraft und \underline{v} eine Geschwindigkeit dar. Von den beteiligten Bauteilen Rad, Schiene und Kontakt sind die Impedanzen berechenbar. Sie werden in den nächsten Abschnitten beschrieben.

2.3.5.1 Kontakt

Die Kontaktimpedanz berechnet sich über

$$Z_C = \frac{K_c}{j\omega}. \quad (2.19)$$

Dabei stellt $j\omega$ die komplexe Kreisfrequenz und K_c die Kontaktsteifigkeit dar. Die Kontaktsteifigkeit gehorcht folgendem Zusammenhang:

$$K_c = \frac{3}{2\xi} \left[\left(\frac{4}{3} \frac{E}{1-\nu^2} \right)^2 P_{stat} \frac{4R_w R_R}{R_w + R_R} \right]^{1/3}. \quad (2.20)$$

Dabei sind R_R (Radius Rail) und R_W (Radius Wheel) die Radien der Schiene und des Rads, und P_{stat} ist die statische Belastung des Rads (siehe Remington (1987) und **Abbildung 2.2**). Das ξ stammt aus dem Herz'schen Kontaktmodell und muss mit Hilfe der **Tabelle 2.5** und der Formel

$$\phi = \cos^{-1} \left[\frac{\left| \frac{1}{R_W} - \frac{1}{R_R} \right|}{\left(\frac{1}{R_W} + \frac{1}{R_R} \right)} \right] \quad (2.21)$$

berechnet werden. In **Abbildung 2.3** ist das Herz'sche Kontaktmodell dargestellt.

Tabelle 2.5: Die Größe von ξ in Abhängigkeit von ϕ in der Herz'schen Formel

ξ	ϕ
1.453	30
1.637	40
1.772	50
1.875	60
1.944	70
1.985	80
2.000	90
1.985	100

Es folgt eine kurze Gültigkeitsbetrachtung der Herz'schen Theorie aus (Feldmann 1986, Seite 56):

- Es handelt sich um homogene, isotrope und vollkommen elastische Körper.
- Es handelt sich um eine statische Berührung.
- Die Körper haben dabei eine ideal glatte Oberfläche—es handelt sich um reibungsfreie Berührung.

- Es wird nur eine Normalpresskraft berücksichtigt, d.h. hier: Beschränkung auf die vertikale (radiale) Richtung.
- Die maximal auftretende Druckspannung muss innerhalb der Elastizitätsgrenze liegen.
- Die maximal auftretende Druckspannung muss klein zu den (resultierenden) Berührradien bzw. Abmessungen der beiden Körper sein.
- Die Theorie versagt bezüglich der Größe der Annäherung (Verformung) bei zweidimensionalen Problemen, wie z.B. Walze/Walze oder Walze/Ebene.

Die Bedingungen werden in der Realität nicht alle eingehalten, die Herz'sche Theorie wird für die Beschreibung des Rad-Schiene-Systems üblicherweise verwendet (siehe Groß-Thebing (1993)). Damit ist die Kontaktimpedanz bekannt.

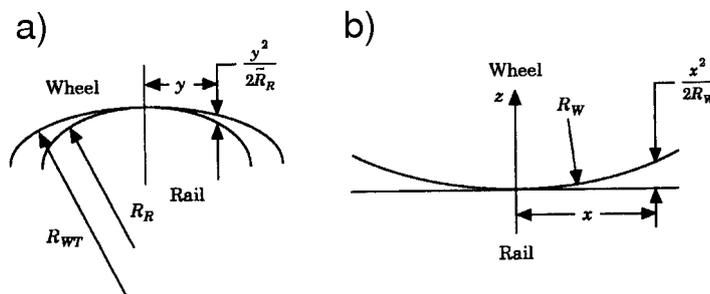


Abbildung 2.2: Rad-Schiene Geometrie – a) Ansicht in Rollrichtung b) Seitenansicht (Quelle Remington u. Webb (1996))

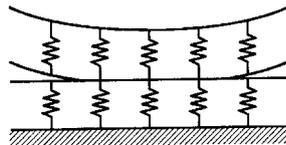


Abbildung 2.3: Kontaktfedern nach Herz zwischen Rad und Schiene (Quelle Remington u. Webb (1996))

2.3.5.2 Kraftspektrum

Das auf das Rad bzw. auf die Schiene wirkende Kraftspektrum ergibt sich aus den Impedanzen. Aus der Definitionsgleichung (siehe **Abschnitt 2.3.1**) ergibt sich die Kraft. Durch

geschicktes Kombinieren der Impedanzen lässt sich mit folgender Beziehung das Kraftspektrum ermitteln:

$$F_V = \frac{Z_{WR}Z_{RV}(\dot{w} + \dot{r})}{Z_{WR} + Z_{RV} - j\omega Z_{WR}Z_{RV}(1/K_{CR} + 1/K_{CW})} \quad (2.22)$$

Dabei stellen F_V eine Kraft zur entsprechenden Geschwindigkeit V , Z_{WR} die Impedanz des Rads in radialer Richtung, Z_{RV} die Impedanz des Gleises vertikal, \dot{w} und \dot{r} die Rauigkeiten bezogen auf die Geschwindigkeit, ω die Kreisfrequenz und K_{CR} , K_{CW} die Kontaktsteifigkeiten von Rad und Schiene dar. Damit ist das Kraftspektrum zwischen Rad und Schiene berechenbar.

2.3.5.3 Schienenschwingungen

Die Schiene wird als kontinuierlich gelagerter, unendlicher Balken angesehen. Für diese Art von Balken ist die vertikale Impedanz wie folgt gegeben:

$$Z_{RV} = 2\rho_R A_R (\omega r_{RV} c_l)^{1/2} (1 - j). \quad (2.23)$$

Dabei ist Z_{RV} die vertikale Impedanz, k der Radius der Drehung, c_l die Longitudinalwellengeschwindigkeit des Stahls, r_{RV} der Radius der vertikalen Dehnung, A_R die Querschnittsfläche, ρ_R die Dichte des Schienenmaterials und ω die Kreisfrequenz.

Für die horizontale Impedanz der Schiene gibt Remington folgende Lösung:

$$Z_{RH} = 2\rho_R A_R (\omega r_{RH} c_l)^{1/2} (1 - j) \quad (2.24)$$

wobei Z_{RH} die horizontale Impedanz, r_{RH} den Radius der horizontalen Dehnung, ρ_R die Dichte des Schienenmaterials und ω die Kreisfrequenz darstellen (siehe Remington (1987)).

2.3.5.4 Radschwingung

Das Rad wird bei Remington (1987) als ein Masse-Feder-System aufgefasst. Dabei stellt die Rad-Scheibe die Feder und der Rad-Kranz die Masse dar. Das ist sicherlich ein sehr vereinfachtes Modell des Rads. Über die Impedanzbetrachtung errechnet Remington eine globale mittlere Oberflächenschnelle, die dann in die Radschall-Betrachtung eingeht.

Eine weiterführende Arbeit zu diesem Thema stellt Heiß (1986) vor. Seine Arbeit zeichnet sich nicht nur durch einen experimentellen, sondern auch durch einen numerischen Teil und eine gute Klassifizierung der Schwingungsformen der Eisenbahnräder aus.

Weitere Erkenntnisse vom drehenden Rad lieferte die Arbeit von Kose (1998). Er betrachtet die Schwingungsformen des Eisenbahnrads unter den rotatorischen Einflüssen. Die bei der Rotation entstehenden Veränderungen der Resonanzfrequenzen sind nicht allgemeingültig zu beschreiben, doch im häufigsten Fall teilen sich die Resonanzpeaks auf und werden flacher. Eine gute Veröffentlichung für die Radschwingungen ist die von Kurze u. Horn (1990). Sie enthält unter anderem einige anschauliche Bilder von Radschwingungen eines ICE-Triebkopfrads.

2.3.5.5 Radschall

Nachdem eingangs das dynamische System beschrieben wurde und Schwingungen der Rad- und Schienenoberfläche berechnet werden können, geht es bei Remingtons Theorie um die Schallabstrahlung. Von ihm wird die Schallabstrahlung über die Gleichung

$$P = \sigma_A \rho_L c_L S v^2 \quad (2.25)$$

berechnet. Dabei stellt σ_A den Abstrahlgrad, ρ_L die Dichte der Luft, S die schwingende Fläche, c_L die Schallgeschwindigkeit in der Luft und v die Oberflächenschnelle des Körpers dar. Das Ergebnis P , die Schallleistung, wird über das gesamte Rad bestimmt. Um daraus auf den Schalldruck zu schließen, wird die Beziehung

$$p^2(\Phi) = \left(\frac{\rho_L c_L P}{2\pi r^2} \right) \quad (2.26)$$

genutzt. Φ stellt den Abstrahlwinkel, P die Schallleistung, ρ_L die Dichte der Luft und r den Abstand vom Körper dar (vergleiche **Abschnitt 2.3.3.2**). Die Abstrahlgrade werden für die Schiene als zwei steife Zylinder und für das Rad als Scheibe angenommen (siehe Remington (1976)).

2.3.5.6 Schallabstrahlung

Nachdem die Oberflächenschwingungen der jeweiligen Bauteile bekannt sind, werden die Umwelteinflüsse berücksichtigt, und die ganze Rechnung wird auf eine Zugvorbeifahrt bezogen. An Umwelteinflüssen können die Reflexion des Bodens und dessen Beschaffenheit und der Abstand in dem Modell berücksichtigt werden. Zu guter Letzt wird ein Terzspektrum für das Rad bzw. für die Schiene für eine Vorbeifahrt in einem bestimmten Abstand zur Schiene berechnet. Die Beziehung für die Schiene lautet wie folgt

$$S_{P_R}(\omega) = 10 \log \left(\frac{N}{2d} \frac{\rho_L c_L^2}{p_0} \sigma_{RV} (r_F + r_H) S_{Y_{RV}}^{AVG}(\omega) D(\omega, d) \right). \quad (2.27)$$

Dabei ist $S_{P_R}(\omega)$ der Schalldruckpegel in dem entsprechenden Terzband, N die Anzahl der Achsen des Zuges, d der Abstand zum Gleis, ρ_L die Dichte der Luft, c_L die Schallgeschwindigkeit in der Luft, p_0 der Bezugsschalldruckpegel und σ_{RV} der Abstrahlgrad der Schiene. r_F und r_H sind die Höhen der Gleisanlage, $S_{Y_{RV}}^{AVG}(\omega)$ ist das gemittelte Terzband der vertikalen Schienenschnelle über einer Zugvorbeifahrt, und $D(\omega, d)$ stellt die Erdbodeneinflüsse dar.

Die Terzbänder des Schalldruckpegels des Rads lassen sich ebenso mit

$$S_{P_W}(\omega) = 10 \log \left(\frac{N}{2dVT} \frac{\rho_L c_L^2}{p_0} \left[\sigma_{WR} A_{WR} S_{Y_{WR}}^{AVG}(\omega) + \sigma_{WA} A_{WA} S_{Y_{WA}}^{AVG}(\omega) \right] D(\omega, d) \right) \quad (2.28)$$

berechnen. Dabei stellt $S_{P_W}(\omega)$ den Schalldruckpegel des Terzbandes, N die Anzahl der Achsen des Zuges, d den Abstand zum Gleis, V die Geschwindigkeit des Zuges, T die Vorbeifahrzeit, ρ_L die Dichte der Luft, c_L die Schallgeschwindigkeit in der Luft, p_0 den Bezugsschalldruckpegel, σ_{WR} und σ_{WA} den Abstrahlgrad des Rads, A_{WR} und A_{WA} die Fläche des

Rads, $S_{YWR}^{AVG}(\omega)$ und $S_{YWA}^{AVG}(\omega)$ das gemittelte Terzband der vertikalen Schienenschnelle über einer Zugvorbeifahrt und $D(\omega, d)$ die Erdbodeneinflüsse dar.

Damit existiert eine Näherungsformel zur Abschätzung der Schalldruckpegel bei einer Zugvorbeifahrt in Terzbändern. Sie beruhen auf sehr vielen Erfahrungen und vor allen Dingen auf Messungen zur Abschätzung der Eingangsparameter.

2.4 Bewertung von Schallereignissen

Schallereignisse haben zwei Dimensionen. Diese sind der zeitliche Verlauf und die Frequenzanteile des Schalls. Beide Dimensionen werden vom Menschen wahrgenommen und haben ihre Grenzen, die individuell unterschiedlich sind. Beide Dimensionen werden in der Messtechnik mehr oder weniger gut nachgebildet.

2.4.1 Zeitliche Bewertung

Grob kann gesagt werden, dass die zeitliche Bewertung der Messtechnik „FAST“ der menschlichen Wahrnehmung entspricht.

2.4.2 Frequenzbewertung

Bei der technischen Frequenzbetrachtung ist eine gute Übereinstimmung nicht gegeben. Die A-Bewertung orientiert sich nur an der Hörschwelle. Das ist nur eine Annäherung an das menschliche Ohr, die mit früheren technischen Mitteln möglich war.

Anfang der 80er Jahre stellte Zwicker (1982) sein gehörgerechtes Modell vor. Er nannte es in Anlehnung an die damalige Einheit für den Schalldruckpegel „sone“. In **Abbildung 2.4** ist das sone-Modell dargestellt. Dabei ist der Frequenzumfang in Frequenzgruppen zusammengefasst, die größtenteils mit den Terzen übereinstimmen. Interessant sind hierbei die gestrichelt eingezeichneten „Schleppen“. Diese Schleppen werden an die jeweilige „Terz“-Höhe angelegt. Die unterhalb der Schleppe liegenden Frequenzen werden vom Menschen nicht wahrgenommen, solange diese nicht über die gestrichelte Linie der Schleppe herausragen. Diesen Effekt des menschlichen Hörens machen sich die modernen Komprimierungsverfahren für Musik zu Nutze.

Für die Frequenzbewertung bedeutet dies, dass es aus technischer Sicht sinnvoll ist, Geräuschereignisse in Terzen zu betrachten. Dies kommt der menschlichen Wahrnehmung am nächsten.

Das gilt, solange das Geräusch breitbandig ist. Bei „tonhaltigen“ Geräuschen müssen andere Bewertungsverfahren herangezogen werden (siehe auch Normungsausschuss (1992)).

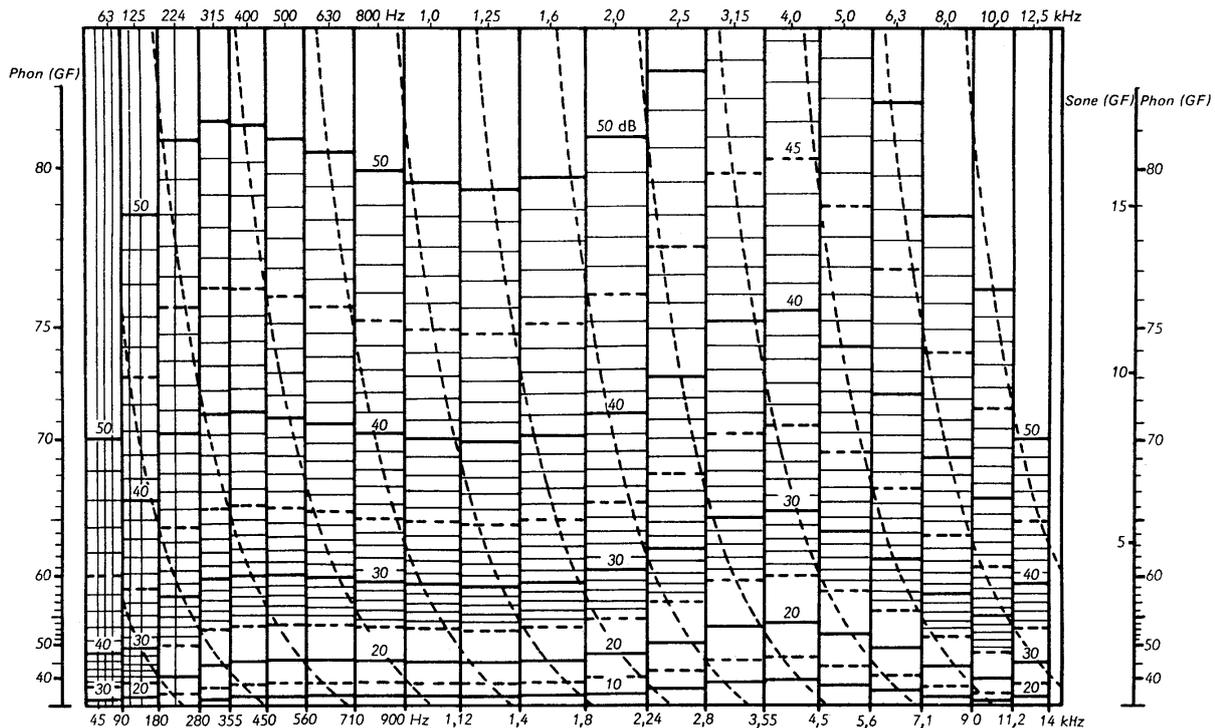


Abbildung 2.4: Gehörgerechtes Bewertungsmodell (Quelle Zwicker (1982))

2.5 TWINS

TWINS (Track-Wheel Interaction Noise Software) ist ein Programm-Paket, das das gesamte System Rad-Schiene mathematisch-analytisch beschreibt. Es hat sowohl strukturdynamische als auch akustische Teilbereiche. Der maßgebliche Entwickler Thompson kann als Schüler von Remington bezeichnet werden. In einigen Teilen baut sein Modell auf das von Remington auf (vergleiche **Abschnitt 2.3**). Thompson hat einige analytische Module von Remington durch genauere FE-Modelle ersetzt (siehe Thompson u. Jones (2000)). Das Programm-Paket hat eine mehr als 25-jährige Geschichte hinter sich und hat deshalb mehrere Änderungen erfahren, die auch durch die Steigerung der Rechenleistung möglich waren. Diese haben zur Erhöhung der Vorhersagegenauigkeit geführt. In **Abbildung 2.5** ist das Modell von TWINS dargestellt. Rad und Schiene werden in einem FE-Modell dargestellt. Der Kontakt und das Modell sind analytischer Natur und basieren auf dem Modell von Remington (siehe Remington (1976), vergleiche **Abschnitt 2.3.5.1**).

Leider schweigen sich Thompson u. Jones (2000) über die Methode ihrer Schallabstrahlungsberechnung aus. In dem Artikel erwähnen die Autoren mögliche Methoden und geben unter der Literatur-Nummer 54 auch die Quelle von TWINS an; doch die Literaturnummer 54 ist lapidar mit einem "to be published" versehen.

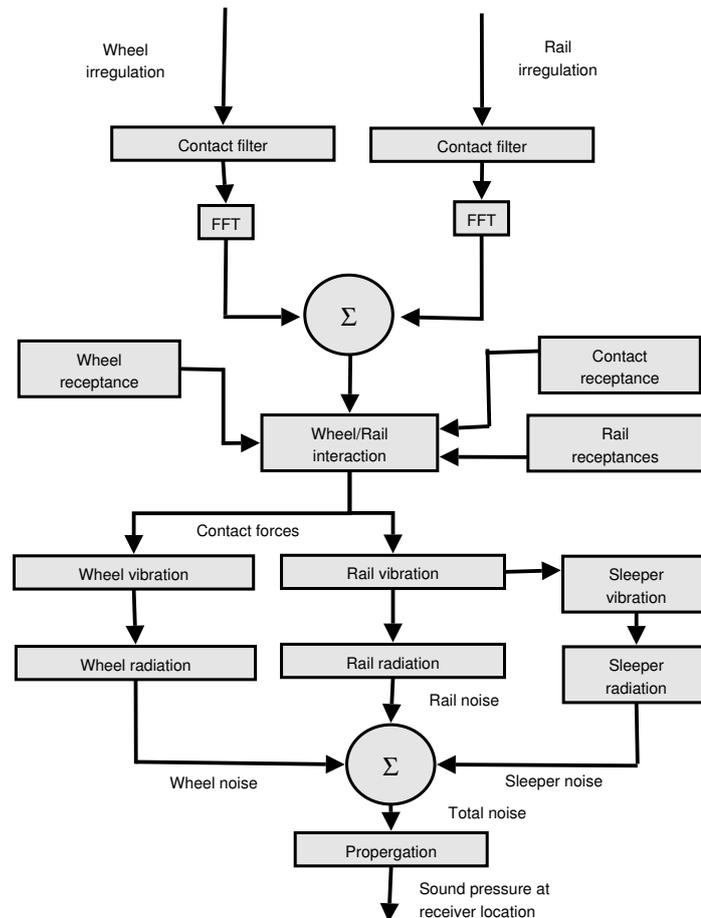


Abbildung 2.5: Übersicht Modell Rollgeräusentstehung (Quelle Thompson u. Jones (2000))

2.6 Numerische Verfahren

Die numerischen Verfahren können in zwei Bereiche unterteilt werden. Eines ist der strukturelle Teil, der hier nicht weiter behandelt werden soll, da er hinreichend bekannt ist. Da der Ansatz für die akustische Berechnung nicht diesen Bekanntheitsgrad hat, wird hier kurz auf die Formulierung der Ansatzfunktionen und deren Lösung eingegangen.

2.6.1 Finite-Elemente Methode Akustik

Diese Formulierung wurde von Gladwell u. Zimmermann (1966) aufgestellt. Wie bei der Strukturanalyse wird von einem harmonisch schwingenden System ausgegangen. Damit kann die Wellengleichung als Ansatzfunktion gewählt werden (siehe **Abschnitt 2.3.4**). Ein akustisches Element besitzt nur einen Freiheitsgrad, den Schalldruck. Als Ansatzfunktion wird

$$p(x, y, z) = -\rho_L \cdot c_L^2 \operatorname{div} (u_L) \quad (2.29)$$

gewählt. Dabei stellt p den Schalldruck, ρ die Dichte der Luft, c_L die Schallgeschwindigkeit und u die Verschiebung dar (vergleiche **Abschnitt 2.3.4**).

2.6.1.1 Randbedingungen

Wichtig für die Lösung der Gleichungssysteme sind die Randbedingungen, die in der akustischen Modellierung mit einigen Problemen behaftet sind. Der einfachste Fall der schallharten Wand mit totaler Reflexion kann wie folgt beschrieben werden:

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{2} \rho_L c_L^2 \int_V (\operatorname{div} u_L)^2 dV, \\ T &= \frac{1}{2} \rho_L c_L^2 \int_V u_L^2 dV. \end{aligned} \quad (2.30)$$

Sehr viel komplizierter werden die Randbedingungen für das eigentliche Ziel: die Abstrahlung von Oberflächen. Hier wird zwischen Platten und Membranen unterschieden. Dabei wirkt nicht nur der Körper durch seine Schallabstrahlung in die ihn umgebende Luft, sondern die Vibration der Luft auch auf den Körper zurück. Für diese Randbedingungen werden von Gladwell u. Zimmermann (1966) Lösungen angegeben.

Gänzlich andere Arten von Randbedingungen mussten für die Freifeld-Ausbreitung geschaffen werden. Die Schallausbreitung im freien Feld birgt das Problem eines unendlich großen Modells bzw. eines FE-Modells ohne Grenzen. Das ist nicht ohne weiteres lösbar. Burnett (1994) hat dieses Problem unter Zuhilfenahme spezieller spheroidaler Randelemente gelöst. Diese Randelemente bergen jedoch die Schwierigkeit, dass sie durch nicht rein diagonal besetzte Matrizen die klassischen Lösungsverfahren überfordern. Für die Lösung dieser Probleme sind schnelle Algorithmen, neue Ansätze gefordert.

2.6.1.2 Betrachtungen

In kommerziell verfügbaren Programmen hat sich die Freifeldausbreitung noch nicht etabliert, abgesehen von dem Programm von LMS Sysnoise. Es gibt auf dem Markt der FE-Programme nur einige, die es ermöglichen, akustische Berechnungen in geschlossenen Körpern durchzuführen. Das liegt zum einen an dem geringen Interesse, zum anderen an einigen anderen Problemen. Um in der FE-Berechnung eine gute Abbildung der Realität zu erhalten, ist es nötig, 6 Elemente pro Wellenlänge zu modellieren (siehe Fingberg (1990)). Der Frequenzumfang in der Akustik führt es mit sich, dass Wellenlängen von 17 m bis 17 mm betrachtet werden müssen. Selbst wenn der obere Frequenzbereich auf 5000 Hz eingeschränkt wird, beträgt die kleinste Wellenlänge 68 mm. Die Folge sind sehr große Modelle oder eine sehr starke Einschränkung des Frequenzumfanges.

Bis jetzt ist die klassische „Finite Elemente Methode“ nicht optimal geeignet, akustische

Berechnungen in einem vertretbar günstigen Rahmen durchzuführen. Neue Ideen sind gefragt. Damit sind nicht bessere Gleichungslöser oder adaptive Elemente gemeint, sondern eine Mathematik, die auf einfache Weise diese Probleme behandelt.

2.7 Dämpfung

Im Folgenden werden die Vorstellungen und die modellhafte Umsetzung von Dämpfung erläutert und beschrieben.

2.7.1 Material-Dämpfung

Ein gutes Modell für die Material-Dämpfung eines Körpers liefern Cremer und Heckl (siehe (Cremer u. Heckl 1982, Seite 165 ff.)). Bei der Formänderung eines Körpers treten Spannungen und Dehnungen auf. Bei einer periodischen Verformung entsteht eine Phasenverschiebung zwischen dem Spannungs- und Dehnungsverlauf. Diese Phasenverschiebung führt zum Verlust mechanischer Energie aus dem Schwingungssystem und damit zu einem Abklingen der Schwingung. Ist die Phasenverschiebung sehr groß, wird viel Energie aus dem System entnommen. Diese Energie wird in Wärme umgewandelt. Die Frage ist, wie diese Phasenverschiebung erklärt werden kann. In **Abbildung 2.6** sind die Zeitverläufe von Dehnung und

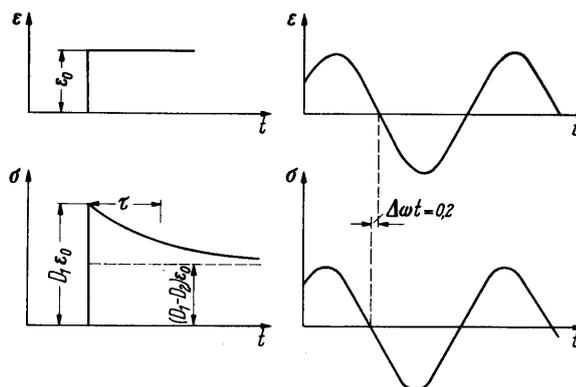


Abbildung 2.6: Dehnungs- und Spannungsverlauf bei einer Verformung (Cremer u. Heckl 1982, Seite 168)

Spannung für eine einmalige (links) und periodische (rechts) Verformung dargestellt. Auffällig ist in der linken Abbildung der Abfall der Spannung nach der Dehnung in einer bestimmten Zeit. Dieser Abfall kann damit erklärt werden, dass die Molekülstrukturen in dem Körper sich durch das Verformen neu ordnen müssen. Nach der Neuordnung ist nicht mehr so viel Spannung (Kraft) nötig wie im ungeordneten Zustand. Diese Neuordnung kostet Energie und Zeit. Die dafür benötigte Zeit wird Relaxationszeit genannt. Sie ist materialspezifisch. Die Relaxationszeit führt bei einer periodischen Verformung des Körpers zu einer Phasenverschiebung zwischen Dehnung und Spannung. Je größer die Relaxationszeit ist, umso größer

ist die Phasenverschiebung und damit die Energieumwandlung in Wärme bzw. der Verlust des Körpers von Schwingungsenergie.

Zur Verdeutlichung kann die Spannungs-Dehnungskurve herangezogen werden. In **Abbildung 2.7** ist diese für ein verlustbehaftetes Material dargestellt. Hierbei stellt die bei einer Schwingung verloren gegangene Energie die Fläche der Ellipse dar.

$$W_v = \oint \sigma d\epsilon \quad (2.31)$$

Der Verlustfaktor ist das Verhältnis zwischen der verloren gegangenen und zurückgewonnenen Energie, der wie folgt definiert wird:

$$\eta = \frac{W_v}{2\pi W_r} \quad (2.32)$$

Dabei ist W_v die verloren gegangene Energie und W_r die zurückgewonnene Energie. Dieser

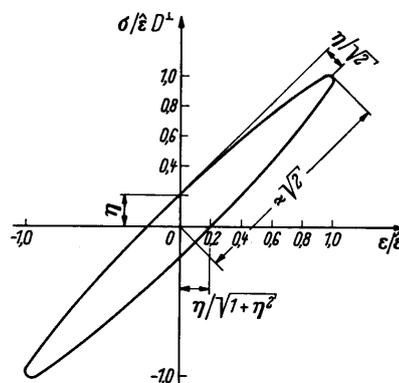


Abbildung 2.7: Spannungs-Dehnungskurve eines verlustbehafteten Mediums bei periodischer Beanspruchung ($\eta = 0,2$) (Quelle (Cremer u. Heckl 1982, Seite 173))

Faktor gibt an, wieviel Energie in einer Schwingungsperiode in Wärme umgewandelt wurde. Es versteht sich von selbst, dass der Verlustfaktor frequenzabhängig ist. Bei größerer Anzahl von Schwingungen in der Sekunde, also höherer Frequenz, wird mehr Schwingungsenergie in Wärme umgewandelt.

Es ist nicht ohne weiteres möglich, die in Wärme umgewandelten Energien in einem solchen schwingenden Körper zu messen. Deshalb muss eine andere Methode angewendet werden, um diesen Verlustfaktor zu bestimmen. Üblicherweise wird der bei einer Resonanz entstehende Frequenzpeak auf seine Halbwertsbreite (siehe **Abbildung 2.8**) vermessen. Die Beziehung

$$\eta = \frac{b}{f} \quad (2.33)$$

führt dann zum Verlustfaktor, wobei η den Verlustfaktor, b die Halbwertsbreite des Peaks und f die Frequenz darstellt. Dabei darf die Dämpfung im Körper nicht zu klein oder zu groß

sein. Bei zu kleiner Dämpfung kann eine Halbwertsbreite nicht mehr ermittelt werden. Bei zu großer Dämpfung ist unter Umständen der Peak als solcher bzw. die Ausdehnung nicht mehr zu erkennen. Von Möser (Heckl u. Müller 1995, Seite 43) stammt der Vorschlag, für

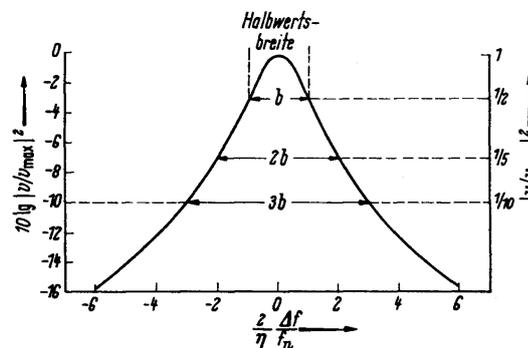


Abbildung 2.8: Messung Halbwertsbreite

sehr kleine Dämpfungen den Verlustfaktor

$$\eta = \frac{2.2}{f \cdot T} \quad (2.34)$$

zu berechnen. Dabei stellt η den Verlustfaktor, f die Frequenz und T die Abklingzeit für diese Frequenz des Körpers im Zeitbereich dar. Diese Methode ist auch für ungedämpfte Eisenbahnräder anwendbar (siehe Hecht u. Wiemers (1999)).

2.7.2 Andere Dämpfungsmodelle

Prinzipiell wird in der Modellvorstellung zwischen zwei Arten der Dämpfung unterschieden. Da ist die viskose oder auch lineare Dämpfung bzw., wie schon beschrieben, die Materialdämpfung zu nennen, bei der die Dämpfung proportional zur Geschwindigkeit bzw. Frequenz ansteigt. Diese geht auf Lord Rayleigh zurück und wird im englischen Sprachraum auch Rayleigh-Dämpfung genannt (siehe Adhikari u. Woodhouse (2001a)). In der Simulation wird sie durch eine Dämpfungsmatrix, die in das Gleichungssystem eingefügt wird, repräsentiert. In der Modellvorstellung symbolisiert diese Dämpfung eine Materialdämpfung.

Die zweite Dämpfungsart ist die nicht viskose Dämpfung. Diese wird auch trockene Reibungsdämpfung genannt (siehe (Cremer u. Heckl 1982, Seite 230)). Die nicht viskose Dämpfung besitzt keine proportionale Beziehung zur Geschwindigkeit. Sie benötigt eine Anfangskraft, die zur Überwindung innerer Reibung benötigt wird, um wirksam zu werden. Diese Dämpfungsart ist nicht einfach zu modellieren (siehe Adhikari u. Woodhouse (2001b)). In der Vorstellung tritt sie auf, wenn die Dämpfung etwas mit Reibung zu tun hat. Deshalb wird sie auch Coulomb-Dämpfer genannt (siehe Harris (2002)). Es ist gut vorstellbar, dass zwei Körper zunächst aneinander haften, bevor eine Bewegung einsetzt, die durch die noch vorhandene Reibung zu einer Dämpfung führt. Die Kraft, die aufgebracht werden muss, um

die Haftung zu überwinden, ist die Anfangskraft.

In der Realität gibt es keine rein viskosen Dämpfer. Bei den als viskos bezeichneten Dämpfern ist die Anfangskraft so gering, dass sie vernachlässigt werden kann.

2.8 Absorber

Dieser Abschnitt befasst sich mit der Theorie der Absorber von schwingenden Körpern. Die Schwingungsenergie wird in Wärme umgewandelt. Nach der Betrachtung der mathematischen Grundlagen werden kommerzielle Absorber vorgestellt und deren Wirkungsmechanismen aufgezeigt.

2.8.1 Funktionsweise von Absorbern

Im Folgenden werden die Funktionsprinzipien und die mathematische Darstellbarkeit verschiedener Absorbertypen behandelt.

2.8.1.1 Beschichtete Platten

Die einfachste Möglichkeit, einen schwach gedämpften Körper zu bedämpfen, ist, ihn geschickt mit stark gedämpften Materialien zu verbinden. In der theoretischen Überlegung ist es am einfachsten, eine mit Dämpfermaterial beschichtete Platte zu betrachten. So auch bei

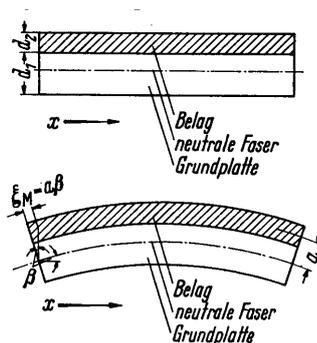


Abbildung 2.9: Beschichtete Platte (Quelle Cremer u. Heckl (1982))

Cremer u. Heckl (1982). In **Abbildung 2.9** ist eine solche Platte schematisch dargestellt. Der Verlustfaktor des Gesamtsystems lässt sich mit

$$\eta_B = \eta_2 \frac{E_2 d_2 a^2}{B} \quad (2.35)$$

berechnen, wobei E der Realteil des komplexen E-Moduls, η_2 der Verlustfaktor des aufgetragenen Materials, d_2 die Stärke des aufgetragenen Materials und a der Mittenabstand ist. Die Biegesteifigkeit B ist mit

$$B = \frac{E_1 d_1^3}{12} + E_2 d_2 a^2 \quad (2.36)$$

anzunehmen. Dabei stellen E_1 und E_2 das jeweilige E-Modul, d_1 und d_2 die Stärke der Materialien und a den Mittenabstand dar.

Die aufgetragenen Materialien können in Form von Entdröhnfarbe oder aufgeklebten Kunststoffen ihre Wirkungsweise entfalten. Die Wirkungsweise des Belages ist unspezifisch in der Frequenz. Verbessern lässt sich die Wirkung, indem zwischen dem dämpfenden Körper und dem Entdröhnbelag eine Art Abstandhalter vorgesehen wird. Dadurch vergrößert sich der Abstand a und damit auch der gesamte Verlustfaktor. In **Abbildung 2.10** ist der Verlustfaktor für verschiedene Modifikationen in einem Diagramm dargestellt. Bei ähnlicher Lon-

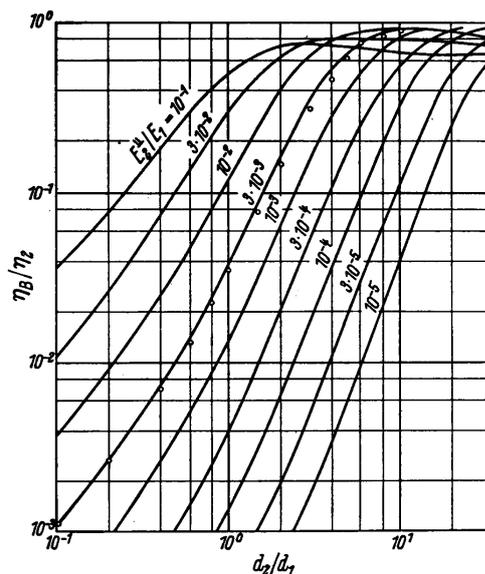


Abbildung 2.10: Verlustfaktoren beschichteter Platten (Quelle (Cremer u. Heckl 1982, Seite 215))

gitudinalwellenlänge im aufgetragenen Material kann mit der Biegewellenlänge in dem zu dämpfenden Körper eine Art Koinzidenz eintreten. Das bedeutet, die Wirkung der Dämpfung ist bei dieser Frequenz nicht sehr gut. Bei gut ausgewähltem Dämpfungsmaterial liegt die Koinzidenz-Frequenz sehr hoch.

2.8.1.2 Mehrfach beschichtete Platten

Eine Möglichkeit, die Wirkung einfach beschichteter Platten zu verbessern, ist, eine Deckschicht auf das Dämpfungsmaterial zu bringen. Die Wirkungsweise einer solchen Konstruktion ist eine gänzlich andere als bei den einfach geschichteten Platten. Die Dämpfungsmaterialien werden nun auf Schub beansprucht. Das erfordert auch eine andere Art des Materials. Die unspezifische Wirkung in der Frequenz geht verloren.

Der optimale Verlustfaktor wird durch die Beziehung

$$\eta_{opt} = \frac{3 E_3 d_3}{2 E_1 d_1} \frac{\eta_2}{(1 + \sqrt{1 + \eta_2^2})} \quad (2.37)$$

bestimmt, wobei E die E-Module der beteiligten Materialien, η die Verlustfaktoren der Materialien und d die Stärke der einzelnen Schichten symbolisiert.

Wie zu erkennen ist, wird der optimale Verlustfaktor durch die beiden E-Module und Stärken der Deckschichten bestimmt. Die **Abbildung 2.11** erläutert die einzelnen Indizes.

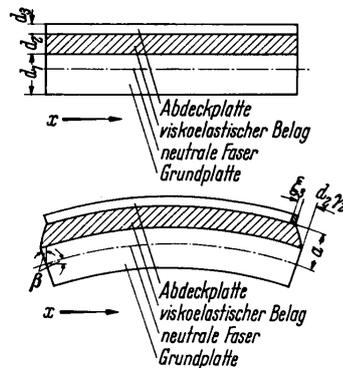


Abbildung 2.11: Beschichtete Platte mit Deckschicht (Quelle (Cremer u. Heckl 1982, Seite 216))

2.8.1.3 Schwingungsdämpfung durch Resonanzzungen

Ende der 70er Jahre wurde von Raquet u. Schneider (1979) ein Absorberprinzip für Eisenbahnräder vorgeschlagen. Das Prinzip beruht auf einem Absorber, der mit unterschiedlich starken Zungen ausgerüstet ist. Zwischen den Zungen befindet sich elastisches Material mit hohem Verlustfaktor (siehe **Abbildung 2.12**). Der Absorber wird auf einen zu dämpfenden Körper aufgeschraubt. Schwingt nun der Körper, schwingen die Zungen mit. Durch das Elastomer wird den Zungen die Schwingenergie entzogen und in Wärme umgewandelt. Die Zungen müssen auf den zu dämpfenden Körper im Frequenzbereich abgestimmt sein. Durch unterschiedlich starke Zungen wird ein Mitschwingen bei unterschiedlichen Frequenzen und damit eine breitbandige Wirkung in der Frequenz erzielt bzw. werden verschiedene Frequenzen bedämpft.

Inzwischen sind einige nach diesem Prinzip arbeitende Absorber für Eisenbahnräder und Schienen auf dem Markt (vergleiche **Abschnitt 2.8.2**).

2.8.1.4 Fügstellendämpfung

Es ist zu beobachten, dass durch eine Fügstelle in einem System Dämpfung entsteht. Diese Dämpfung wird als Fügstellendämpfung bezeichnet. Sie kann laut Cremer (Cremer u. Heckl 1982, Seite 230) günstigstenfalls einen Verlustfaktor von 10^{-2} verursachen. Heckl und Müller erklären diesen Effekt mit Gas-Pumping, trockener Reibung (Mikroslip), Schmierfilmreibung oder Schüttung (Heckl u. Müller 1995, Seite 589). Vorstellbar ist ein Reiben der beiden gegenüberliegenden Flächen, die dann durch diese Reibung die Schwingenergie mindern und

in Wärme umsetzen.

Diese Reibung kann durch Schaffung von Hohlräumen künstlich erhöht werden, die dann mit Granulat gefüllt werden. Das Granulat verstärkt die Reibung im System, indem die vergrößerte Oberfläche der Granularteilchen Reibung aneinander verursacht. Diese Effekte sind theoretisch noch nicht vollständig durchdrungen und beinhalten ganze Forschungsgebiete. Deshalb finden sie hier zwar Erwähnung, werden aber nicht weiter ausgeführt.

2.8.2 Absorbertypen

In den nächsten Jahren wird Stahl das Material für Eisenbahnräder sein. Das trifft vor allem im Güterverkehr zu, da die Tendenz zu höheren Achslasten und Fahrgeschwindigkeiten geht und damit zu einer höheren Belastung des Rads. Stahl hat die Eigenschaft, einen kleinen Verlustfaktor zu besitzen und damit einen geringen Teil der aufgenommenen Schwingenergie selbst in Wärme umzuwandeln. Bei eigenen Messungen wurden Werte von $2 - 8 \cdot 10^{-4}$ für η ermittelt (siehe Hecht u. Wiemers (1999)).

Jedes Material besitzt eine innere Dämpfung bzw. eine innere Reibung, die dafür verantwortlich ist, welche Menge von der Schwingenergie in einem bestimmten Zeitraum abgebaut wird. Das kann für kleine η mit der Formel 2.34 berechnet werden (siehe (Heckl u. Müller 1995, Seite 43) **Abschnitt 2.8.1**).

Um die Dämpfung von Stahl zu erhöhen, werden verschiedene Methoden angewendet. Diese Methoden spiegeln sich in den vielfältigen Ausprägungen der vorhandenen Absorber wider. Die Wirkungsweise der Dämpfer ist sehr unterschiedlich. Im Folgenden sind die Absorber genannt und wird, soweit bekannt, auch ihre Wirkung dargestellt.

Tabelle 2.6: Zusammenfassung speziell entwickelter Dämpfer und Absorber für Eisenbahnräder

- Radscheibenblende
- Entdröhnung
- Sandwiches
- Resonanzzungenabsorber [Zungenabsorber (Rad-Scheibe oder Rad-Kranz)]
- Sichelabsorber (Fächer)
- Blockabsorber
- Reibringe
- Reibstifte
- Reibminderung durch Kupferlösung

2.8.2.1 Radscheibenblenden

Im eigentlichen Sinne ist die Radscheibenblende kein Absorber. Sie sei nur der Vollständigkeit halber hier erwähnt. Die Radscheibenblende ist eine Art Schalldämmer, der vor die Rad-

Scheibe montiert wird und dann die Schallemissionen der Scheibe dämpfen soll. Hauck (1994) gibt eine Pegelminderung von bis zu 4 dB (A) an.

2.8.2.2 Entdröhnung

Das Entdröhnen der Laufräder ist eine einfache Methode, um die Schwingungen der Rad-Scheibe zu bedämpfen. Die Rad-Scheibe wird mit einem Entdröhnmaterial beklebt oder bestrichen. Dafür kommen verschiedene Produkte in Frage. Das Bekleben der Rad-Scheiben muss so geschehen, dass die Risserkennung der Laufräder nicht beeinflusst wird. Deshalb kann die Entdröhnung nur von der Rückseite des Rads aufgebracht werden, da die Sichtkontrolle von der Vorderseite geschieht. Es sind keine eindeutigen Schalldruckpegelminderungen für die Entdröhnung in der Literatur zu finden.

2.8.2.3 Sandwiches

Bei den so genannten Sandwichabsorbern wird ein Elastomer mit einer Stahldeckschicht auf das Rad aufgebracht. Der Absorber reduziert die Oberflächenschnellen durch Schubverformung des Elastomers (vergleiche **Abschnitt 2.8.1.2**). Diese Absorber werden auf der Rad-Scheibe eingesetzt. Nachteilig ist, dass das Elastomer eine Wärmeisolierung darstellt und damit der Sandwichabsorber nur bedingt für Klotzbremsen geeignet ist. Die Wirkung ist spezifisch in der Frequenz. Es können nur Frequenzen gemindert werden, die als Oberflächenschnellen auftreten. Das sind die Biegewellen auf der Rad-Scheibe. Dehn- oder Schubwellen können mit dieser Methode nicht bedämpft werden. Die Biegewellen sind allerdings für die Schallabstrahlung verantwortlich. Laut Literatur (Volf (1995)) kann sich durch einen Sandwichabsorber eine Schalldruckpegelminderung von 3 bis 6 dB ergeben.

2.8.2.4 Resonanzungenabsorber

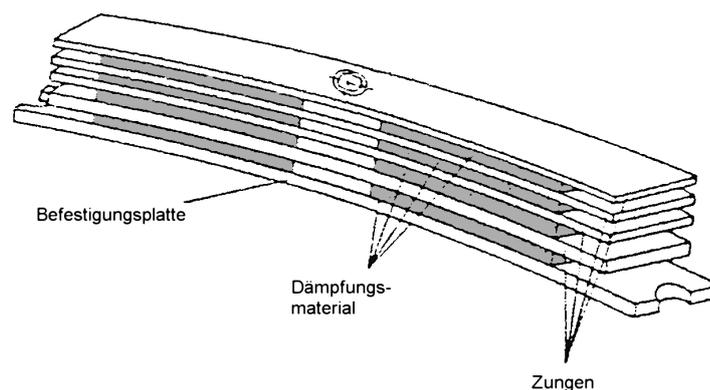


Abbildung 2.12: Radschallabsorber (Quelle Raquet (1982))

Dieser Absorbentyp wird auch Resonanzabsorber genannt. Er besteht aus einem Paket von Stahlplatten, die – durch Distanzstücke auseinander gehalten – frei schwingen können (siehe **Abbildung 2.12**). Die Stahlplatten sind auf die Eigenfrequenzen des Rads abgestimmt. Dadurch nehmen sie die Schwingenergie des Rads auf (Tilgerwirkung). Zwischen den Stahlplatten wird üblicherweise ein Elastomer verpresst, das die Schwingung der Stahlplatten bedämpft und diese in Wärme umsetzt. Je nach Anwendungsort (Rad-Scheibe oder Rad-Kranz) wird das Kurvenkreischen oder das Rollgeräusch vermindert. Die Absorber haben eine frequenzspezifische Wirkung auf die Eigenschwingungen des Rads.

Probleme treten mit zunehmendem Verschleiß der Räder auf, da die Absorber nicht mehr auf die Eigenschwingungen des Rads abgestimmt sind, wenn die Räder reprofiliert werden. Deshalb sollten diese Absorbentypen etwas breitbandiger ausgelegt werden. Nach der Literatur (Friedrich-Krupp (1978)) mindert dieser Absorbentyp je nach Geschwindigkeit und Rauigkeit bis zu 7 dB (A).

2.8.2.5 Blockabsorber

Eine weitere Absorberart, die nach dem Prinzip der Kombination von Stahlteilen mit Dämpfungsmaterial arbeitet, ist der Blockabsorber der Firma Schrey & Veit. Er besteht aus auf zwei Bolzen abwechselnd aufgesteckten Stahlplatten und Gummielementen (siehe **Abbildung 2.13**). Der Absorber wirkt frequenzspezifisch und muss an das Rad akustisch angepasst werden. Wie bei allen spezifisch wirkenden Absorbentypen, ist auch für ihn problematisch, dass das Rad durch den Verschleiß verstimmt wird (vergleiche **Abschnitt 2.8.2.4**). Die Schalldruckpegelminderung beträgt nach Aussage der Firma Schrey & Veit ca. 3 dB.

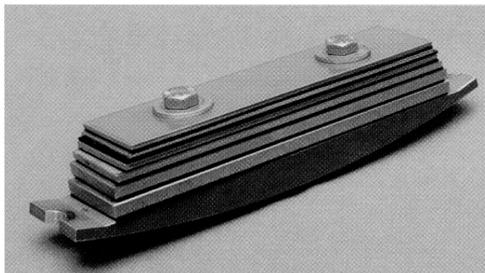


Abbildung 2.13: VICON-RASA Absorber (Quelle Schrey (2000))

2.8.2.6 Sichelabsorber

Die Firma GHH bietet eine Absorberart an, die wohl wegen ihrer Form als Sichelabsorber bezeichnet wird. Der Absorber besteht aus einem dreieckigen Blech. Dieses Dreieck ist an einer Kante mit Schlitz versehen. Mit der ungeschlitzten Kante wird der Absorber mit dem Rad-Kranz verschraubt. Die Wirkung des Sichelabsorbers ist frequenzspezifisch und muss auf das Rad abgestimmt sein. Sie begründet sich auf die Tilgerwirkung der Blechstreifen unterschiedlicher Länge. Wie bei den beiden vorhergehenden Absorbentypen besteht hier das

Problem der Verstimmung durch Verschleiß (vergleiche **Abschnitt 2.8.2.5** und **2.8.2.4**). Über die Schalldruckpegelminderung ist in der Literatur nichts zu finden.

2.8.2.7 Reibringe

Eine weitere Methode, die Schwingungsenergie zu dämpfen, besteht darin, am Rad einen mit Stahlkies gefüllten Hohlkörper anzubringen. Dieser Hohlkörper wird in einen Falz am Rad eingelegt oder geklebt. Dabei ist der Wirkmechanismus darin zu sehen, dass die Stahlkiesteilchen durch Reibdämpfung die Schwingenergie vernichten. Aus eigenen Messungen ist bekannt, dass die eingelegten Reibringe einen höheren Verlustfaktor des Rads zur Folge haben als die geklebten. Es liegt nahe zu vermuten, dass die Wirkung der Fügstellendämpfung zwischen Rad und Reibring eine höhere Dämpfung in dem System Rad darstellt als die Stahlkiesteilchen untereinander (vergleiche **Abschnitt 2.8.1.4**).

Die Wirkung der Reibringe ist unspezifisch in der Frequenz auf die Oberflächenwellen, die an dem Ort des Ringes vorhanden sind, beschränkt. Üblicherweise werden die Reibringe am Rad-Kranz montiert. Es sind keine Literaturstellen über die Pegelminderung dieser Maßnahme bekannt.

2.8.2.8 Reibstifte

An einigen Lokomotiven sind so genannte Reibstifte angebracht. Sie bestehen aus einem weicheren Material als dem Radstahl und geben beim Fahren ein wenig Material auf die Radlaufläche ab. Diese Reibstifte sollen ein Makroschlupfpfeifen der Lokomotiven verhindern. Sie sind nicht als eine generelle Schwingungsminderung am Fahrzeug zu sehen. Durch den Materialauftrag ändern die Reibstifte die Kontaktverhältnisse so günstig, dass das Schwingen der Laufräder, welches sich durch Pfeifen äußert, bei Makroschlupf unterbleibt. Diese Schwingung beruht auf dem Stick-Slip-Effekt.

2.8.2.9 Reibminderung durch Kupferlösung

Ähnliches gilt für eine Kupferlösung, die auf die Lauflächen gegeben wird und zwei Effekte haben soll. Zum einen soll das Kurvenkreischen unterbunden werden, was auf die Minderung des Stick-Slip-Effektes zurückzuführen ist. Zum anderen soll sich die Standzeit für das Radprofil erhöhen. Das kann durch die Herabsetzung der Querschlüpfе durchaus bewirkt werden.

2 Stand des Wissens

3 Modell dieser Arbeit

Im Folgenden wird das in der Arbeit verwendete Modell zur Schallabstrahlungsrechnung der Eisenbahnräder vorgestellt. Es besteht insgesamt aus sechs Ebenen und beinhaltet Theorien aus der Strukturmechanik, Laufdynamik und Akustik. Nach einer Einleitung wird auf die verschiedenen Gebiete eingegangen.

3.1 Rollgeräuschmodell

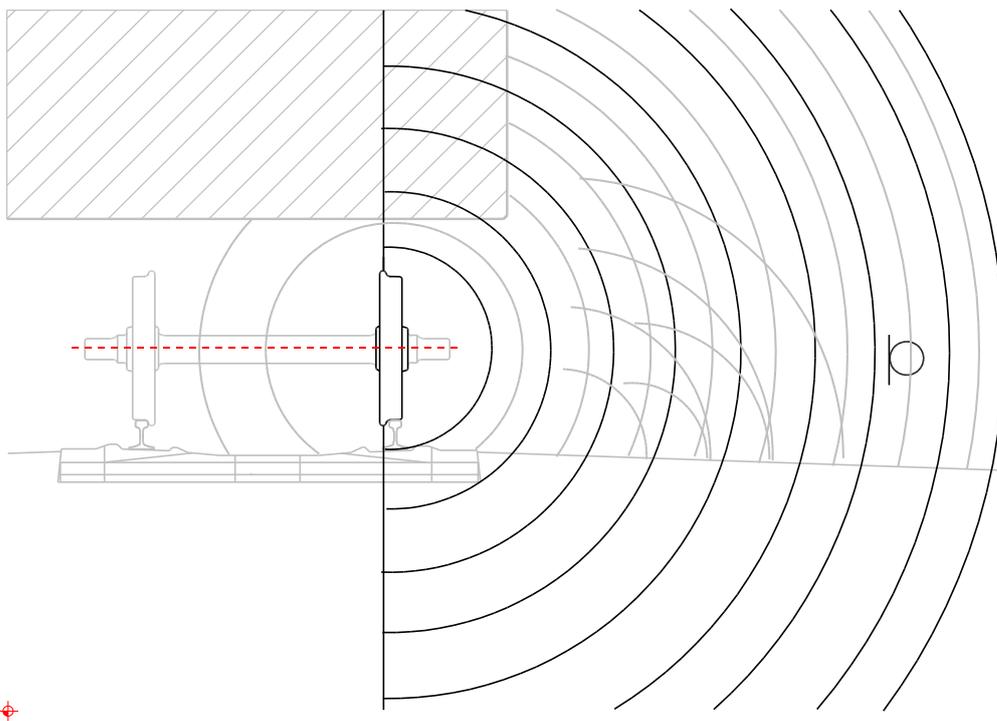


Abbildung 3.1: Modell Rad-Schiene

In **Abbildung 3.1** ist das in dieser Arbeit entwickelte Rollgeräuschmodell in einer Skizze dargestellt. Dabei ist im Hintergrund in grauer Farbe die Realität skizziert.

3.1.1 Realität

Der graue Radsatz mit dem Gleis und dem angedeuteten Wagenkasten stellt die Realität im Gegensatz zum Radmodell dar. Im Folgenden wird kurz auf das Modell und den Unterschied zur Wirklichkeit eingegangen. Die Skizze stellt das Problem zweidimensional dar. In der Realität sind in einem Drehgestell zwei Radsätze beteiligt, die in diesem Fall hintereinander liegen. Die beiden Radsätze werden durch die diskontinuierliche Lagerung der Schiene durch die Schwellen unterschiedlich angeregt. Diese Anregung unterscheidet sich im Zeitverlauf stark. Die Räder strahlen nach beiden Seiten Schall ab, der sich bei ca. 630 Hz durch eine gegenphasige Schwingung der beiden gegenüberliegenden Rad-Scheiben auslöschen kann (siehe (Kurze u. Horn 1990, Seite 175)). Auch kommt es zu einem so genannten akustischen Kurzschluss zwischen der Vorderseite und Rückseite des Rads. Zusätzlich werden in der Realität Schallwellen am Erdboden reflektiert und erhöhen dadurch den Schalldruckpegel an dem Empfängermikrofon.

3.1.2 Modell

Im Gegensatz dazu stellt das schwarz skizzierte Modell die Bereiche dar, denen sich diese Arbeit widmet. Es wird ein Rad betrachtet. Die Eigenfrequenzen, die durch die Achse und die Ankopplung an das zweite Rad entstehen, entfallen. Die wichtigsten dieser Eigenfrequenzen liegen im Allgemeinen unter 1000 Hz und fallen damit unter die Grenze des Schallabstrahlungsmodells. Dieses eine Rad wird durch eine Kraft angeregt, die aus einem kontinuierlich gelagerten Balken berechnet wurde. Dadurch fallen die zeitlichen Schwankungen im Verlauf der Kraftanregung weg, die durch die Schwellen verursacht werden.

3.1.2.1 Gültigkeitsbereich

Der von dem Modellrad abgestrahlte Schall kann sich in dem verwendeten Schallmodell nur nach einer Seite des Rads hin ausbreiten. Das Rad ist quasi in einer Wand eingebaut. Das wird durch die beiden Linien nach oben und unten angedeutet. Die Verminderung des Schalldruckpegels durch den akustischen Kurzschluss am Empfänger wird nicht berücksichtigt. Wann dieser Effekt eintritt, hängt von der Größe des Rads ab. Bei einem Durchmesser von 920 mm tritt der akustische Kurzschluss bei Frequenzen unter ca. 1000 Hz auf. Bedingt durch die geometrische Größe des Rads werden Frequenzen oberhalb von ca. 1000 Hz abgestrahlt. Schwingungen an den Außenbereichen des Rads, in diesem Fall am Spurkranz, können auch oberhalb von 1000 Hz nicht abstrahlungsfähig sein, da hier ein lokaler Ausgleich zwischen Vorder- und Rückseite eintreten kann. Deshalb ist das akustische Modell generell erst ab ca. 1000 Hz gültig.

3.1.2.2 Schiene

Die Betrachtung der Frequenz steht im Einklang mit der akustischen Vernachlässigung der Schiene. Die relevanten von der Schiene abgestrahlten Frequenzen liegen im Bereich bis 1000 Hz, abgesehen von der Pined-Pined-Mode, die üblicherweise bei ca. 1500 Hz liegt, je nach Zwischenlagensteifigkeit und Schwellenabstand. Das verwendete Schallabstrahlungsmodell ist nicht in der Lage, die Schienenabstrahlung zu bewerten, da die Schiene im Vergleich zum Rad ein viel kleinerer Körper ist. In den für die Schiene wichtigen Frequenzen würden die Schalldruckpegel durch das Modell überbewertet werden, da der akustische Kurzschluss nicht betrachtet werden kann, der bei den relevanten Schienenfrequenzen zwangsläufig eintritt (dazu siehe auch **Abschnitt 3.1.4**).

3.1.2.3 Randbedingungen

Im verwendeten Modell wird die Reflexion oder Absorption von bestimmten Frequenzen des Erdbodens zwischen Sender und Empfänger nicht berücksichtigt. Das Modell ist speziell für das ihm zugedachte Aufgabengebiet entwickelt. Es soll nicht Schallmessungen von Schienenfahrzeugen nachvollziehen, sondern ein Tool darstellen, mit dem Radgeometrien und Dämpfungsmaßnahmen am Rad untersucht werden können. Für diese Untersuchung wurden alle Randbedingungen wie Radsatz, Schotterabsorption, Bodenreflexion und Schienenschwingungen, die bei jedem Rad gleich wären, weggelassen.

Es muss allerdings auf eine Schwierigkeit bezüglich der Schienenschwingungen und damit in Bezug auf die Schallabstrahlung der Schiene hingewiesen werden. Rad und Schiene sind durch einen Kontaktfilter miteinander gekoppelt. Jede Maßnahme am Rad hat eine Rückwirkung auf die Schiene und dann wieder auf das Rad. Ein stark bedämpftes Rad wird auch die Schiene mitbedämpfen. Da die Schallabstrahlung der Schiene nicht berücksichtigt wird, entstehen dadurch kleinere Ungenauigkeiten in der anregenden Kraft. Dazu mehr in **Abschnitt 3.1.3.1**.

3.1.3 Rechengang

In der **Abbildung 3.2** wird der Rechengang der Simulation schematisch dargestellt und erläutert. Am Anfang steht die Modellierung eines Eisenbahnwagens als FE-Modell. Zusätzlich zu dem FE-Modell werden die Oberflächendaten aus dem Modell ausgelesen. Es ist möglich, Teilflächen des Körpers zu bestimmen und von diesen getrennt die Schallabstrahlung zu berechnen. Unter bestimmten Voraussetzungen kann es sinnvoll sein, z.B. den Rad-Kranz und die Rad-Scheibe getrennt voneinander zu betrachten. Dazu mehr im **Abschnitt 4.4**. Die Flächeninformationen werden später für die Schallabstrahlungsrechnung benötigt.

Mit diesem FE-Modell wird zuerst eine komplexe Modalanalyse durchgeführt, die die Eigenfrequenzen des Wagens liefert und außerdem eine Kontrolle des FE-Modells darstellt. Die Eigenfrequenzen werden dazu verwendet, um in einem zweiten Schritt eine „direct frequency response“-Analyse durchzuführen. Aus Genauigkeits- und Zeitgründen wurden bei der Resonanzanalyse nur die Eigenfrequenzen zugrunde gelegt. Alle anderen Frequenzen werden nicht berücksichtigt. Weil das Rad nur in den Eigenfrequenzen schwingen wird und daher nur

Rechenablauf Schallabstrahlungsrechnung

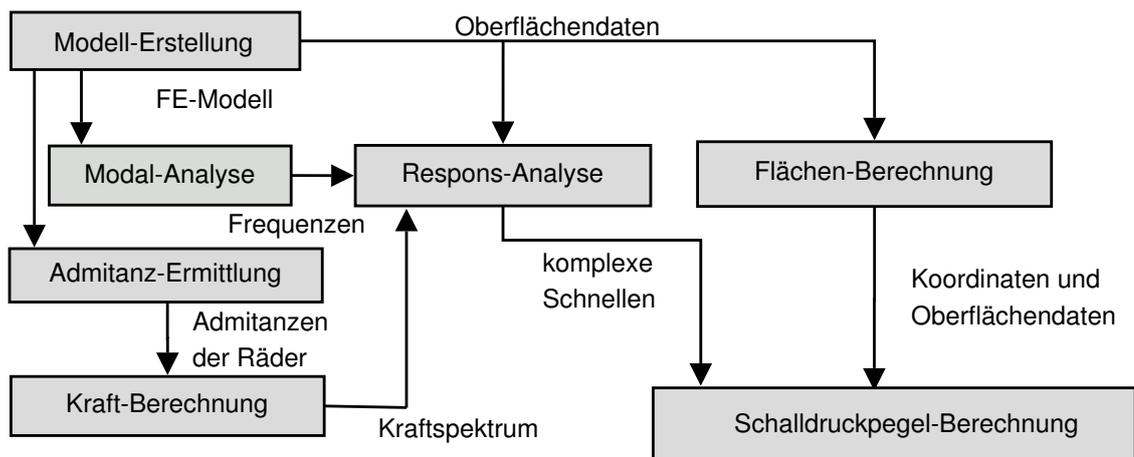


Abbildung 3.2: Schema der Modellierung

in diesen Frequenzen Schall abstrahlen kann, führt dieses Vorgehen zu keinem größeren Fehler. Dazu wird zusätzlich als anregende Kraft ein Kraftspektrum der in das Rad eingeleiteten Kraft benötigt (siehe **Abschnitt 3.1.3.1**).

Die Frequenzantwortrechnung gibt mit den aufgearbeiteten Oberflächendaten als Ergebnis die komplexen Oberflächenschnellen des Rads zurück. Mit der Oberflächeninformation und der Radgeometrie werden in einem selbst geschriebenen Programm die relevanten Oberflächen und deren Lage im Raum erzeugt. Dabei werden die Oberflächen auf eine Ebene projiziert. Dies ist für das Abstrahlungsmodell erforderlich (siehe **Abschnitt 3.1.4**).

Die Ausgabe der Frequenzantwort und die Oberflächeninformationen werden in einem weiteren selbst entwickelten Programm dazu verwendet, ein Schallfeld in einer zu wählenden Entfernung zu berechnen. Sowohl die Frequenzantwort als auch die Schallabstrahlungsrechnung erfolgt im Frequenzbereich. Die Ausgabe der Schallabstrahlungsrechnung unterteilt sich in die Schallfelder der einzelnen Frequenzen und in ein „Summenschallfeld“ (siehe **Anhang A.1**).

3.1.3.1 Rad-Schiene-Kraft

Das Kraftspektrum zwischen der Schiene und dem Rad stellt die wichtigste Eingangsgröße für die Schnellenberechnung des Rads dar. Der hier verwendete Ansatz wurde von Remington (1987) entwickelt. Das Kraftspektrum hängt im Wesentlichen von der Rauigkeit der Schiene, der Radlauffläche und von der Geschwindigkeit des Rads auf die Schiene ab. Für die Berechnung des Kontaktfilters werden zusätzlich die Aufstandskräfte und die Radien der sich berührenden Körper (Rad und Schiene) benötigt. In Verbindung mit der Arbeit von Feldmann (1986) ergibt sich die für diese Arbeit verwendete Theorie für die Herleitung des Kraftspektrums. In **Abbildung 3.3** sind alle Eingangskraftspektren der verwendeten Eisenbahnräder dargestellt. Um die Rechnung im FEM-Programm zu ermöglichen, wurde ein Einheitskraftspektrum, bezeichnet mit Kraftspektrum, entwickelt. Dieses Kraftspektrum

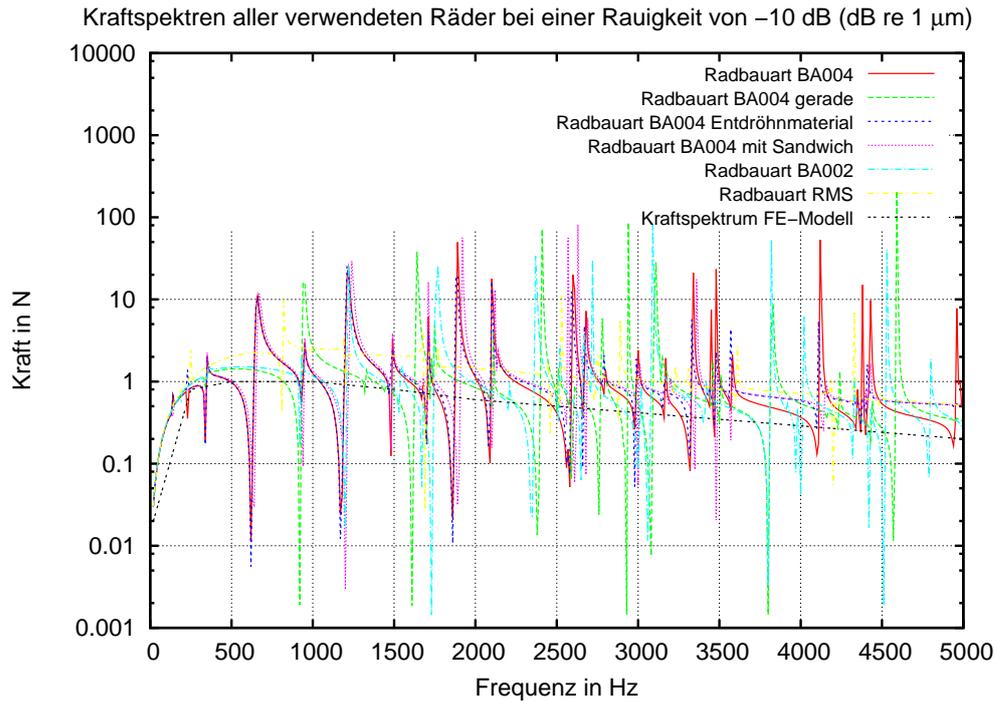


Abbildung 3.3: Rad-Schiene-Kräfte aller verwendeten Räder

repräsentiert eine Summenrauigkeit von -10 dB (rel. $1 \mu\text{m}$) und eine Geschwindigkeit von 100 km/h . Dies lässt sich dann in das FEM-Programm implementieren und wird im Folgenden für alle Räder verwendet.

Dieses vereinfachte Kraftspektrum, die dicke schwarze Linie in **Abbildung 3.3**, berücksichtigt nicht die Kraftspitzen nach oben und die Krafteinbrüche unten, die in der Abbildung zu sehen sind. Diese Spitzen enthalten wenig Energie, die in Schwingenergie umgewandelt werden kann. Das Rad wird in seinen Eigenformen schwingen, dies hängt nur bedingt von dem eingeleiteten Kraftspektrum ab.

Der Weg auf dieses Kraftspektrum wird wie folgt skizziert:

Definition Der Ansatz schätzt die eingeleitete Kraft über die Punktadmitanz

$$\bar{y} = \frac{\bar{v}}{\bar{F}} \quad (3.1)$$

ab. Dabei stellt \bar{y} die komplexe Admitanz, \bar{v} die komplexe Schnelle und \bar{F} die komplexe Kraft dar. Umgestellt kann aus der komplexen Schnelle und der komplexen Admitanz in

3 Modell dieser Arbeit

Abhängigkeit von der Frequenz die frequenzabhängige Kraft mit

$$\overline{F}_{ges}(f) = \frac{\overline{v}_r(f)}{\overline{y}_{ges}(f)} \quad (3.2)$$

berechnet werden. Dabei setzt sich die Admitanz $\overline{y}_{ges}(f)$ aus den Summen der einzelnen Admitanzen \overline{y}_s für die Steifigkeitsadmitanz, $\overline{y}_r(f)$ für die Schienenadmitanz und $\overline{y}_w(f)$ für die Radadmitanz zusammen. Die Schnelle am Aufstandspunkt \overline{v}_r wird in **Abschnitt 3.1.3.1** hergeleitet.

$$\overline{y}_{ges}(f) = \overline{y}_s(f) + \overline{y}_r(f) + \overline{y}_w(f) \quad (3.3)$$

Schienenimpedanz Die Schiene wird als kontinuierlich gelagerter unendlicher Balken verstanden. Daraus ergibt sich folgender Ansatz für die Schiene:

Die Impedanz der Schiene wird durch folgenden Ausdruck berechnet:

$$Z_r = 2\rho_R A_R \sqrt{\omega r_R c_L} (1 - j). \quad (3.4)$$

Dabei ist A_R die Querschnittsfläche, c_L die Longitudinalwellengeschwindigkeit von Stahl, ρ_R die Dichte vom Schienenstahl und r_R der Aufstandspunkt des Rads.

Die Admitanz ergibt sich aus dem Kehrwert der Impedanz

$$y_r = \frac{1}{Z_r}. \quad (3.5)$$

Admitanz Rad Die Beweglichkeit des Rads wird mit Hilfe eines FE-Programmes aus den Radmodellen errechnet. Dabei fehlen abweichend zum Radsatz die Eigenfrequenzen der Achse (siehe **Abschnitt 3.1.1**).

Admitanz Kontaktsteifigkeit Um die Admitanz der Kontaktsteifigkeit zwischen Rad und Schiene zu berechnen, muss zuerst die Kontaktsteifigkeit bestimmt werden. Das geschieht mittels des Ansatzes von Remington (1987) wie in **Abschnitt 2.3.5.1**.

Das Admitanzspektrum ergibt sich dann aus:

$$\overline{y}_s = \frac{j\omega}{\overline{K}_c}. \quad (3.6)$$

Dabei stellt \overline{y}_s die komplexe Admitanz der Kontaktsteifigkeit, $j\omega$ die komplexe Kreisfrequenz und \overline{K}_c die komplexe Kontaktsteifigkeit dar.

Schnelle Für das Schnellespektrum wurde ein Ansatz aus der Arbeit von Feldmann (1986) gewählt und angepasst. Die Rauigkeit ist der wichtigste Parameter bei der Bestimmung der Schnelle. In **Abbildung 3.4** sind gemessene Rauigkeiten mit dem Grenzwert der ISO 3095 dargestellt.

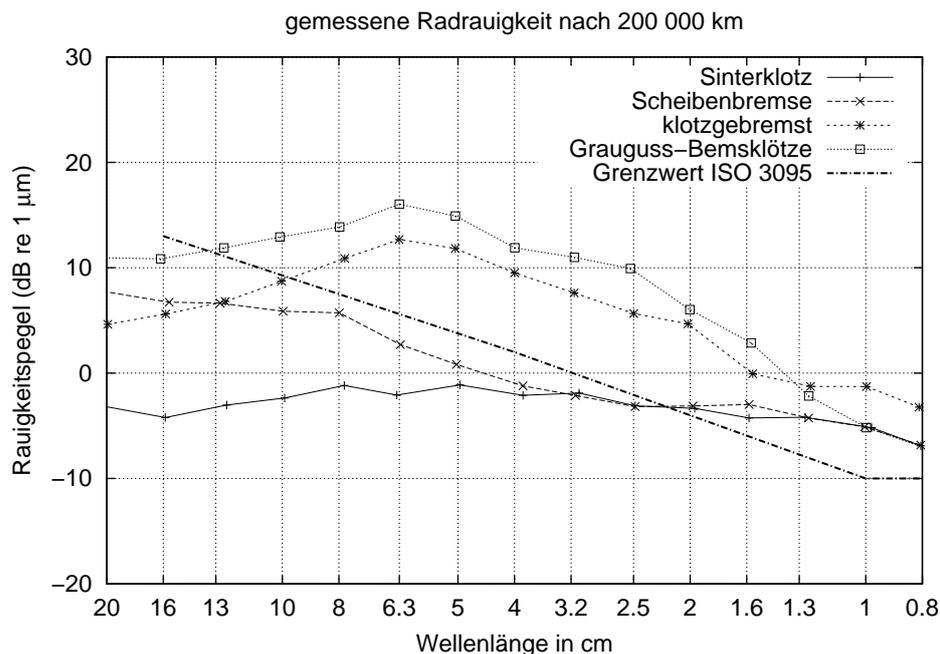


Abbildung 3.4: Vergleich gemessener Rauigkeit von Dings u. Dittrich (1996) mit Grenzwert ISO 3095

Um die Simulation mit einer Messung zu vergleichen, muss die Rauigkeit bekannt sein. Leider liegen die Rauigkeiten der zur Verfügung stehenden Messungen nicht vor. Da die Vergleiche mit einer Messung durchgeführt wurden, bei der ein sehr glattes Rad eingesetzt worden war, wird die Rauigkeit mit -10 dB durch Parameteranpassung mit den gemessenen Oberflächenschnellen des Rads bei der Fahrt angenommen. Die Summenrauigkeit wurde über die an der Rad-Scheibe gemessenen Schnellen angepasst. Das ist die Summenrauigkeit von Rad und Schiene. Sie kann mit dem einfachen Ansatz

$$v_r = \Delta z \cdot \frac{V_{Zug}}{\lambda} 2 \cdot \pi \quad (3.7)$$

ermittelt werden, wobei V_{Zug} die Fahrzeuggeschwindigkeit des Zuges, λ die Wellenlänge der Rauigkeit und Δz die Rauigkeit darstellt. Verriffelungen werden in dieser Theorie nicht erfasst. Das Spektrum muss in ein Leistungsdichtespektrum umgesetzt werden. Alle Anregespektren wurden für die Zuggeschwindigkeit von 27,7 m/s, also 100 km/h, berechnet.

Schlussbemerkung: Die diesem Kraftspektrum zugrunde liegende Rad-Schiene-Rauigkeit wurde mit -10 dB angenommen. Dies entspricht der Hälfte eines kunststoffklotzgebremsten Fahrzeuges (vergleiche **Abbildung 3.4**). Für Güterwagenräder ist diese Rauigkeit nicht die Normalität. Dieser Rauigkeitspegel wird in allen weiteren Berechnungen benutzt, um eine Ver-

gleichbarkeit zwischen den Rechnungen zu erlauben. Aus diesem Grunde sind die berechneten Schalldruckpegel am unteren Ende der von Güterwagen emittierten Schalldruckpegel anzuordnen (siehe **Abschnitt 4.1** und **Tabelle 2.1** und **2.2**).

3.1.3.2 Oberflächen-Schnellen-Berechnung

Ein kommerzielles FE-Programm wird nun eingesetzt, um aus dem FE-Modell des Rads und dem Schiene-Rad-Kraftspektrum die Oberflächenschnellen zu berechnen. Dabei werden aus Zeitgründen nur die in der Modalanalyse gefundenen Eigenfrequenzen benutzt, um die Oberflächenschnellen auf der Vorderseite des Rads zu ermitteln. Das oben gewonnene Kraftspektrum wird auf drei Punkte längs der Laufrichtung verteilt. Mit der Längsverteilung ist es möglich, verschiedene Aufstandspunkte zu simulieren und deren Einfluss auf die Schallabstrahlung zu ermitteln (siehe **Abschnitt 4.3**). Als Ergebnis liefert das FE-Programm eine Datei mit den komplexen Schnellen sämtlicher Frequenzen und Oberflächenpunkte, die nun weiterverarbeitet werden müssen.

3.1.3.3 Schallabstrahlung

Die Daten aus der Resonanzanalyse und die Oberflächen werden nun in einem selbst geschriebenen Programm zur Berechnung des Schallfeldes weiterverarbeitet. Dabei ist es möglich, in verschiedenen Abständen ein Schallfeld variabler Größe berechnen zu lassen. Das geschieht mittels der Punktstrahlersynthese nach Rayleigh (siehe **Abschnitt 3.1.4**).

Das Generieren eines Schallfeldes macht es möglich, die einzelnen Keulen und die Abstrahlung in den unterschiedlichen Frequenzen zu erkennen und auszuwerten (siehe **Anhang A.1** auf Seite **109**).

3.1.4 Schallabstrahlungsmodell

Wie in **Abschnitt 2.3.3.3** schon dargelegt, gibt es ein Abstrahlungsmodell, das auf Lord Rayleigh zurückgeht und in Cremer u. Hubert (1990) sehr gut dargestellt ist. Das Verfahren und seine Grenzen sollen hier etwas genauer erläutert werden.

Die Theorie geht von einem Schallstrahler auf einem Punkt aus, der durch Veränderung seiner Größe ein Schallfeld verursacht. Dieser wird auch „Monopolstrahler“ genannt. Der Schalldruck kann mit

$$\underline{p}_L(r) = \frac{j\omega\rho_L}{4\pi} a^2 v_a \frac{e^{-jkr}}{r} \quad (3.8)$$

berechnet werden, wobei p der Schalldruck im Abstand r , ω die Kreisfrequenz, ρ_L die Dichte der Luft, a die Oberfläche des Monopolstrahlers, v_a die Schnelle der Oberfläche und k die Wellenzahl darstellt. Das gilt für alle hörbaren Frequenzen, wenn die Kugel nur entsprechend klein ist.

Werden jetzt mehrere dieser Monopolstrahler nebeneinander betrachtet, gibt es Orte im Schallfeld, in denen sich der Schalldruck erhöht, und andere, in denen er sich auslöscht. Dabei muss die Phasenbeziehung zwischen den Strahlern beachtet werden. Aus der Geometrie der Abstrahlung einer Kugel ändert sich diese zur Halbkugel, da der Empfängerpunkt auf

einer Seite einer imaginären Wand positioniert ist. Dadurch wird aus 4π im Nenner des ersten Bruchs 2π . Außerdem müssen die einzelnen Bewegungen (Schnellen) jedes Punktes phasenrichtig addiert werden. Die bewegten Flächen dürfen unterschiedliche Größen besitzen. Diese Bedingungen führen zu folgender Beziehung:

$$\underline{p}_L(r) = \frac{j\omega\rho_L}{2\pi} \sum S_i v_i \frac{e^{-jkr_i}}{r_i} \quad (3.9)$$

Dabei bedeutet p_L der Schalldruck der Luft im Abstand r , ω die Kreisfrequenz, ρ_L die Dichte der Luft, S_i ein gleichschwingendes Flächenteil, v_i die komplexe Schnelle dieses Flächenteils und k die Wellenzahl. Das Modell hat einige Grenzen, die im Folgenden aufgezeigt werden sollen.

3.1.4.1 Grenzen des Modells

Untere Grenzfrequenz Im unteren Frequenzbereich errechnet die Theorie zu hohe Pegel, da der akustische Kurzschluss nicht berücksichtigt wird. Der akustische Kurzschluss führt bei tiefen Frequenzen – also bei großer Wellenlänge – dazu, dass eine abgestrahlte Schallenergie auf der einen Seite eines Objektes sich mit der Schallenergie auf der anderen Seite des Objektes mit umgekehrter energetischer Ausrichtung aufhebt, die Schallenergie sich also teilweise gegenseitig auslöscht und nur teilweise ausbreitungsfähig ist. Der Anteil hängt von der Geometrie und der Frequenz bzw. der Wellenlänge ab. An dieser Stelle wird klar, aus welchem Grund diese Methode zur Abstrahlungsberechnung von Schienen ungeeignet ist.

Die Punktstrahlersynthese betrachtet den untersuchten Körper, als wäre er in eine Wand eingebaut. Dieser Effekt kann nicht mehr bei Körpern beobachtet werden, die kleiner sind als das Dreifache der Wellenlänge. Allerdings ist die Schallabstrahlung in den tiefen Frequenzen an den Rändern der Räder weiterhin von einer Überbewertung betroffen. Das betrifft vor allen Dingen Eigenschwingungen des Spurkranzes, die in dem Frequenzbereich von 1000 Hz bis 5000 Hz nicht beobachtet wurden.

Obere Grenzfrequenz Die obere Einschränkung in der Frequenz wird durch die Größe der verwendeten Teilflächen bestimmt. Je kleiner diese sind, desto höhere Frequenzen lassen sich damit darstellen. Die obere Wellenlänge sollte sechsmal länger sein als die Teilfläche. Bei einer Teilflächengröße von 10 mm – wie in diesem Fall – sind richtige Aussagen unter einer Frequenz von 5500 Hz zu erwarten.

Geometrie Zusätzlich zu den Frequenzeinschränkungen besteht eine geometrische Einschränkung. Der Abstand des Empfängers muss sehr viel größer sein als die Größe des zu betrachtenden Körpers (siehe (Williams 1999, Seite 37)). Das ist bei einem Abstand von 7,5 m zu einem Raddurchmesser von 920 mm gewährleistet.

Außerdem können nur flache Körper oder Membranen betrachtet werden, da die Abschattung des Schallfeldes durch einen komplizierteren Körper mit sehr unebenen Oberflächen nicht betrachtet werden kann.

Konsequenzen aus den Theoriegrenzen Die obere und untere Grenzfrequenz wird eingehalten, wenn nur die Ergebnisse zwischen 1000 Hz und 5000 Hz betrachtet werden, bei einem Raddurchmesser von 920 mm und einer Teilflächengröße von 10 mm bis 20 mm. Das ist eine zumutbare Einschränkung, da nach der Theorie von Thompson (1993) der untere Frequenzbereich bis ca. 1000 Hz von der Schiene als Geräuschquelle dominiert wird (siehe **Abschnitt 2.5**).

Die Geometrie eines Eisenbahnwheels ist augenfällig nicht sehr kompliziert und bietet bei der Draufsicht keine Abschattungen. Um eine saubere Rechnung zu gewährleisten, wurde das Rad für die Schallabstrahlungsrechnung gewissermaßen auf eine Fläche projiziert. Durch dieses Vorgehen wurde das Rad in eine Fläche verwandelt. Allerdings sind die akustisch relevanten Eigenschaften Ort, Schnelle und Teilflächengröße erhalten geblieben.

Das Abstandsproblem wird bis auf einen Fall umgangen, indem der Schalldruckpegel immer in 7,5 m Abstand von der Radsatzmitte – also dem Normmessabstand – betrachtet wird. Somit ist die Vergleichbarkeit mit verschiedenen Messungen und den Simulationen hergestellt.

3.1.4.2 Rollgeräuschmodell Zusammenfassung

Für den Zweck, der in dieser Arbeit verfolgt wird, Eisenbahnwheels akustisch zu vergleichen und verschiedene Minderungsmaßnahmen zu betrachten, ist das vorgestellte Abstrahlungsmodell ausreichend (siehe **Abschnitt 1.2**). Alle Maßnahmen beziehen sich ausschließlich auf das Rad.

Die im Modell betrachteten Frequenzen können als pegelbestimmend angesehen werden, da bei einer A-Bewertung der Ergebnisse dieser Frequenzbereich nicht abgesenkt, sondern im Gegenteil leicht angehoben werden würde.

3.2 Radbauarten

Für diese Arbeit wurden Finite-Elemente-Modelle verschiedenster Radbauarten und Abwandlungen erstellt. Zu nennen sind die Bauarten BA004 und BA002. Das Rad der Bauart BA002 entspricht dem ORE Vollrad nach Rode (1990). Das Rad der Bauart BA004 wird im Moment bei Güterwagen eingesetzt. Es ist ein eigenspannungsarmes Rad, das für die K-Sohlen benötigt wird, da diese Art von Bremsklötzen eine hohe Wärme-Einleitung in den Radkörper bedeuten. In **Abbildung 3.5** sind Querschnitte dieser Laufräder dargestellt.

Außerdem wurde eine von Fortmann u. a. (2003) vorgestellte Radbauform von der Firma Valdunes verwendet. Sie soll laut Aussage der Firma ein günstiges akustisches Verhalten haben (siehe Valdunes (2000)). Da von dieser Radbauart leider keine Zeichnungen erhältlich waren, wurde das FE-Modell aus dem in der ETR (Fortmann u. a. (2003)) dargestellten Querschnitt erstellt. Dieses Rad wird in der Arbeit mit VMS-Rad bezeichnet.

Um die These zu überprüfen, dass Laufräder mit geradem Steg ein grundsätzlich anderes akustisches Verhalten aufweisen als Laufräder mit gewölbtem Steg, wurde ein modifiziertes BA004-Rad geschaffen. Dieses Rad ist dem Rad der Bauart BA004 gleich, bis auf die Wölbung im Steg, die bei der FE-Modell-Erstellung mittels Meshprogram gerade „gezogen“ wurde. Dieses Rad wird im Folgenden BA004gerade genannt. Es ist zu beachten, dass dieses Rad kein „echtes“ Rad ist und somit nicht seine Tragfähigkeit oder Spannungen berechnet wurden. Es ist fraglich, ob Laufräder mit geradem Steg so aussehen könnten. Es geht darum, ein Rad mit geradem Steg und eines mit gewölbtem Steg akustisch zu vergleichen.

Eine wichtige Eigenschaft der Laufräder sind die Massen, da die rotatorischen Massen eines Fahrzeuges die Laufeigenschaften und den Energieverbrauch bestimmen. Einige Massenangaben mussten aus der FE-Berechnung gewonnen werden. Das Rad der Bauart BA004 besitzt eine Masse von 306 kg, welches mit der in der Zeichnung angegebenen übereinstimmt. Bei dem Rad der Bauart BA002 ergibt die Rechnung 325 kg und bei dem mit VMS bezeichneten Rad eine Masse von 350 kg. Von den letzten beiden Rädern ist keine Massenangabe vorhanden, deshalb wurden diese aus der FE-Rechnung ermittelt.

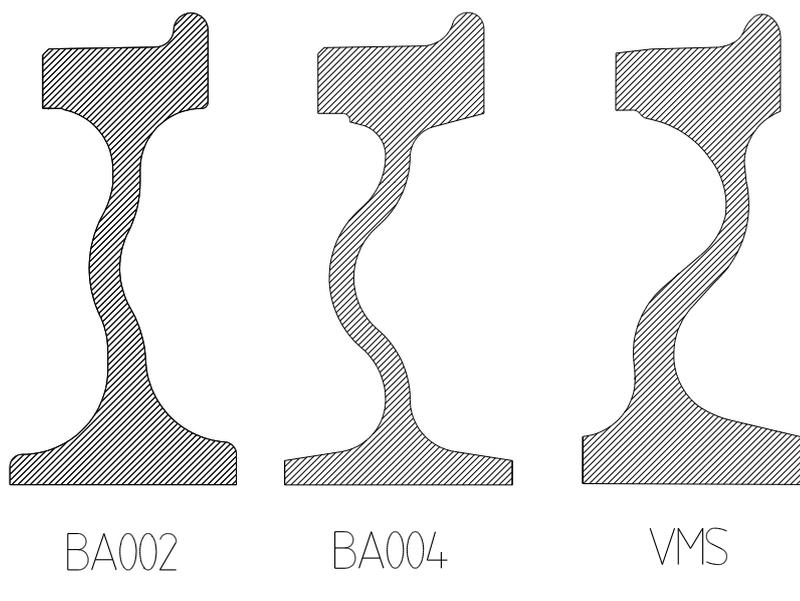


Abbildung 3.5: Verwendete Radmodelle

3.3 Absorbermodelle

Es gibt einige Absorbertypen, die ganz unterschiedliche Wirkungsmechanismen besitzen (siehe **Abschnitt 2.8**). Aus diesem Grund kann es kein einheitliches Modell für Absorber geben. Im Folgenden werden die verschiedenen Typen und deren Modellierung angegeben.

3.3.1 Beschichtungen

Die einfachste Möglichkeit ist, wie in der Wirklichkeit auch, das Anbringen einer Beschichtung mit anderen Materialeigenschaften. Günstigstenfalls besitzt die Beschichtung einen höheren Verlustfaktor. Das ist sowohl in der Realität durch das Aufbringen von Entdröhnmaterial als auch im FE-Modell durch Ankoppeln von Volumenelementen mit anderen Materialeigenschaften möglich. Die Theorie dieser Absorbertypen ist in **Abschnitt 2.8.1.1** beschrieben.

In der Realität etwas schwerer zu realisieren sind die mehrfach geschichteten Absorber, da eine sehr steife Deckschicht an die Form des Körpers angepasst werden muss. Das ist vor allen Dingen ein Fertigungsproblem, welches sich aber lösen lässt. Die Theorie der Beschichtung ist in **Abschnitt 2.8.1.2** dargestellt. Im FE-Modell wird eine Schicht von Volumenelementen mit einer Schicht von Flächenelementen mit den entsprechenden Stoffeigenschaften an den Radkörper gekoppelt.

Ergebnisse dieser Beschichtungen sind in **Abschnitt 5.2.1** und **5.2.2** dargestellt. Die Stoffeigenschaften in den hier verwendeten Modellen sind dem Datenblatt des Dämpfungsmaterials Dyad soundcoat ltd. (2000) entnommen. Das Dyadmaterial ist ein speziell für diesen Anwendungsfall entwickelter Kunststoff der Firma „soundcoat“.

3.3.2 Resonanzungenabsorber

Die Wirkungsmechanismen der Resonanzungenabsorber oder des Blockabsorbers, die eine ähnliche Bauweise besitzen, sind komplizierter als die vorher genannte Absorbiermethode, nicht zuletzt deshalb, weil die Wirkungsweise auf verschiedenen Mechanismen beruht (vergleiche **Abschnitt 2.8.2**). So spielen die Wechselwirkungen zwischen der Radoberfläche und der Basis des Absorbers eine Rolle. Diese als Fügstellendämpfung bezeichneten Vorgänge sind hochkomplex und nur schwer in einem Modell nachvollziehbar. Es gibt Ansätze, diese Vorgänge als Makromodell zu verwenden. Die Fügstellendämpfung kann, wie im eigenen Experiment nachgewiesen, bis zu 40 % der Dämpfung eines Resonanzungenabsorbers ausmachen und stellt somit eine Eigenschaft dar, die nicht vernachlässigt werden darf (siehe **Abschnitt 2.8.1.4**). In **Abbildung 3.6** ist eine Schalldruckpegel-Messung des liegenden Rads in 1 m Abstand dargestellt. Dieses Rad wird im Folgenden Institutrad genannt (siehe auch **Abschnitt 3.4.2**). Gut zu erkennen ist die Pegelabnahme bei etwa 1700 Hz durch die aufgeschraubten Stahlklötze mit gleicher Masse und ungefähr gleicher Kontaktfläche. Diese Stahlklötze werden im Folgenden als Dummy-Dämpfer bezeichnet. Dass durch die Dummy-Dämpfer Dämpfung in das System gebracht wird, zeigt außerdem die Verbreiterung des 1700 Hz-Peaks. Auf der anderen Seite zeigen die Dummies bei der Frequenz um 4500 Hz

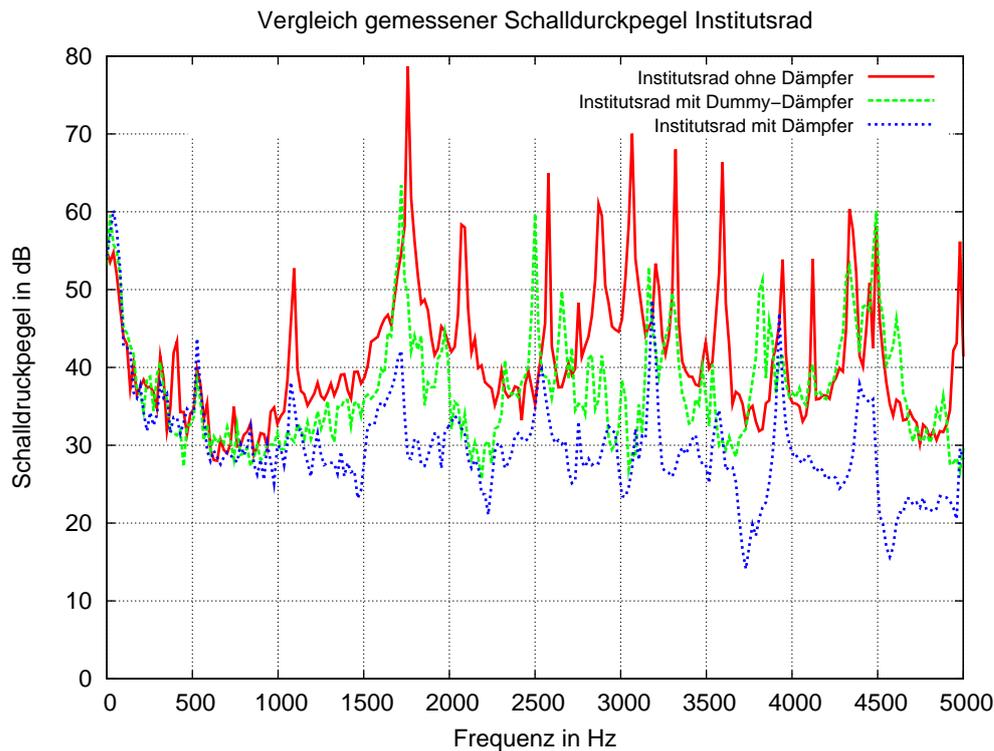


Abbildung 3.6: Vergleich der Schalldruckpegel Institutsrad ohne Dämpfer, mit Dummy-Dämpfer und mit Dämpfern

ein erhöhtes Eigenleben. Dies macht die Dämpferwirkung bei 1700 Hz fast zunichte. Die kommerziellen Dämpfer senken den 1700 Hz Peak noch einmal ab und verhindern auch die Erhöhung bei 4500 Hz.

Die Zungen mit dem dazugehörigen Absorbermaterial weisen einen völlig anderen Wirkungsmechanismus auf (siehe **Abschnitt 2.8.1.3**). Diese Eigenschaften durch ein FE-Absorbermodell auf dem vorhandenen Rad zu simulieren bedeutet einen hohen Aufwand und ist deshalb mit hohen Kosten verbunden. Viel sinnvoller erscheint es, die Eigenschaften des Resonanzzungenabsorbers zu ermitteln und diese dann dem FE-Modell anzubieten. Die Fügstellendämpfung wird dann in einem zusätzlichen Schritt mit eingebaut.

Ein gutes Werkzeug für die Beschreibung der Wirkungsweise des Absorbers ist die mechanische Impedanzbetrachtung von Körpern (siehe **Abschnitt 2.3.1**). Die selbst entwickelte Darstellung der Wirkungsweise von Resonanzzungenabsorbern mit dem Werkzeug der Impedanz wird jetzt nachfolgend skizziert.

Die Impedanz einer masselosen Feder wird beispielsweise durch

$$Z_S = C + \frac{k_s}{j\omega} \quad (3.10)$$

3 Modell dieser Arbeit

beschrieben, wobei Z_S die Impedanz der Feder, C die Dämpfung der Feder, k_s die Federsteifigkeit und ω die Kreisfrequenz darstellt. Die Befestigung der Absorberelemente kann als Feder mit einem Dämpfer angesehen werden. Dabei stellt die Schraube eine – wenn auch sehr hohe – Steifigkeit und die Fügstellendämpfung einen Dämpfer dar.

Ein Zungenabsorber wird durch eine Rezeptanz-Rechnung am Befestigungspunkt durch ein FE-Modell beschrieben. Das ermöglicht die Ermittlung der Rezeptanz des Bauteils. Mittels der Schnellen des ungedämpften Rads an den Befestigungspunkten des Befestigungselements und der Rezeptanz des Absorbers wird ein FE-Modell zur Oberflächenschnellenberechnung des Rads erstellt. In dem FE-Modell wird die Kraftwirkung des Absorbers an den Befestigungspunkten wiedergegeben und nicht der Absorber selbst in das FE-Modell des Radmodells zugefügt. Das führt zu geringeren Rechenzeiten. Außerdem sind die Absorber-Modelle in dieser Methode einfacher zu erstellen. Beispielsweise sind die Blockabsorber im Impedanzmodell als eine Kette von Federn mit Dämpfern relativ einfach darzustellen (vergleiche **Abschnitt 2.8.2.5**).

3.3.2.1 Absorbermodellierung

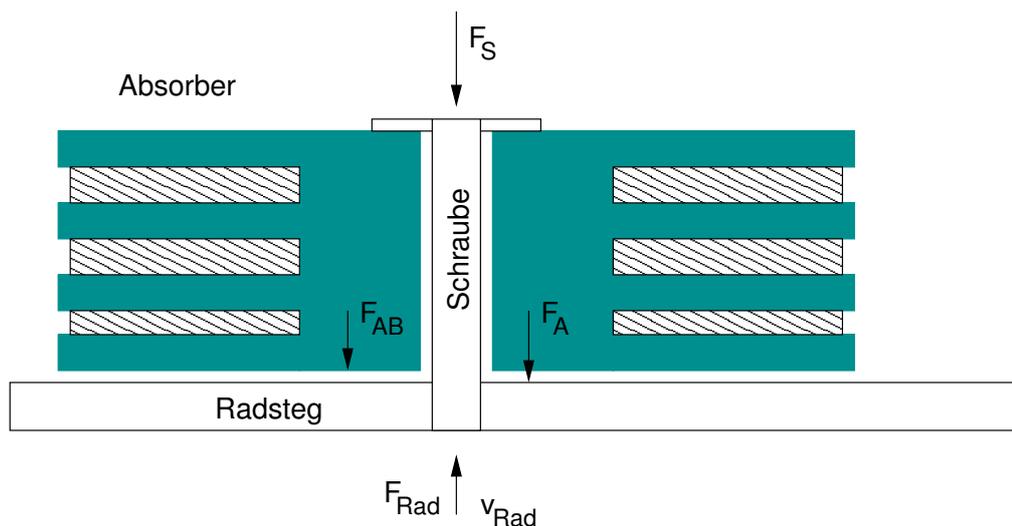


Abbildung 3.7: Schematische Darstellung des Resonanzzungenabsorber-Modells

Es wird nun kurz skizziert, wie die Wirkungsweise eines Resonanzzungenabsorbers durch geschickte Kombination der entsprechenden Impedanzen dargestellt werden kann. In **Abbildung 3.7** ist das Schema eines Resonanzzungenabsorbers dargestellt. Dieser Absorber wird durch die Radstegoberfläche zu Schwingungen angeregt, der Radsteg verursacht mit der Absorbermasse eine Wechselkraft auf die Befestigungsschraube F_{Rad} . Diese Wechselkraft wird aus der FE-Rechnung durch eine Respons-Rechnung ermittelt, wobei F_S die Wechselkraft der Schraube, Z_S die Impedanz der Schraube, F_{AB} die Wechselkraft am Absorberboden, Z_R die Impedanz des Rads, v_R die Schnelle am Rad, Z_A die Impedanz des Absorbers, v_{AB}

die Schnelle des Absorberbodens, F_R die Wechselkraft vom Rad auf den Absorber, v_R die Schnelle an der Stelle der Absorberbefestigung mit Anregung aus **Abbildung 3.3**, F_A die Wechselkraft des Absorbers auf das Rad, Z_{SA} die Impedanz des Kontaktes und Z_A die Impedanz des Absorbers darstellt. Diese Bezeichnungen werden in den folgenden Beziehungen verwendet. Dabei sind alle Größen komplexe Größen.

Die Anregung wird über die Schraube auf die Absorberoberfläche übertragen. Die Schraube kann als eine Feder-Impedanz angesehen werden. Diese Feder besitzt eine Federsteifigkeit von $2.3 \cdot 10^9$ N/m. Die Wechselkraft F_S kann nun über die Beziehung

$$F_S = -(Z_S \cdot v_S) + F_{Rad} \quad (3.11)$$

ermittelt werden. Dabei ist die Schnelle am Schraubenkopf unbekannt. v_S kann über die Gleichung

$$v_S = \frac{F_R}{Z_S} + v_R \quad (3.12)$$

berechnet werden. Die Wirkung der Wechselkräfte und der Schnelle auf den Absorber und damit wieder auf das Rad erfolgt nun in umgekehrter Richtung. Die Schnellen auf der Absorberunterseite werden durch die Beziehung

$$v_{AB} = -\left(\frac{F_S}{Z_A} - v_S\right) \quad (3.13)$$

berechnet. Die Impedanz Z_A des Absorbers wird aus einer FE-Berechnung des Absorbers gewonnen. Sie kann aber auch aus einem Impedanzmodell des Absorbers gewonnen werden. Die Impedanz eines einseitig eingespannten Balkens mit senkrechter Krafteinleitung am Ende kann nach Heckl u. Müller (1995) wie folgt berechnet werden:

$$Z = \frac{BK_B^3}{j\omega} \cdot \frac{1 + \cosh K_B l \cos K_B l}{\sin K_B l \cosh K_B l - \sinh K_B l \cos K_B l} \quad (3.14)$$

Dabei ist l die Länge des Balkens, B die Biegesteifigkeit des Balkens. Die Größe K_B kann über

$$K_B = \frac{\omega}{c_B} = \left(\frac{\omega^2 \rho S}{B}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.15)$$

ermittelt werden, wobei S die Balkenquerschnittsfläche, B die Biegesteifigkeit, c_B die Biegeschwindigkeit und ω die Kreisfrequenz darstellt. Eine geeignete Kombination aus diesen Impedanzen führt dann zu einer Gesamtimpedanz des Absorberbauteils. Der Kontakt zwischen dem Absorber und dem Radsteg kann als eine Federimpedanz Z_{SA} angesehen werden, die eine sehr hohe Steifigkeit und eine Dämpfung beinhaltet. Diese Dämpfung ist analog der Fügstellendämpfung zu sehen. Die Impedanz Z_{SA} wird als masselose Feder mit Dämpfung durch

$$Z_{SA} = C + \frac{k}{j\omega} \quad (3.16)$$

berechnet, wobei C die Dämpfung und k die Federsteifigkeit darstellt. Mit der Beziehung

$$F_A = (v_R - v_{AB}) \cdot Z_{SA} \quad (3.17)$$

kann dann die auf den Radsteg wirkende Wechselkraft berechnet werden.

3.3.2.2 Fügstellendämpfung

Es bleibt dennoch die Schwierigkeit, die Dämpfung der Fügestelle zu beschreiben. Die Gleichung nach Mindlin u. Deresiewicz (1953) gibt eine Möglichkeit der Abschätzung mit

$$\eta \approx \frac{18}{\pi} \frac{\tilde{F}_T}{\mu_R F_N} \approx \frac{1}{\mu_R} \left(\frac{E}{F_N} \right)^{\frac{2}{3}} a^{\frac{1}{3}} \tilde{\xi}_T \quad (3.18)$$

an. Dabei ist \tilde{F}_T die Wechselkraft, μ_R der Reibwert, $\tilde{\xi}_T$ die Wechselkraftamplitude, E das E-Modul und F_N die Normalkraft. Dieser Zusammenhang gilt nur für sphärische Berührungen. Schober (1989) erweitert ihn, indem er behauptet, die Verlustfaktoren der einzelnen sphärischen Berührungen könnten bei flächigen Berührungen addiert werden. Damit kommt zu den Wechselkräften die statische Kraft der Schraube hinzu. Sie ergibt sich aus dem Drehmoment, mit der die Schraube angezogen wurde. Sie wird nach Decker (1985) wie folgt berechnet:

$$M_A = F_M \cdot (0.16 \cdot P + 0.58 \cdot \mu_G \cdot d_2 + \mu_K \cdot r_m) \quad (3.19)$$

wobei M_A das Drehmoment, F_M die Drehmomentenspannung, P die Steigung des Gewindes, μ_G die Reibzahl, d_2 die Schraubenstärke, μ_k die Reibzahl am Schraubenkopf und r_m den mittleren Auflageradius symbolisiert. Die Angaben zu der Schraube sind dem Tabellenwerk Decker (1985) entnommen. Die statische Kraft beträgt in diesem Falle 11 kN.

3.4 Validierung des Abstrahlungsmodells

Nachfolgend werden verschiedene Validierungsmethoden für das Abstrahlungsmodell vorgestellt. Diese zeigen die Genauigkeit der Methode auf und verdeutlichen die Schwierigkeiten bei der Auswertung der Rechenmodells.

3.4.1 Pistophon

Zum ersten einfachen Test des Schallabstrahlungs-Programms wird ein Modell eines Pistophons erstellt. Es hat einen Durchmesser von 100 mm und bewegt sich mit einer Geschwindigkeit von 5 mm/s bei einer Frequenz von 1000 Hz. Das verursacht einen Schalldruckpegel von 62 dB in 7,5 m Abstand nach dem Rayleigh-Verfahren. Die analytische Berechnung über die Schallleistung führt zu einem Pegel von 60 dB im gleichen Abstand (siehe **Abschnitt 2.3.3.2**). Die Differenz ist auf Nichtberücksichtigung der Richtwirkung des Schallleistungsverfahrens zurückzuführen. Während das Verfahren über die Schallleistung in diesem Falle eine Halbkugel mit gleicher Pegelhöhe annimmt, berechnet das Rayleigh-Verfahren die abgestrahlten Keulen der Abstrahlung des Objektes. Damit ist der um 2 dB niedrigere Schalldruckpegel des analytischen Verfahrens zu erklären.

3.4.2 Institutsrad

Vor einiger Zeit wurde dem Fachgebiet ein Rad eines Fahrzeuges von der Firma BVV zur Verfügung gestellt. Dieses Rad wird im Weiteren als „Institutsrad“ bezeichnet. Zu dem auf

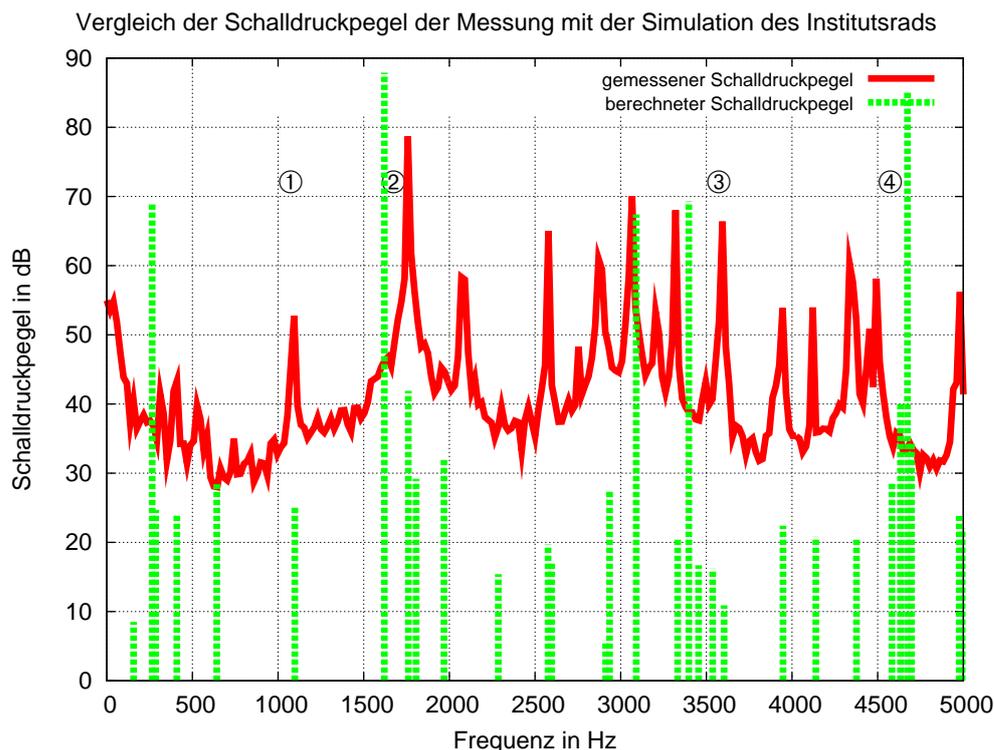


Abbildung 3.8: Schalldruckpegel 1 m über dem Institutsrad

einem fahrbaren Tisch liegenden Rad stehen Zungenabsorber, siehe **Abschnitt 2.8.1.3**, zur Verfügung, die angeschraubt werden können. An diesem Rad wird die nächste Stufe der Validierung durchgeführt. In einer Entfernung von 1 m über der Achsnarbe wird mittels eines Mikrofons der Schalldruckpegel während des Anschlagens mit einem Impulshammer gemessen. In **Abbildung 3.8** ist das Ergebnis im Vergleich mit der Rechnung dargestellt.

An dieser Stelle sei eine Bemerkung zu der Darstellungsweise gestattet. Die Art der Berechnung lässt nur die Darstellung eines diskontinuierlichen Spektrums der simulierten Schalldrücke zu. Aufgrund der Verfahrensweise, siehe **Abschnitt 3.1.3**, werden nur Schalldruckpegel der modalen Frequenzen berechnet. Um kein kontinuierliches Frequenzspektrum vorzutäuschen, wird im Folgenden die Darstellungsform von Spitzen oder senkrechten Linien gewählt. Diese Art der Berechnung hat zur Folge, dass nicht das gesamte Frequenzspektrum bekannt ist, sondern nur die wichtigen pegelbestimmenden Frequenzen. Dadurch ist die Vergleichbarkeit der Ergebnisse eingeschränkt. Besonders der Energieinhalt kann nicht verglichen werden, da dieser im Frequenzbereich vor allen Dingen von der Auflösung abhängt. Dazu wird die Darstellung üblicherweise auf Auflösung normiert. Diese wird dann Frequenzdichtespektrum genannt.

Der Vergleich **Abbildung 3.8** zeigt teilweise Abweichungen in den Pegelhöhen. Das Abstrahlungsmodell hat, wie in **Abschnitt 3.1.4** dargestellt, einen Gültigkeitsbereich von 1000 Hz bis 5000 Hz. Die Frequenzen unter 1000 Hz werden nicht betrachtet. Trotzdem sind sie hier

3 Modell dieser Arbeit

dargestellt, um einen Vergleich auch in diesem Frequenzbereich zu haben.

Der mit ① bezeichnete Peak gehört zu einer Plattenschwingung mit 3 Knotenlinien des

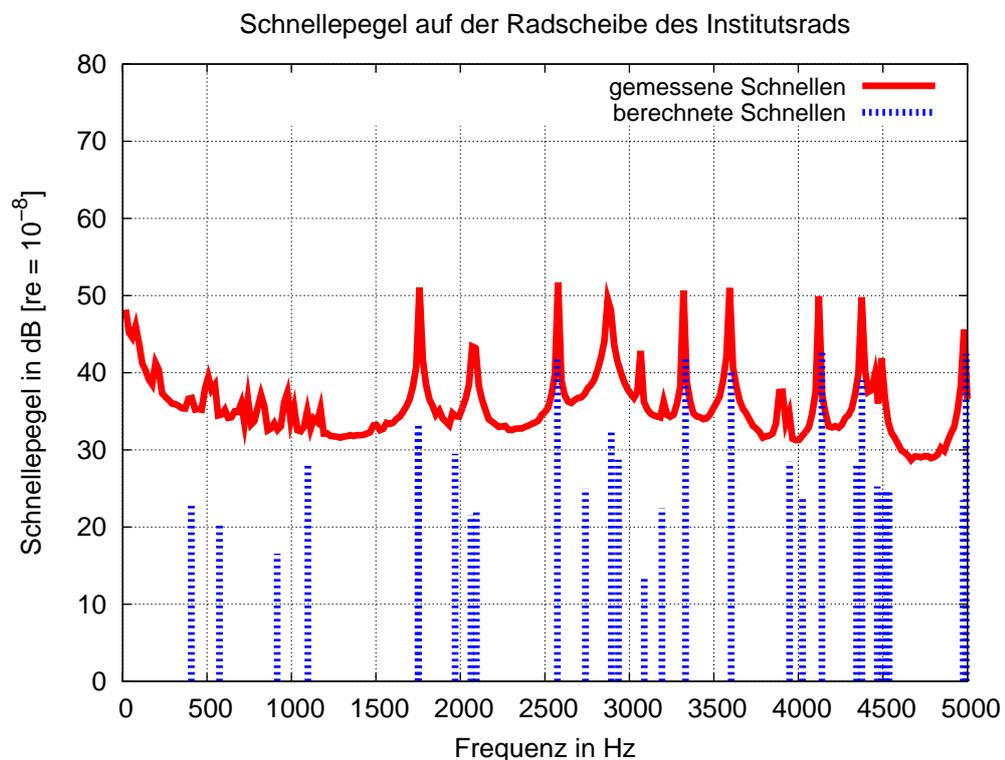


Abbildung 3.9: Schnellepegel auf der Rad-Scheibe des Institutsrads

Rad-Kranzes. Die Unterbewertung dieser Pegelhöhe ist auf den geringen Abstand und die im Abstrahlungsmodell vorgenommene Vereinfachung in Form der Projektion des Rads auf eine Ebene zurückzuführen. Durch diese Vereinfachung werden die senkrechten Flächen des Rad-Kranzes bei der Simulation nicht berücksichtigt. Durch den geringen Abstand des Empfängers von 1 m, der an der untersten Grenze des für das Modell Zulässigen liegt, fällt diese Vereinfachung stark ins Gewicht. Bei größeren Abständen wird dieser Effekt eine nicht so große Rolle spielen.

Die Nummer ② stellt eine Frequenzverschiebung zu einer niedrigeren Frequenz dar. Es handelt sich um eine Plattenschwingung mit einer Knotenlinie der Rad-Scheibe. Die Frequenzverschiebung ist auf die Vereinfachungen in der Modellierung im FE-Modell zurückzuführen. Hier sind die Anschraubplattformen der Zungenabsorber nicht der Realität entsprechend modelliert. Der 1800 Hz-Pegel gehört in die gleiche Kategorie. Zugrunde liegt eine Plattenschwingung der Scheibe mit einer Knotenlinie.

Im Bereich ③ liegen einige Schalldruckpegel sehr gut auf den gemessenen Werten. Die niedriger liegenden Pegel sind Radkranzschwingungen, bei denen genauso wie bei ① die unzureichend berücksichtigten Flächen des Rad-Kranzes zu einer Unterbewertung führen.

An der Stelle ④ des Diagramms herrscht eine Schirmschwingung vor. Dabei bewegen sich die

Rad-Scheibe und der Kranz phasengleich. Der Vergleich der Körperschallschnellen auf der Rad-Scheibe des Rads ergibt an dieser Stelle keine Unterschiede zwischen Simulation und Realität (vergleiche **Abbildung 3.9**). Die Überhöhung des Pegels beruht auf der großen Bewegung des Rad-Kranzes. Bei großen Schnellen am Rande des Rads kann es dort zu lokalen akustischen Kurzschlüssen kommen. Diese werden von dem Schallabstrahlungsmodell nicht berücksichtigt (siehe **Abschnitt 3.9**).

3.4.3 Institutsrad mit Resonanzungenabsorber

Die letzte Validierung aus dem Labor betrifft das Institutsrad mit Resonanzungenabsorbern. In **Abschnitt 3.3.2** wurde eine Simulationsmöglichkeit entwickelt, diese wird nun an dieser Stelle mit der Realität verglichen.

3.4.3.1 Ergebnis

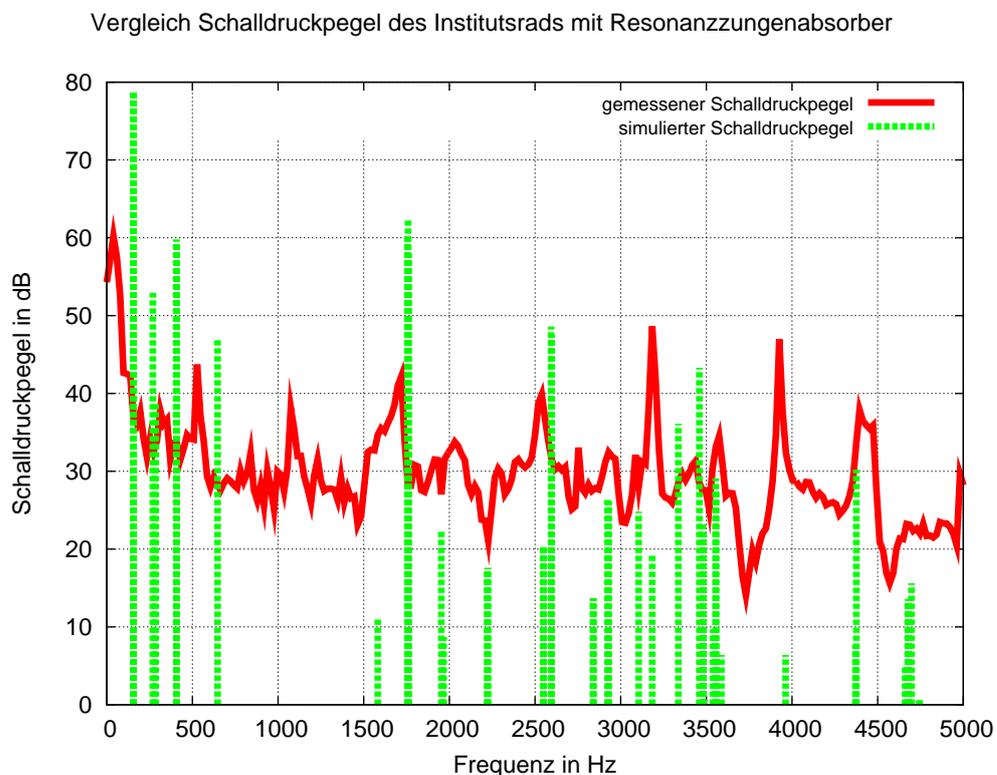


Abbildung 3.10: Schalldruckpegel des Institutsrads mit Resonanzungenabsorber

In **Abbildung 3.10** ist der Schalldruckpegel im Vergleich zwischen der Messung und der Simulation dargestellt. Wieder wird nur der für die Simulation gültige Frequenzbereich von 1000 Hz bis 5000 Hz betrachtet. Auffällig ist dabei die Erhöhung des Schalldruckpegels bei

3 Modell dieser Arbeit

1770 Hz. Dieser wird im Vergleich zur Messung stark überbewertet.

Das spiegelt die Situation beim Institutsrad ohne Dämpfer wieder (siehe **Abbildung 3.8**). Alle darüber liegenden Frequenzen sind in ihrem Pegel und auch in der Frequenz relativ gut getroffen.

Es kann also mit dieser Methode ein Resonanzzungenabsorber simuliert werden. Das spart Rechenzeit und hält damit die Kosten der Simulation niedrig.

3.4.3.2 Wirksamkeit

An dieser Stelle seien zwei Bemerkungen zur Wirksamkeit der Resonanzzungenabsorber erlaubt. Dieser Absorbertyp stellt beim Einsatz einen erheblichen Kostenfaktor dar. Deshalb wird eine gute Wirksamkeit erwartet. Die **Abbildung 3.6** zeigt Messungen eines Rads ohne Absorber, eines Rads mit Stahlklötzen und eines mit Resonanzzungenabsorber bestückten Rads. Dabei zeigt sich, dass das nur mit Stahlklötzen bestückte Rad ca. 40 % des Effektes der Dämpfung des Rads erreicht, welches mit dem Resonanzzungenabsorber bestückt ist. Dieser Effekt ist auf die Fügstellendämpfung zurückzuführen, welche zwischen Stahlklotz und Rad-Scheibenoberfläche herrscht.

Da die Wirkungsweise eines Resonanzzungenabsorbers darin besteht, dass die Zungen die Schwingenergie aufnehmen und im dazwischenliegenden Elstomer in Wärme umwandeln, büßt der Absorber einen erheblichen Teil seiner Wirkung ein, wenn die Schwingenergie die Absorberzungen nicht anregt. Die Resonanzzungen wandeln so nur ca. 60 % der Schwingenergie in Wärme um. Im Vergleich mit einem mit simplen Stahlklötzen bestückten Rad scheint der aufwendige Absorber in der Wirkung recht gering (siehe auch **Abschnitt 2.3.1**). Je geringer die Fügstellendämpfung ausfällt, desto effektiver können die Resonanzzungen wirken. Deshalb lautet eine Forderung, die Absorber besser oder ohne Fügstellendämpfung an die Rad-Scheibe anzukoppeln. Damit kann die Effektivität der Dämpfung gesteigert und das eingesetzte Material besser genutzt werden. Eine andere Möglichkeit besteht darin, Absorber zu konstruieren, die nur mit dem Wirkmechanismus der Fügstellendämpfung arbeiten. Es folgt eine zweite Beobachtung, die die Befestigung der Absorber betrifft. Die Resonanzzungenabsorber werden mittels Bohrungen an der Rad-Scheibe befestigt. Den Ort der Bohrung bestimmt die neutrale Phase der Spannung im Radkörper. Diese muss nicht mit den höchsten Schwingamplituden der Rad-Scheibe zusammenfallen. In dem Fall des simulierten Institutsrads fallen die großen Schwingamplituden und die Bohrungen für die Zungenabsorber nicht zusammen. Die effektivste Dämpfung wäre aber an den Orten der höchsten Schwingungsamplituden zu erreichen.

Aufgrund der Effizienz sollte eine andere Befestigungsart für die Resonanzzungenabsorber geschaffen werden, die einen anderen Ort der Befestigung ermöglicht und die Fügstellendämpfung minimiert.

3.4.4 Vorbeifahrtmessung BA004

Im Sommer 1999 sind im Auftrag des Umweltbundesamtes (UBA) unter der Leitung von Hecht u. a. (2000) vom Fachgebiet Schienenfahrzeuge der TU-Berlin Messungen an verschiedenen Güterwagendrehgestellen durchgeführt worden. Es wurden die Laufräder mit der

Bauartbezeichnung BA004 und BA002 in einem Y25-Drehgestell unter einem Containertragwagen untersucht. Leider sind von den Messungen weder die Schienen- noch die Radrauigkeiten bekannt. Da das verwendete Rad der Bauart BA004 bei dieser Messung neu und bis dahin ungebremst war, wird eine sehr niedrige Laufflächenrauigkeit angenommen. Simuliert wird die Rauigkeit mit -10 dB bezogen auf $1\ \mu\text{m}$ Rauigkeit. Dieser Wert wurde durch eine Parametervariation der Kraft auf die gemessenen Oberflächenschnellen an zwei Punkten ermittelt. In **Abbildung 3.11** sind die Schnellen bei $100\ \text{km/h}$ Zuggeschwindigkeit im Vergleich zu den Rechnungen unter Betrachtung verschiedener Aufstandspunkte dargestellt (siehe **Abschnitt 4.3**). Bis auf 4 Schnellepegelüberhöhungen gibt die Simulation die Realität

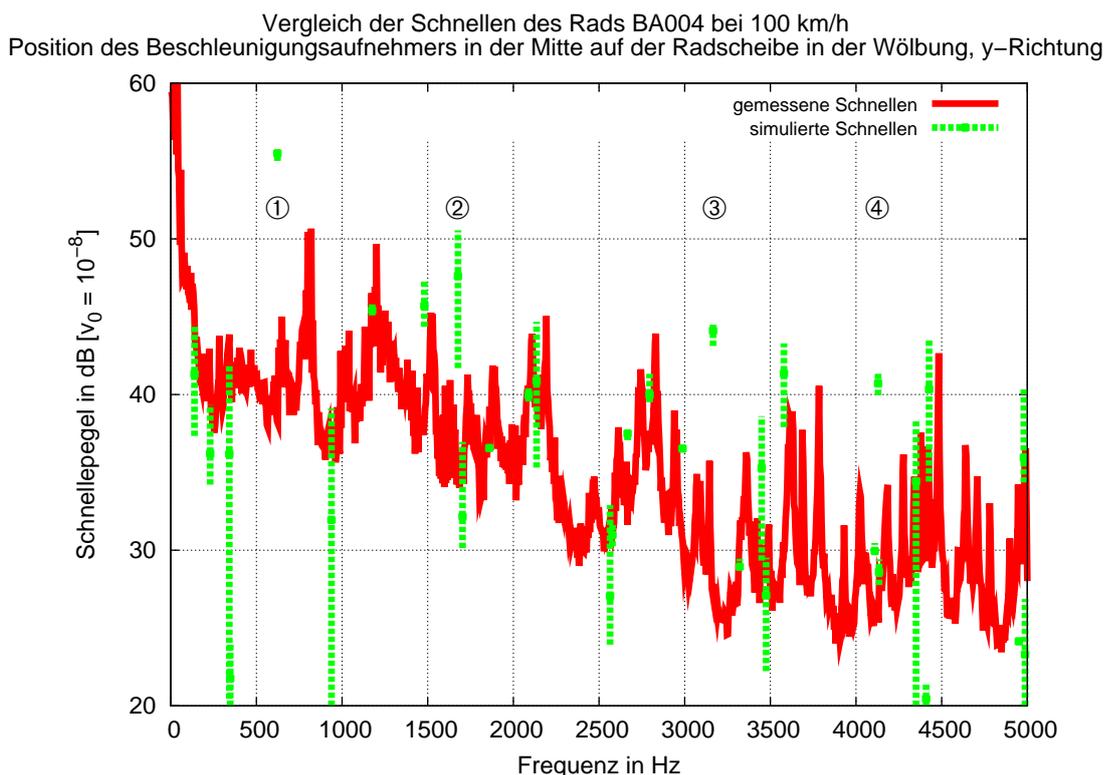


Abbildung 3.11: Radbauart BA004, Schnellen auf der Rad-Scheibe

wieder. An Punkt ① herrscht eine Schirmschwingung vor. Die Erhöhung lässt sich durch das Fehlen der Achse und der Belastung erklären.

Bei dem mit ② bezeichneten Peak handelt es sich um eine Plattenschwingung von Rad-Scheibe und -kranz mit einer Knotenlinie (vergleiche **Anhang A.1.1**). Wie gut zu erkennen ist, hängt diese stark vom Radaufstandspunkt ab. Auch hier ist der Grund der Überhöhung des Peaks in der mangelnden Belastung und der fehlenden Achse zu sehen.

Die Punkte ③ und ④ identifizieren sich als Schirmschwingungen der inneren Rad-Scheibe (vergleiche **Anhang A.1.3**). Die Überhöhungen sind auf die fehlende Achse und Belastung zurückzuführen. Allen anderen, nicht in dem simulierten Schnellespektrum vorkommenden Peaks der Messung können der Schiene zugeschrieben werden. Das trifft vor allen Dingen

3 Modell dieser Arbeit

auf den unteren Frequenzbereich zu (siehe **Abschnitt 2.3.5.1**).

Zudem ist zu beachten, dass die von Kose (1998) gefundenen gyroskopischen Effekte bei der Drehung des Rads im Gegensatz zum still stehenden simulierten Rad (siehe **Abschnitt 3.1.4**) wirken. Diese Effekte führen zu einem Abflachen der Resonanzpeaks und unter Umständen zu einer Spaltung des Peaks. Kose ordnet diese Effekte hohen Geschwindigkeiten zu. Die hier zugrunde liegenden 100 km/h Geschwindigkeit scheinen die Effekte nicht oder nur sehr schwach hervorzurufen.

Die Schnellen auf dem drehenden Rad führen zu einem Schallereignis, das allerdings mehr als beim Körperschall, welcher nur von der Schienenrauigkeit, der Schienenschwingung und der fehlenden Achse beeinflusst ist, von weitaus mehr anderen Schallquellen überlagert wird. Da sind zuallererst die anderen im Drehgestell vorhandenen Räder zu nennen, die nicht nur einen sehr ähnlichen Schalldruckpegel haben, sondern auch, bedingt durch ihre geometrische Gleichheit, ein sehr ähnliches Frequenzspektrum abstrahlen. Auch das Drehgestell selbst mit dem Bremsgestänge und anderen beweglichen Teilen spielt eine Rolle. Zuletzt sind der Wagenkasten und der Oberbau zu nennen (vergleiche **Abschnitt 2.2**).

In **Abbildung 3.12** ist der Vergleich zwischen dem Schalldruckpegel in 7,5 m Abstand bei einer Zuggeschwindigkeit von 100 km/h bei simulierter und gemessener Vorbeifahrt dargestellt. Hierbei ist die Variation durch die verschiedenen Aufstandspunkte durch die senkrechten Linien symbolisiert. Die Variation der Aufstandspunkte ist nötig, da es unmöglich ist, bei einem fahrenden Wagen festzustellen, an welcher Stelle sich der Aufstandspunkt zum Zeitpunkt der Messung befand. Hinzu kommt, dass eine Frequenzanalyse immer eine Mittelung über einen Zeitraum bedeutet. In diesem Fall wurde die Mittelung über einen Zeitraum von 2 s durchgeführt. Nach lauffechnischen Untersuchungen kann angenommen werden, dass Güterwagen mit einem Y25-Drehgestell ein instabiles Laufverhalten haben (siehe Schirmer (2004)). Dies bedeutet, dass die Spanne der Variation des Aufstandspunktes von ± 20 mm ausgeschöpft wird. Es ist also davon auszugehen, dass der dargestellte Schalldruckpegel eine Mittelung verschiedener Aufstandspunkte darstellt. Bei einer Sinuslauffrequenz von ca. 2 Hz sind bei einer Mittelung von 2 s alle Aufstandspunkte einmal durchfahren, unter der Voraussetzung, dass keine Gleislagestörungen im Geradeauslauf aufgetreten sind.

Dabei sind nur die Frequenzen über 1000 Hz zu betrachten, die darunter liegenden werden dem Gleis zugerechnet. Außerdem ist zu beachten, dass die Messung zwei Laufräder, ein Drehgestell und ca. einen halben Containertragwagen umfasst. Die Simulation hingegen beinhaltet nur ein Rad. Es kann davon ausgegangen werden, dass die Laufräder im betrachteten Frequenzbereich die pegelbestimmende Komponente des Fahrzeuges sind. Mit dieser Annahme hätte der simulierte Schalldruckpegel ca. 2,5 dB unter dem gemessenen liegen müssen. Der geringere Schalldruckpegel wird erwartet, da in der Simulation nur ein Rad berechnet wurde. In der Realität stellen die zwei Räder zwei gleich starke Schallquellen dar, die eine Schalldruckpegelerhöhung von 3 dB verursacht würden. Unter der Berücksichtigung des Abstandes der beiden Laufräder von 1,8 m ergibt sich rechnerisch nur eine Pegelerhöhung von 2,5 dB.

Pegelüberhöhte Frequenzen sind die simulierten Frequenzen 1677 Hz ① und 4350 Hz ② (vergleiche **Abschnitt 4.2**). Die Schwingung mit einer Frequenz von 1677 Hz ist eine Plattenschwingung mit einer Knotenlinie von Rad-Scheibe und Rad-Kranz (siehe **Abbildung A.1.1** Anhang A). Die Schwingung bei 4350 Hz ist eine axiale Radscheibenschwingung zwischen

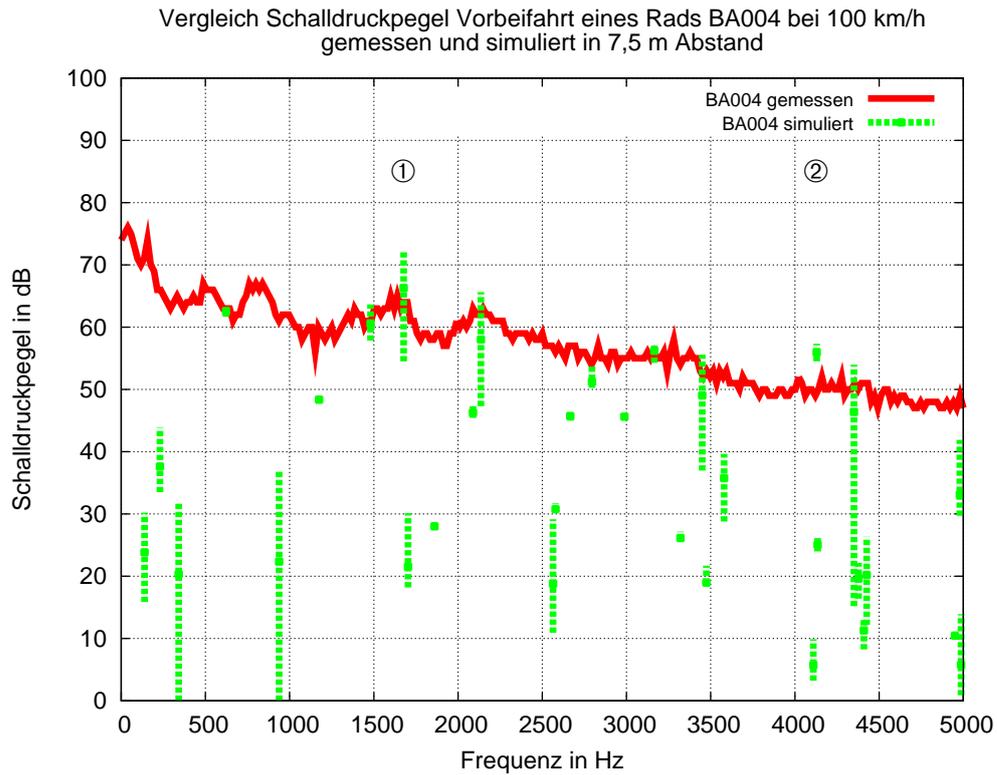


Abbildung 3.12: Radbauart BA004, Schalldruckpegel in 7,5 m Abstand

dem Wulst und der Radnarbe (siehe **Abbildung A.1.5** Anhang A). Diese hat eine sehr kleine Variationsbreite, den Einfluss des Abstandspunktes betreffend. Bei dieser Schwingung herrschen Schnellen von 0,5 mm/s vor. Andere simulierte Frequenzen liegen entweder sehr nahe bei den gemessenen Werten oder weit unterhalb.

3 Modell dieser Arbeit

4 Ergebnisse

Im folgenden Abschnitt werden die durchgeführten Simulationen der verschiedenen Radbauarten sowie die daraus resultierenden Ergebnisse vorgestellt (vergleiche **Abschnitt 3.2**). Hauptsächlich wird auf das aktuell gebräuchliche Güterwagenrad der Bauart BA004 eingegangen. Vergleiche mit anderen und älteren Güterwagenrädern werden erstellt und mögliche akustische Verbesserungen aufgezeigt.

4.1 Rauigkeitseinfluss

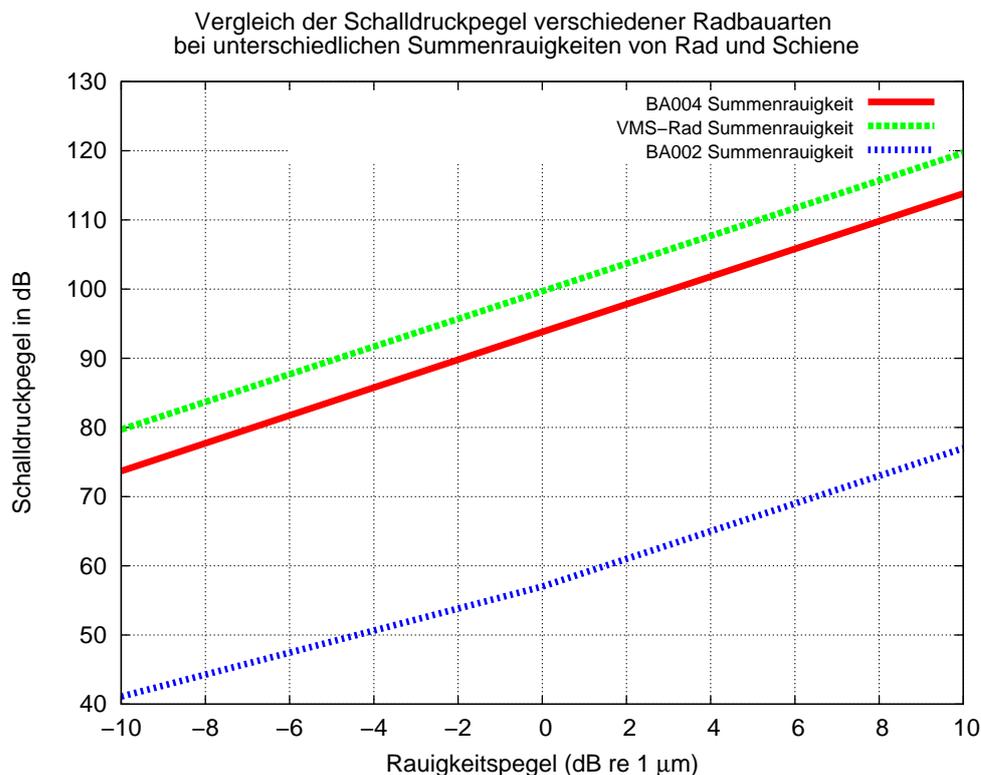


Abbildung 4.1: Rauigkeitseinfluss auf verschiedene Laufräder

Immer wieder wird in der Literatur darauf hingewiesen, dass die Rauigkeit einen großen Einfluss auf die Schallemission der Eisenbahn hat (siehe Schulte-Werning u. a. (2003)). Um

4 Ergebnisse

diesen Einfluss in dem entwickelten Modell aufzuzeigen, wurden Rechnungen mit verschiedenen Rauigkeiten durchgeführt. Drei Abstufungen sind gewählt worden, -10 dB, 0 dB und +10 dB Rauigkeit, bezogen auf $1 \mu\text{m}$. Dabei ist zu beachten, dass es sich nicht um ein Spektrum, sondern im Gegensatz zur gemessenen Rauigkeit um einen über die Wellenlänge immer gleich großen Rauigkeitspegel handelt (vergleiche **Abschnitt 3.1.3.1**). Dies bedeutet, dass im unteren Frequenzbereich das Kraftspektrum größer und im oberen kleiner als in der Realität ist.

In **Abbildung 4.1** sind die errechneten Zusammenhänge zwischen Schalldruckpegel und Rauigkeitspegel dargestellt. Bei einer Steigerung von 10 dB Rauigkeitspegel erhöht sich der Schalldruckpegel um 20 dB.

Die Norm ISO 3095 gibt für die glattesten und rauesten Radrauigkeiten eine Schalldruckpegeldifferenz von 8.5 dB an. Die Differenz zwischen glattesten und rauesten Schienen wird mit 3.9 dB angegeben (siehe (CEN 2001, Annex E)), wobei keine numerischen Aussagen über glatt und rau gemacht werden. Auch können die Pegeldifferenzen für die Rauigkeiten von Rad und Schiene nicht addiert werden. Dings u. Dittrich (1996) geben eine Steigung des Schalldruckpegels von 10 dB(A) pro 10 dB Rauigkeitssteigerung an (siehe **Abbildung 3.4**, Seite 55). Dabei ist zu beachten, dass hier der Schalldruckpegel in dB(A) angegeben ist. Die errechneten Werte beinhalten keine A-Bewertung.

4.2 Eigenschwingungen

Zur Charakterisierung der Räder soll zunächst die Modalanalyse der verwendeten Räder in vereinfachter Form vorgestellt werden. In **Abbildung 4.2** sind die Frequenzen der verwendeten Räder dargestellt, die durch die Modalanalyse ermittelt wurden. Dabei sind die Frequenzen in die Kategorien Rad-Kranz, Rad-Scheibe, Rad-Kranz und -Scheibe in axialer Richtung und die Schwingung von Rad-Kranz und -Scheibe in radialer Richtung unterteilt. Diese Unterteilung richtet sich nach der akustischen Relevanz. Dabei wird bewusst auf die Einteilung, wie sie z.B. Heiß (1986) durchgeführt hat, verzichtet. Die Schwingungsformen der Eisenbahnräder sind aus strukturdynamischen Gründen fast immer gleich. Ein Rad der Bauart BA004 besitzt aufgrund des ausgeprägten Wulstes einige zusätzliche Frequenzen. Die Frequenzen ändern sich aufgrund der geringfügig anderen Geometrie und Massenverteilung.

Die Laufräder erzeugen bei gleicher Anregung bzw. gleicher Geschwindigkeit und Rauigkeit im Frequenzbereich 1000 Hz – 5000 Hz im Laufkreisdurchmesser bei einer simulierten Vorbeifahrt einen maximalen Schalldruckpegel von 42 dB bei der Betrachtung nur des Rads der Bauart BA002, 74 dB beim Rad der Bauart BA004 sowie 76 dB beim VMS-Rad. Die zu den pegelbestimmenden Frequenzen gehörenden Schwingungen sind bei allen Radbauarten Einzelschwingungen der Rad-Scheibe (vergleiche **Anhang A.1**). Auffällig ist, dass alle Laufräder fast gleiche axiale Schwingungen nur des Rad-Kranzes haben. Dies lässt sich relativ leicht durch die geometrische Gleichheit des Rad-Kranzes erklären, der immer zur Schiene passen muss. Da es sich ausschließlich um Güterwagenräder handelt, haben alle Räder einen Laufkreisdurchmesser von 920 mm. Bei allen beginnen die axialen Schwingungen der Scheibe ab ca. 2500 Hz. Axiale Schwingungen des Kranzes und der Scheibe erstrecken sich über den gesamten Frequenzbereich. Die axialen Schwingungen sind deshalb interessant, weil sie für

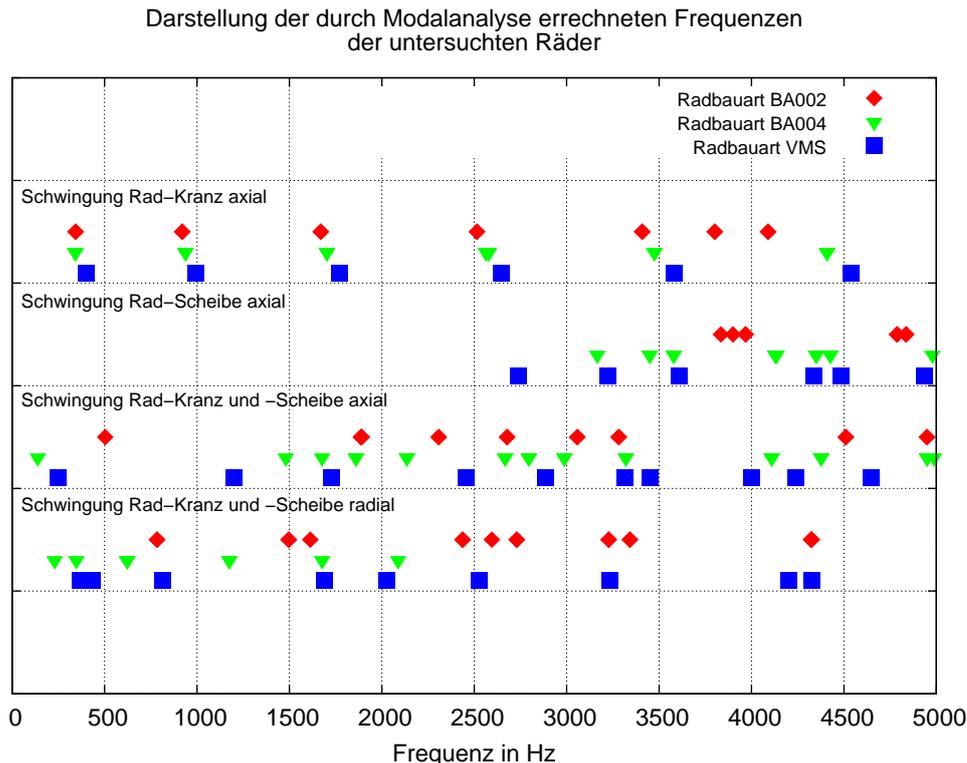


Abbildung 4.2: Modale Frequenzen aller verwendeten Räder

die Schallabstrahlung verantwortlich sind. Die radialen Schwingungen sind für die Schallabstrahlung weniger relevant. Auffällig ist, dass das Rad der Bauart BA004 weniger radiale Schwingungen in diesem Frequenzbereich aufweist (vergleiche **Anhang A.1**). Dies kann mit der starken Wölbung des Rads erklärt werden. Im **Abschnitt 4.4** wird eine Unterscheidung der Quellen zwischen Rad-Kranz und Rad-Scheibe beim Rad der Bauart BA004 durchgeführt.

4.3 Aufstandspunkt

Wie sich aus geometrischer Betrachtung der Radquerschnitte und aus strukturdynamischer Überlegung ableiten lässt, ist die Stelle der Anregung auf der Radlauffläche ausschlaggebend für die Strukturschwingung des Rads. Um diese Unterschiede zu charakterisieren, wurden Berechnungen der Strukturdynamik und der Schallabstrahlung bei einer Variation des Aufstandspunktes von ± 20 mm um den Laufkreisdurchmesser durchgeführt.

Die **Abbildung 4.3** zeigt die Ergebnisse dieser Berechnungen. Für die jeweiligen Räder sind die pegelbestimmenden Schwingungen gekennzeichnet.

Es sind immer Schwingungen der Scheibe, die die pegelbestimmenden Frequenzen darstellen. Besonders das VMS-Rad, das bei 2700 Hz ② und bei 3600 Hz ③ seine pegelbestimmenden Frequenzen im Gültigkeitsbereich des Modells hat, sticht hier hervor. Diese Frequenzen zeigen

4 Ergebnisse

Vergleich der Schalldruckpegel der verwendeten Laufräder bei einer simulierten Vorbeifahrt und der Variation des Aufstandspunktes um den Laufkreisdurchmesser von ± 20 mm

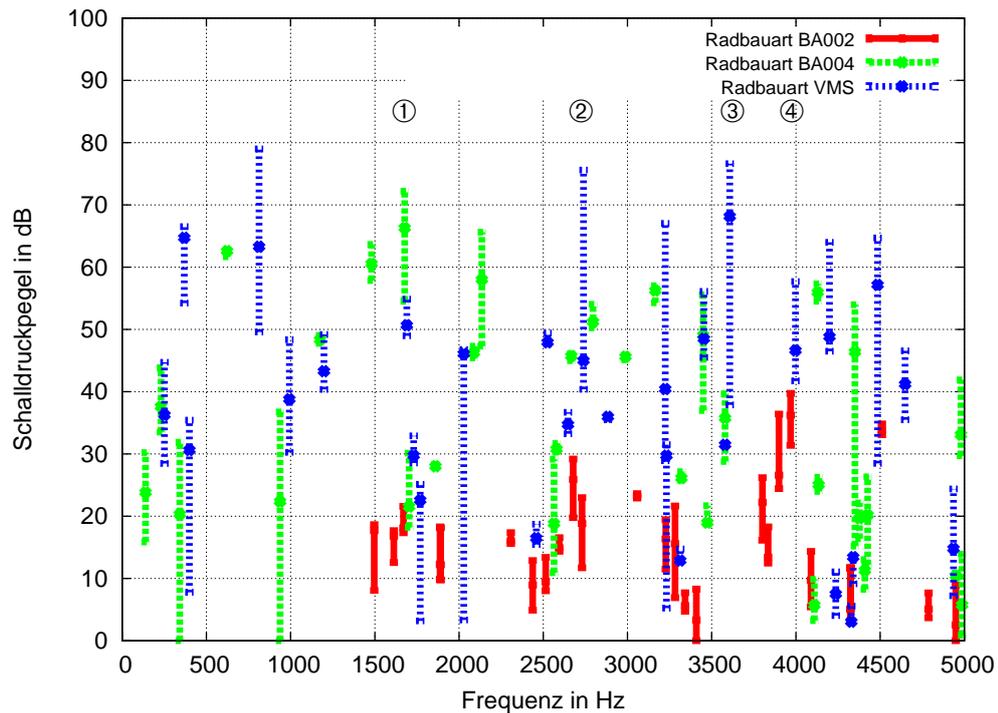


Abbildung 4.3: Schalldruckpegel bei Variation des Radaufstandspunktes der verwendeten Laufräder

zusätzlich eine sehr große Empfindlichkeit gegenüber dem Aufstandspunkt. Sie decken eine Spanne von über 30 dB ab. Dagegen verhält sich das Rad der Bauart BA004 mit einer Spanne von maximal 20 dB, das Rad der Bauart BA002 mit maximal 15 dB kann als „gutmütig“ bezeichnet werden.

Bei dem Rad der Bauart BA004 liegen die pegelbestimmenden Frequenzen bei ca. 1700 Hz ①, dagegen ist das BA002-Rad sehr viel höher bei 4000 Hz ④ abgestimmt, wenn auch auf einem 30 dB niedrigeren Niveau bei gleicher Summenrauigkeit der Radlauffläche und Schienoberfläche.

Bei allen Schalldruckpegeln, die große Spannen aufweisen, ist die Rad-Scheibe beteiligt, wenn nicht sogar das einzig schwingende Bauteil. Bei den Frequenzen, die quasi nicht mit dem Aufstandspunkt variieren, ist nur der Rad-Kranz beteiligt.

Da die Rad-Scheibenschwingungen eine große Variationsbreite haben und die pegelbestimmenden Frequenzen abstrahlen, sind die lauftechnischen Parameter wie Spurspiel, Spurweite und letztlich die Rad- und Schienengeometriepaarung entscheidende Parameter in der akustischen Betrachtung des Rollgeräusches von Schienenfahrzeugen.

4.4 Rad-Kranz – Rad-Scheibe

Die fachliche Diskussion dreht sich immer wieder um das Thema, ob nun der meiste Schall von der Rad-Scheibe oder vom Rad-Kranz abgestrahlt wird. Jede Position ist mit guten Argumenten begründbar. Die Rad-Scheibe ist das größte Bauteil des Rads. Allein durch ihre Größe und die Ausrichtung ist es vorstellbar, dass die von ihr verursachte Schallemission bedeutend ist. Der Rad-Kranz besitzt zwar eine kleinere Fläche, aber die auf ihm auftretenden Schnellen sind aufgrund der Nähe zum Anregepunkt sehr viel höher. Die Schnellen gehen quadratisch in den Schalleistungspegel ein (siehe **Abschnitt 2.3.3.2**). Tatsächlich tritt eine Minderung des Schalldruckpegels ein, wenn eines von beiden Bauteilen mit einem Absorber versehen wird. Dieser Effekt ist in der Kopplung der beiden schwach gedämpften Bauteile begründet. Der gedämpfte Teilbereich beruhigt über die Kopplung das andere Bauteil mit.

4.4.1 BA004 – Schallquellen

Vergleich der Schalldruckpegel des Rads BA004 von Kranz und Scheibe in einer simulierten Vorbeifahrt bei der Variation des Abstandspunktes um den Laufkreisdurchmesser von ± 20 mm

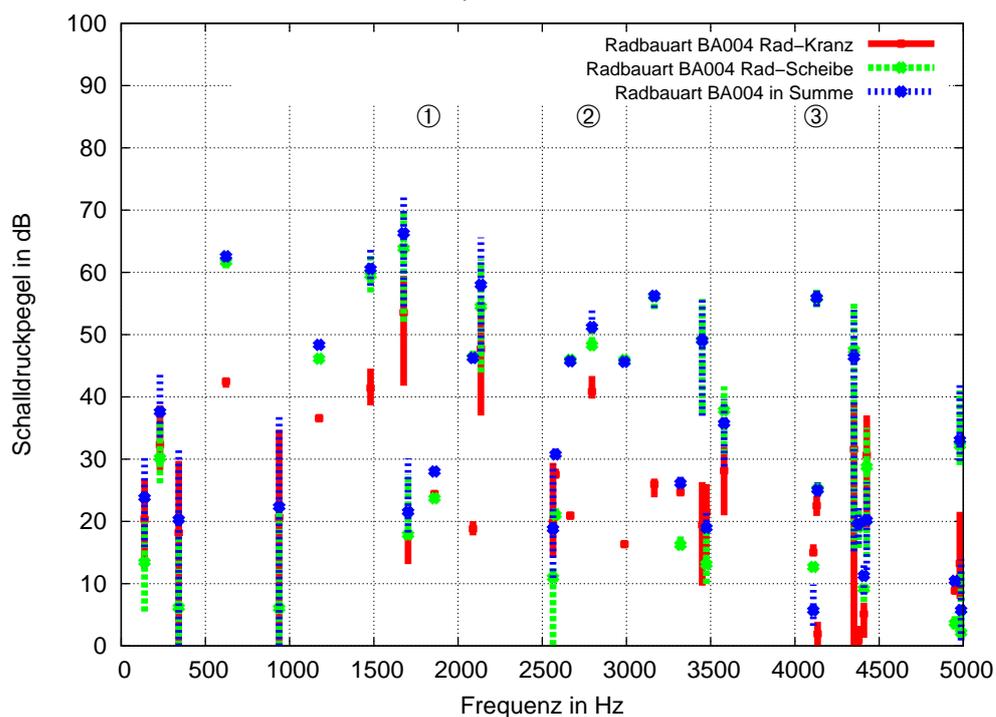


Abbildung 4.4: Schalldruckpegel Rad-Kranz und Rad-Scheibe Radbauart BA004

Eine Rechnung mit dem vorhandenen Modell des Rads der Bauart BA004 soll nun Klarheit über die Hauptschallquelle des Rads erbringen.

4 Ergebnisse

Zuvor soll die Problematik dieser Rechnung aufgezeigt werden. Es ist denkbar, dass Rad-Scheibe und Rad-Kranz gegenphasig schwingen und damit ihren abgestrahlten Schall gegenseitig auslöschen. Damit würde ein Bauteil überbewertet werden, wenn es einzeln betrachtet wird. Das würde im Diagramm dadurch auffallen, dass dieser Schalldruckpegel höher wäre als die in Summe berechneten Schalldruckpegel in dieser Frequenz. Dies geschieht z.B. bei dem VMS-Rad im Frequenzbereich zwischen 2500 Hz und 3500 Hz (siehe **Abbildung 4.5**).

In **Abbildung 4.4** sind die Schalldruckpegel vom vollständigen Rad der Bauart BA004 und von der Rad-Scheibe bzw. dem Rad-Kranz dieser Bauart dargestellt. Grundsätzlich lassen sich die Vergleiche der Schalldruckpegel in drei verschiedene Arten einteilen.

An Punkt ① bei ca. 1700 Hz und 2200 Hz sind die Schalldruckpegel vom Rad-Kranz und von der Rad-Scheibe ungefähr gleich groß. Dies liegt an einer gleichphasigen Schwingung von Rad-Kranz und Rad-Scheibe mit einer bzw. zwei Knotenlinien (vergleiche **Anhang A.1.1** und **A.1.2**).

Im Frequenzbereich ② ist ebenfalls eine Rad-Kranz- und Rad-Scheiben-Schwingung mit drei Knotenlinien vorhanden. Die einzelnen Punkte, die in dem Bereich auftreten, sind reine Scheiben-Schwingungen bei denen der Rad-Kranz nicht beteiligt ist. Die Schwingungen im Frequenzbereich ③ von 3400 Hz bis ca. 4500 Hz sind hauptsächlich Scheiben-Schwingungen der Rad-Scheibe. Dabei ist der Rad-Kranz eher weniger beteiligt.

Bei den pegelbestimmenden und auch allen anderen wichtigen Frequenzen sind die Schalldruckpegel, die von der Rad-Scheibe verursacht werden, immer größer als die vom Rad-Kranz, obwohl die Schwingungen des Rad-Kranzes unter Umständen von dem Verfahren durch die Vernachlässigung des akustischen Kurzschlusses höher bewertet werden als die der Rad-Scheibe (vergleiche **Abschnitt 3.1.4**).

4.4.2 VMS-Rad – Schallquellen

Das VMS-Rad verhält sich an einigen Stellen gänzlich anders als das Rad der Bauart BA004. In **Abbildung 4.5** sind die Schalldruckpegel des Rad-Kranzes und der Rad-Scheibe dargestellt. Im Gültigkeitsbereich von 1000 Hz bis 5000 Hz sind verschiedene Phänomene zu beobachten. Im Frequenzbereich ① überwiegen die Scheibenschwingungen.

Im Frequenzbereich ② sind in den wichtigen Frequenzen die Schalldruckpegel der Rad-Scheibe höher als die Summe der Schalldruckpegel von Rad-Kranz und -Scheibe. Das deutet darauf hin, dass die Schallwellen der Rad-Scheibe von denen des Rad-Kranzes ausgelöscht werden. Das geschieht nicht, wenn die Teilflächen getrennt berechnet werden, deshalb ist der Schalldruckpegel der Rad-Scheiben-Schwingung mit ca. 2750 Hz höher als der Summenschalldruckpegel.

Im Frequenzbereich ③ verhält sich das VMS-Rad ähnlich dem der Bauart BA004.

4.4.3 BA002 – Schallquellen

Im Vergleich dazu sind in **Abbildung 4.6** die Schalldruckpegel des Rads der Bauart BA002 im gleichen Maßstab abgebildet. Das Verhalten dieser Bauart unterscheidet sich gänzlich von

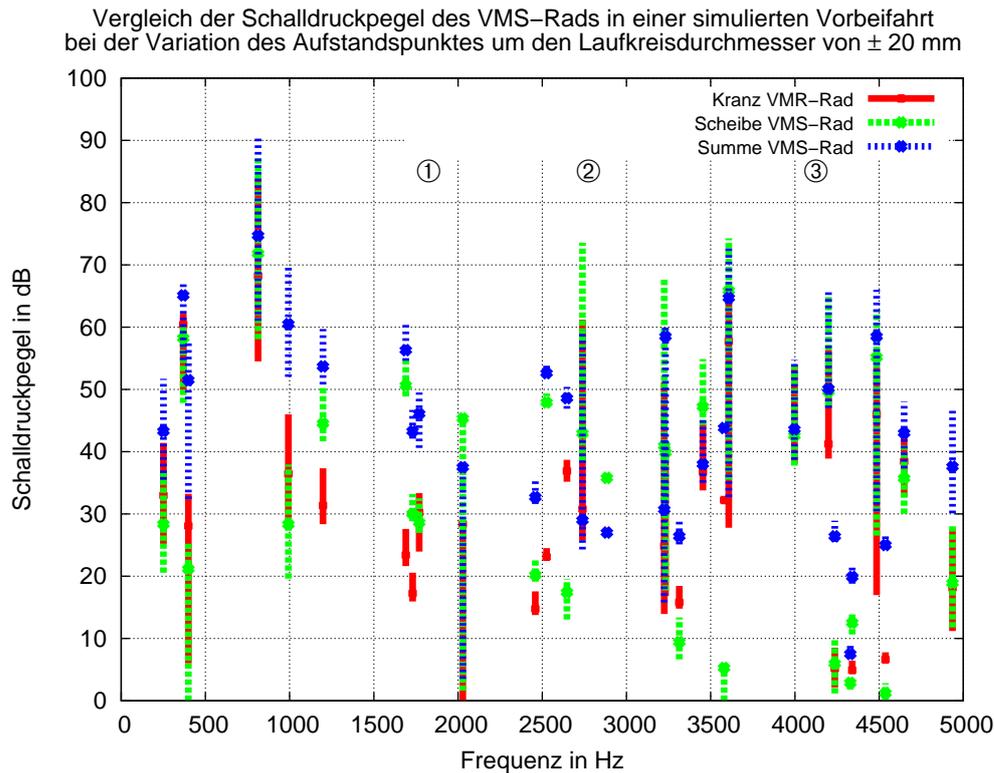


Abbildung 4.5: Schalldruckpegel Rad-Kranz und Rad-Scheibe VMS-Rad

den beiden anderen. Hier überwiegt bei allen Frequenzen die Rad-Scheibe deutlich vor dem Rad-Kranz. Der Grund hierfür ist in dem großen Radius zwischen Rad-Scheibe und Rad-Kranz zu sehen. Die Ankopplung zwischen Scheibe und Kranz ist sehr gut. Dabei dominiert dann die große Fläche der Rad-Scheibe.

Selbst bei schwacher Kopplung zwischen Rad-Scheibe und Rad-Kranz wie beim VMS-Rad oder der Bauart BA004 überwiegt die Rad-Scheibe in ihrem Schalldruckpegel aufgrund ihrer größeren Fläche. Ob dieses Verhalten bei kleineren Laufrädern ebenso auftritt, muss noch untersucht werden.

Im Vergleich mit Messungen an der „rollenden Landstraße“, einem LKW-Transportzug mit kleineren Laufrädern, hat sich ein niedrigerer Schalldruckpegel dieses Zuges ergeben. Ob der Grund dafür im Raddurchmesser zu suchen ist, kann nicht nachvollzogen werden, da kein Messprotokoll vorliegt. Bei Laufrädern mit größerem Durchmesser, wie z.B. Rädern von Lokomotiven, wird sich die Dominanz der Rad-Scheibe im Schalldruckpegel noch vergrößern.

4.5 Radbauart BA002 und BA004

Das Rad der Bauart BA002 ist der Vorgänger des Rads der Bauart BA004, wie von Fortmann u. a. (2003) beschrieben. In **Abbildung 4.7** sind die simulierten Schalldruckpegel für eine

4 Ergebnisse

Vergleich der Schalldruckpegel Radbauart BA002 Kranz und Scheibe in simulierter Vorbeifahrt bei der Variation des Abstandspunktes um den Laufkreisdurchmesser von ± 20 mm

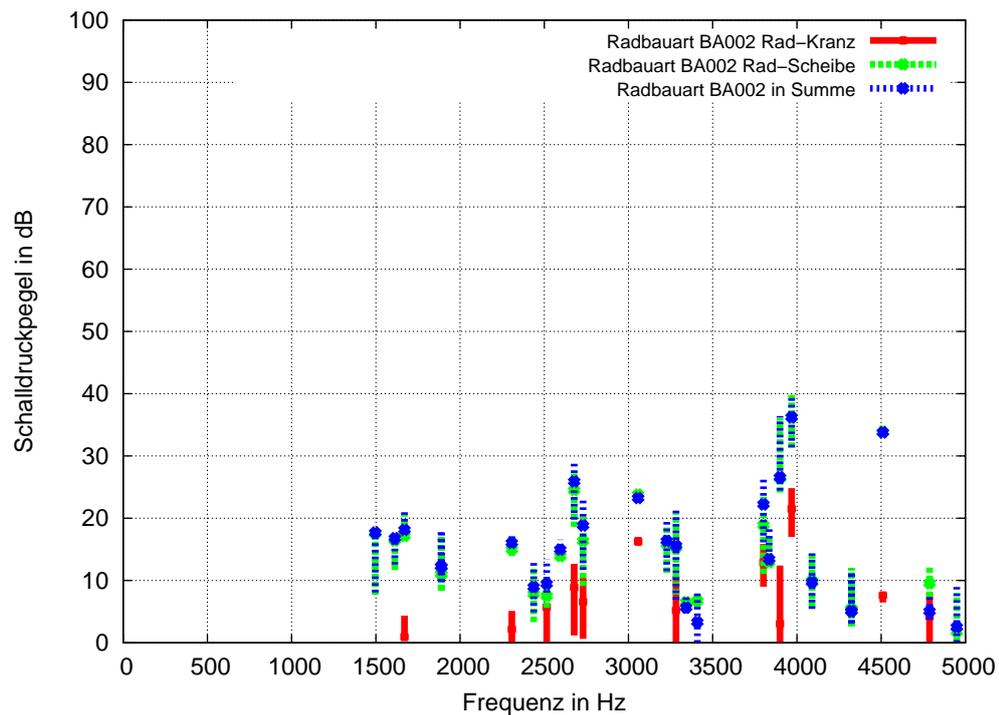


Abbildung 4.6: Schalldruckpegel Rad-Kranz und Rad-Scheibe Radbauart BA002

simulierte Vorbeifahrt wieder bei 100 km/h für die Radbauart BA002 und BA004 über die Variation des Abstandspunktes dargestellt, bei gleicher simulierter Summenrauigkeit von Radlauffläche und Schienenoberfläche. Die Graphik zeigt, dass in allen wichtigen Frequenzen das Rad der Bauart BA004 einen höheren Schalldruckpegel aufweist als das BA002. Der Vergleich der Räder der Bauart BA002 und BA004 führt auf einen bis zu 20 dB höheren simulierten Schalldruckpegel der simulierten Vorbeifahrt für das Rad der Bauart BA004. Das kann verschiedene Gründe haben. Im Vergleich zur Radbauart BA002 besitzt das BA004 ca. 20 kg weniger Masse. Nach der Zeichnung zu urteilen, fehlen diese hauptsächlich im Bereich des Radstegs und teilweise an der Radnarbe. Zusätzlich fällt die Ankopplung zwischen Steg und Radnarbe bei dem Rad der Bauart BA002 durch die größeren Radien wesentlich stärker aus.

Alle diese Faktoren sind ein Grund für die niedrige Schwingfreudigkeit und damit niedrigere Schallemission des Rads der Bauart BA002 (vergleiche **Abschnitt 4.4**).

Ein weiterer Grund ist in der Simulation zu suchen. Das hier verwendete Modell berücksichtigt nur ein Rad ohne Oberbau. Der Einfluss des Oberbaus in der Schallabstrahlung kann erheblich sein.

In dem Artikel von Fortmann u. a. (2003) wird ein akustischer Vergleich der beiden Räder BA002 und BA004 gemacht. Darin wird behauptet, dass die beiden Laufräder das gleiche akustische Verhalten aufweisen. Wie es bei Fortmann u. a. (2003) zu der Abbildung 13 kommt,

Vergleich der Schalldruckpegel bei einer simulierten Vorbeifahrt des Rads BA002 und BA004 bei der Variation des Abstandspunktes um den Laufkreisdurchmesser von ± 20 mm

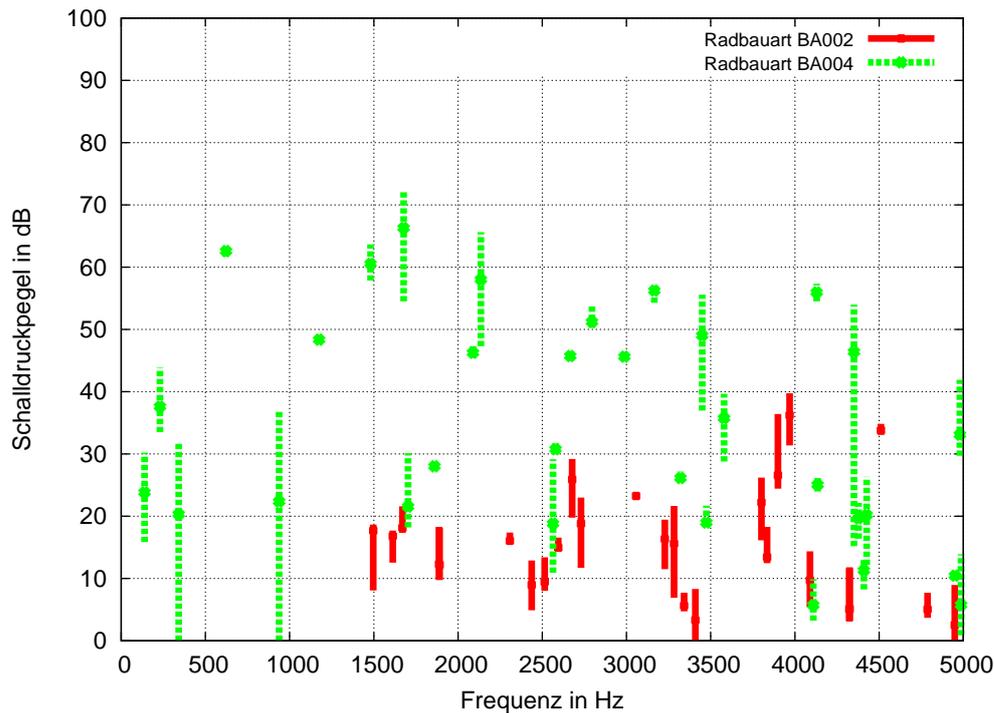


Abbildung 4.7: Vergleich der Schalldruckpegel BA002 und BA004 bei einer simulierten Vorbeifahrt

ist unklar. Das in dem Artikel benutzte Simulationsprogramm TWINS berücksichtigt im Gegensatz zu dem hier verwendeten Modell auch die Schallabstrahlung der Schienen und des Oberbaus und die gesamte Gleisdynamik (vergleiche **Abschnitt 3** und **Abschnitt 2.5**). Diese Schallereignisse der Schiene und des Oberbaus egalieren die Frequenzspektren der drei betrachteten Räder etwas, aber dass sie quasi gleiche Frequenzinhalte über fast alle Frequenzen aufweisen, ist ohne genauere Kenntnis der Simulation im TWINS nicht nachvollziehbar.

4.6 Betrachtung der Ergebnisse

Die Ergebnisse aus der Simulation sind unter folgenden Aspekten zu betrachten:

- Bei der Simulation wurde nur das Rad betrachtet. Dies führt dazu, dass der gesamte Einfluss des Oberbaus, des Drehgestells und des Wagenkastens fehlt. Dies führt unter Umständen zu niedrigeren Pegeln als in der Realität.
- Die simulierten Schalldruckpegel sollten als Anhaltspunkt für die Geräuschminderung gesehen werden. Sie sind nicht absolut zu betrachten. Innerhalb eines Radtyps und im realtiven Vergleich der Radtypen untereinander sind sie durchaus zu benutzen.

4 Ergebnisse

- Aufgrund der Simulationsmethode ist keine energetische Abschätzung der simulierten Schallereignisse möglich (siehe **Abschnitt 3.1.3**). Das führt dazu, dass die Schalldruckpegel nur für die technische Minderung und nicht für die gehörgerechte Empfindung eingesetzt werden können (siehe **Abbschnitt 2.4**).
- Die Frequenzspektren wurden bewusst nicht A-bewertet. Dies ist für den Vergleich nicht notwendig, da die A-Bewertung im betrachteten Frequenzbereich von 1000 Hz – 5000 Hz nicht nötig ist.

5 Maßnahmen

In diesem Abschnitt werden mögliche Änderungen diskutiert und unter den Gesichtspunkten sonstiger bahntechnischer Problemstellungen bewertet. Bei einem so komplexen Thema wie dem Bahnsystem gibt es keine allgemeingültige Lösung für das Problem der Schallabstrahlung von Eisenbahnradern. Das Güterwagenrad ist ein in alle Richtungen sensibles Bauteil, an das viele Anforderungen gestellt werden. Das führt zwangsläufig zu Kompromissen in der Ausführung.

Als Anforderungen sind zu nennen: eine Lastaufnahme von ca. 10 t, gewünscht ist allerdings mehr. Das Rad muss die Bremskräfte aufnehmen und die durch das Bremsen entstandene Wärme abführen. Der daraus resultierende Wärmeeintrag und die Wärmespannungen müssen in dem Radkörper ausgeglichen werden, damit es nicht zu einem Radbruch infolge von Wärmespannungen kommt. Außerdem wird ein möglichst leichtes Rad gewünscht, damit die rotatorischen Massen klein gehalten werden, die die Laufeigenschaften des Fahrzeuges bestimmen und letztlich über die Energieaufnahme des Systems Eisenbahn entscheiden. Zudem kann jede Tonne, die an dem Fahrzeug eingespart wird, zusätzlich als Nutzlast transportiert werden. Das zahlt sich bei einer Lebensdauer eines Güterwagens von 30 Jahren erheblich aus. Zuletzt seien noch die Risskontrolle, die Wartungsfreundlichkeit und Langlebigkeit des Bauteils Rad erwähnt.

5.1 Rauigkeitsminderung

Wie in CEN (2001) und **Abschnitt 4.1** gezeigt, hat die Rauigkeit der Radlauffläche und Schienenoberfläche einen erheblichen Einfluss auf die Schallemission eines Schienenfahrzeuges. Die heute übliche Bremsart von Güterwagen, die Geschwindigkeitsminderung durch Graugussbremsklötze, die auf die Radlauffläche wirken, zu erreichen, führt zu einer Aufrauung der Radlauffläche und zum Aufschmelzen von Graugussmaterial auf die Radlauffläche. Dies erhöht die Radlaufflächenrauigkeit und damit die Schallemission erheblich. Die Zulassung der K-Bremsklötze und die damit verbundene Minderung des Rauigkeitszuwachses ist ein Schritt in die richtige Richtung (vergleiche DB-Cargo (2001)).

Die mit den K-Bremsen erreichte Schallemissionsminderung um ca. 8 dB(A) reicht längerfristig nicht aus, um die Immissionsgrenzwerte einzuhalten. Dazu kommt der Wille der Politik, den Schienengüterverkehr zu verdoppeln (siehe Schröder u. a. (2001)). Durch diese Forderung ist es unmöglich, mit den heutigen Fahrzeugen – selbst mit K-Bremsklötzen – die Grenzwerte einzuhalten (siehe **Abschnitt 1.1**).

Hier müssen neue Konzepte geschaffen werden, die sich stark von der alten Technik unterscheiden. Ein Fortschritt wäre es, Güterwagen mit Scheibenbremsen auszurüsten. Das

würde das Aufrauen der Radlaufflächen verhindern, das unter Umständen zu einer Erhöhung der rotatorischen Massen im Radsatz führt. Eine weitere Verbesserung ist es, die Scheibenbremse als Radscheibenbremse auszuführen. Das hat gleich zwei Vorteile. Der Radsatz wird leichter, da die Rad-Scheibe als Träger für die Brems Scheibe genutzt wird. Der zweite Vorteil besteht in der Bedämpfung des Rads. Werden bei der Konstruktion der Befestigung der Radbremsscheibe die akustischen Belange berücksichtigt, kann die Brems Scheibe durch die Fügestellendämpfung gleichzeitig die Schwingung der Rad-Scheibe mindern (siehe **Abschnitt 2.8.1.4**). Dieser Vorschlag verlangt nach einer Neukonstruktion eines Güterwagendrehgestells. Schon deshalb, weil ein umgebautes Güterwagendrehgestell nicht konkurrenzfähig sein würde, da die Umgestaltung des Bremssystems das Drehgestell sehr verteuern würde. Außerdem würde es durch den damit verbundenen Massezuwachs nicht mehr wirtschaftlich einsetzbar sein. Um es konkurrenzfähig zu gestalten, müssen andere technische Neuerungen in das Drehgestell einfließen. In Hecht u. Schirmer (2003) wird eine Neukonstruktion mit dem Namen LEILA (**L**eichtes **L**ärm**A**rmes) Drehgestell vorgestellt.

5.2 Absorber

In diesem Abschnitt soll zuerst untersucht werden, wie die bestehenden Räder ohne Neukonstruktion des Radkörpers in ihrem akustischen Verhalten verbessert werden können. Dort ist das Einsatzgebiet moderner Schwingungsminderungstechniken. Der Radkörper erfährt nur durch den Aufstandspunkt eine Dämpfung, ansonsten ist dieser in der Lage, frei in seinen Eigenmoden zu schwingen. Diese Dämpfung des Aufstandspunktes ist zudem nur in den tiefen Frequenzen wirksam. Um eine wirkliche Schwingungsminderung in den hohen Frequenzen zu erreichen, ist Absorption der Schwingungsenergie am Rad nötig.

Prinzipiell sind heutzutage zwei Methoden für die Schwingungsminderung in Betracht zu ziehen. Da wären aktive Systeme, die über Sensoren an der zu mindernden Struktur und einem Rechner der Aktuatoren steuert, die der vorhandenen Schwingung entgegenwirken und sie damit auslöschen. Diese Idee steckt für komplizierte Strukturen mit mehreren Eigenfrequenzen noch in den Kinderschuhen (siehe Jakob (1999)). Sie ist allerdings die eleganteste Methode, den Schall erst gar nicht entstehen zu lassen, also ihn gleich vor der Entstehung durch eine Art Tilger zu verhindern. Außerdem birgt sie ähnliche Probleme wie die aktive Schallbekämpfung im Freifeld. Die Technik zur Lösung dieser Probleme ist allerdings sehr teuer und käme deshalb für den Gütertransport nicht in Betracht.

Eine weitaus einfachere Lösung stellt neben speziellen Absorbieren die Beschichtung der schwingenden Bauteile dar. Dabei ist darauf zu achten, dass die Beschichtung dem Schwingungsproblem angepasst ist.

5.2.1 Beschichtung

Zur Untersuchung der Beschichtungen auf den Einfluss der Schallabstrahlung wurde das FE-Modell der Radbauart BA004 um eine Dämpferschicht auf der Rückseite, also der dem Empfänger abgewandten Seite erwähnt (vergleiche **Abschnitt 2.8.1.1**). Für eine Struktur ist es unerheblich, an welcher Seite die Dämpfung angebracht ist. Die Rückseite wurde aus zwei

Gründen gewählt. In der Realität würde eine solche Beschichtung ebenfalls an der Rückseite angebracht, damit sie die Kontrolle auf Rissfreiheit der Laufräder nicht behindert. Für die Modellierung der Schallabstrahlung von der Vorderseite und die Vergleichbarkeit der Modelle war es der einfachere Weg, die Beschichtung auf der Rückseite zu modellieren. Als Dämpfungsmaterial wurden die Stoffeigenschaften des Materials Dyad gewählt. Im Modell wurden folgende Werte für die Dampferschicht angegeben: E-Modul von 20 N/mm^2 , Dichte von 1.200 kg/m^3 , Materialdämpfung von $\eta 0.3$ und eine Querkontraktionszahl von 0.49 . Das Rad der Bauart BA004 hat durch die Beschichtung einen errechneten Massezuwachs von ca. 6 kg bekommen. In **Abbildung 5.1** ist ein Vergleich der Schallabstrahlung des ungedämpften Rads mit dem gedämpften Rad dargestellt. Die Frequenzen sind durch die erhöhte Masse in der Scheibe und die erhöhte Dämpfung des Systems etwas abgesunken. Dabei ist die Verschiebung der Frequenzen bei den Schwingungen auf der Rad-scheibe bei den Frequenzen 3449 Hz und 4350 Hz , wie zu erwarten war, besonders stark. Da die pegelbestimmenden Frequenzen von der Rad-Scheibe verursacht werden, sind diese um ca. 1 dB vermindert. Die zusätzlich auftauchenden Frequenzen im unteren Pegelbereich geben das Eigenleben des Absorbers wieder. Eine Variation des Dämpfungsfaktors der Beschichtung hat sehr wenig Einfluss auf das

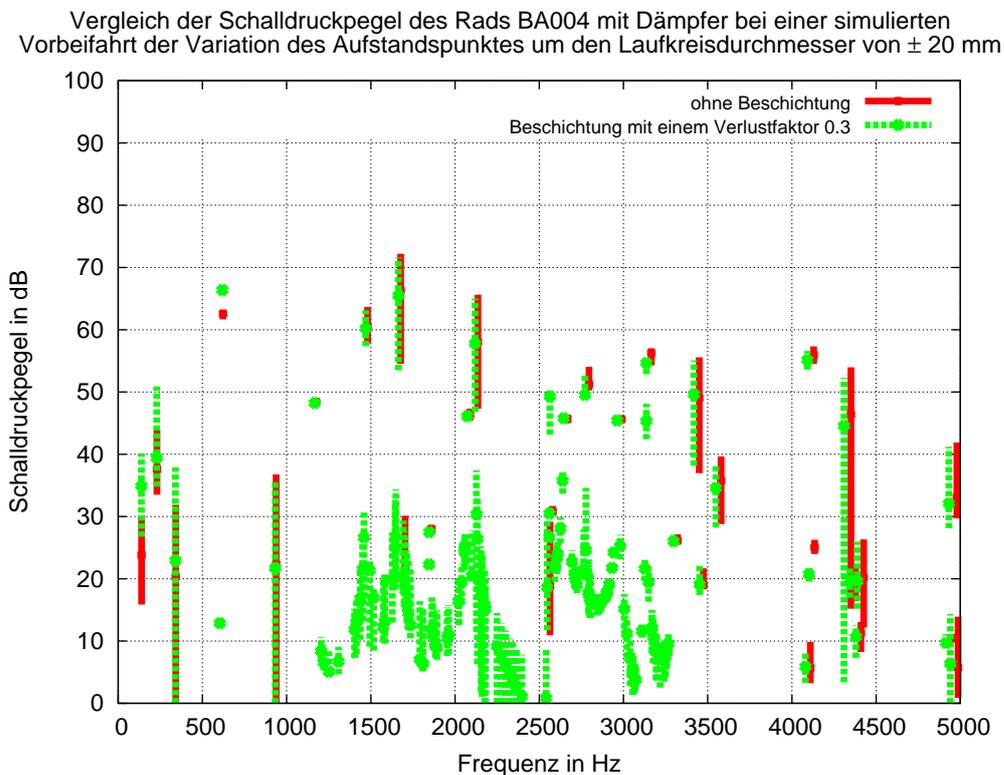


Abbildung 5.1: Vergleich der Schalldruckpegel BA004 und BA004 mit dämpfender Beschichtung

Ergebnis. Der Dämpfungsfaktor von $0,3$ befindet sich am oberen Ende der möglichen Werte.

5 Maßnahmen

Ein Wert von $0,3^{-1}$ würde eine deutlich niedrigere Minderung erreichen. Je niedriger der Wert gewählt wird, um so kleiner fällt die Minderung aus.

5.2.2 Beschichtung mit Deckschicht

Um die Effektivität des Absorbers zu steigern, wurde das Modell des beschichteten Rads BA004 um eine Deckschicht erweitert (siehe Theorie **Abschnitt 2.8.1.2**). Die Materialdaten wurden aus dem Modell des beschichteten Rads übernommen. Auf diese Beschichtung wurden Flächenelemente als Stahldeckschicht in 1 mm Stärke modelliert.

Das Rad der Bauart BA004 erhält durch die Beschichtung mit der Deckschicht einen errechneten Massezuwachs von ca. 10 kg auf 317 kg. Damit besitzt es immer noch eine geringere Masse als das Rad der Bauart BA002 mit 325 kg. Die **Abbildung 5.2** zeigt die Ergebnis-

Vergleich der Schalldruckpegel des Rads BA004 mit verschiedenen Verlustfaktoren des Dämpfers mit Deckschicht bei der Variation des Abstandspunktes um den Laufkreisdurchmesser von ± 20 mm

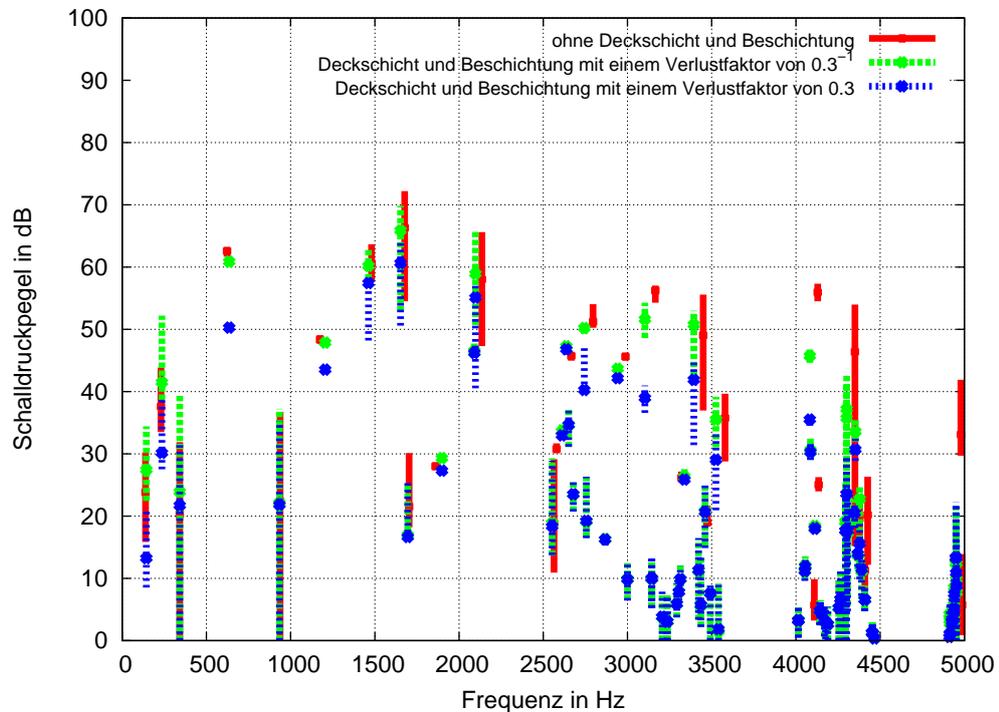


Abbildung 5.2: Vergleich der Schalldruckpegel BA004 mit dämpfender Beschichtung mit Deckschicht

se der Simulation des Rads der Bauart BA004 im Vergleich mit dem bedämpften Rad mit der Deckschicht. Da die Minderung bei einem Dämpfungsfaktor des Dyad-Materials sehr groß ausfällt, wurde ebenfalls eine Rechnung mit der Variation des Dämpfungsfaktors der Beschichtung dargestellt. Es ist ein ähnlicher Effekt wie beim beschichteten Rad zu beobachten. Allerdings werden die der Rad-Scheibe eigenen Frequenzen von der Maßnahme sehr

viel stärker gemindert. Die maximale Pegelminderung beträgt bei der Beschichtung mit dem Verlustfaktor von 0.3 ca. 9 dB (vergleiche **Abschnitt 2.8.2.3**). Bei der Beschichtung mit einem Verlustfaktor von 0.3^{-1} beträgt der Schalldruckpegel nur noch 2 dB weniger als das ungedämpfte Rad im für das Modell gültigen Frequenzbereich. Die zusätzlichen Frequenzen im oberen Frequenzbereich sind auf die Eigenschwingungen der Beschichtung mit der Deckschicht zurückzuführen. Die Erhöhung des Schalldruckpegels bei 350 Hz, einer radialen Schwingung von Rad-Scheiben und Kranz, kann mit einer strukturdynamischen Verschiebung der Schwingungen in dieser Frequenz erklärt werden. Aufgrund der Modellgrenzen kann keine Aussage über die Schalldruckpegeländerung in dem Bereich gemacht werden (vergleiche **Abschnitt 3.1.4.2**). Es sei darauf hingewiesen, dass die Beschichtung dem Wärmeeintrag der Klotzbremse gewachsen sein muss.

5.2.3 Resonanzabsorber

Zungenabsorber, wie im **Abschnitt 3.3.2** beschrieben, werden auf der Rad-Scheibe oder der Innenseite des Rad-Kranzes angeschraubt. Die Wirkungsmechanismen sind in **Abschnitt 2.8.2.4** beschrieben. Diese Absorber sind neben den Blockabsorbern (siehe **Abschnitt 2.8.2.5**) die aufwendigsten und damit teure Absorber. Bei dem in der Transportbranche üblichen Kostendruck können sie wahrscheinlich nicht in größeren Mengen bei Güterwagen eingesetzt werden.

Trotzdem soll hier die Wirkung auf ein Rad der Bauart BA004 demonstriert werden. Der Vergleich der Schalldruckpegel ist in **Abbildung 5.3** dargestellt. Wieder wurde die Darstellungsform über die Variation des Aufstandspunktes gewählt. Sie zeigt die mögliche Schallmission der verschiedenen Radmodifikationen auf. Die pegelbestimmende Frequenz wird um 6 dB gemindert. In der Summe vermindert sich der Pegel von 73,7 dB auf 64,5 dB (vergleiche **Tabelle 6.1**).

Wie zu erwarten war, haben die Resonanzzungenabsorber eine große Wirkung auf die Schwingungen der Rad-Scheibe. Die Scheiben-Schwingung mit der Frequenz 1677 Hz von Rad-Kranz und -Scheibe mit einer Knotenlinie, die Scheiben-Schwingung mit 2136 Hz von Kranz und -Scheibe mit zwei Knotenlinien, die Schirm-Schwingung mit 3166 Hz der Rad-Scheibe, die Scheiben-Schwingung mit 3450 Hz der Rad-Scheibe mit zwei Knotenlinien und die Scheiben-Schwingung mit 4377 Hz von Rad-Kranz und Rad-Scheibe mit zwei Knotenlinien werden von dem Resonanzzungenabsorber stark beeinflusst. Bei dem Rad der Bauart BA004 mit aufgeschraubten Absorbern werden die Frequenzen aufgrund der zusätzlichen Dämpfung und Masse zu niedrigeren Frequenzen verschoben.

Andere Schwingungsformen wurden von der Maßnahme nicht betroffen. So zeigt die Frequenz 937 Hz eine Schwingung des Rad-Kranzes mit drei Knotenlinien bei dem Rad mit dem Absorber eine leichte Erhöhung, aber keine Frequenzverschiebung.

5.3 Radgeometrie

Neben der Schienen- und Radraugigkeit hat die Geometrie auf die Geräusentwicklung des Rads einen Einfluss. Der **Abschnitt 5.3.1** zeigt, dass mit einer Betrachtung der

5 Maßnahmen

Vergleich der Schalldruckpegel des Rads BA004 mit Zungenabsorber bei simulierter Vorbeifahrt bei der Variation des Aufstandspunktes um den Laufkreisdurchmesser von ± 20 mm

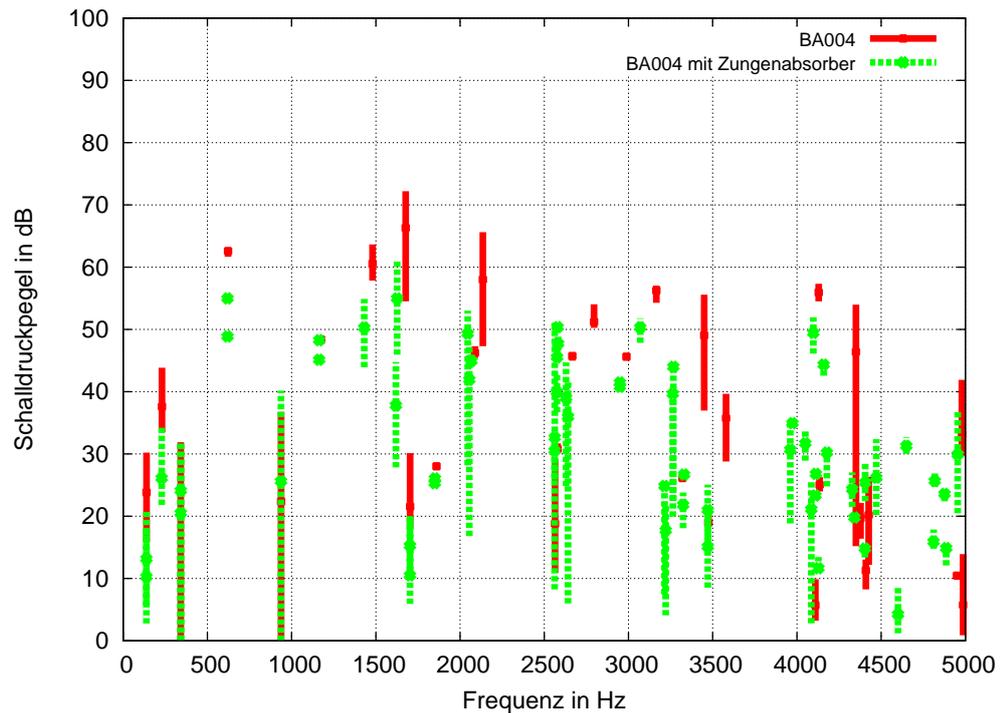


Abbildung 5.3: Vergleich der Schalldruckpegel BA004 ohne und mit Resonanzzungenabsorber

Rad-Scheibe, ob gewellt oder nicht gewellt, keine eindeutige Aussage zu treffen ist.

Das Rad der Bauart BA004 hat im Vergleich zum alten ORE-Rad BA002 einen sehr viel dünneren Steg. Das kann schon die Ursache für die verminderte Schallabstrahlung des BA002 sein. Sicherlich spielen die Ankopplung an die Achse bzw. den Rad-Kranz auch eine entscheidende Rolle

Das VMS-Rad besitzt von der Radgeometrie her eine andere Form als die Radbauarten BA002 und BA004. Bei diesem Typ wird die Eigenspannungsarmut durch einen zur Radnarbe verlaufenden Schwenker und nicht durch eine S-Form herbeigeführt (siehe **Abschnitt 3.2**). Die Abstrahlungsrechnung zeigt ein anderes Frequenzspektrum. Die pegelbestimmenden Frequenzen verteilen sich über das ganze mögliche Frequenzspektrum und führen zu einem hohen Emissionspegel.

Auffällig ist, dass die pegelbestimmenden Frequenzen bei den üblichen Laufrädern wie BA004, BA002 und BA093 durch Schirmschwingungen der Rad-Scheibe hervorgerufen werden. Bei dem VMS-Rad werden die pegelbestimmenden Frequenzen außerdem durch die radiale Schwingung bestimmt, welche tief abgestimmt ist.

5.3.1 Rad-Scheibe

Mit der Einführung des Rads der Bauart BA004 begann die Diskussion um das so genannte Glockenrad. In vielen Beiträgen wurde behauptet, dass die Radbauform einen entscheidenden akustischen Nachteil hat, dass der Schalldruckpegel sich durch die Scheibenform bis zu 5 dB(A) erhöht habe (siehe Willenbrink (1979)).

Um diese Nachteile des Rads zu analysieren, wurde ein FE-Modell erstellt, welches bis auf die Wölbung des BA004 völlig identisch mit dem Original BA004-Rad ist. Dieses Rad ohne Wölbung wird im folgenden BA004gerade im Gegensatz zum BA004 genannt. Anstelle der Wölbung wurde der Steg im FE-Modell gerade durchgezogen.

Es muss darauf hingewiesen werden, dass dieses Rad keiner spannungstechnischen Untersuchung unterzogen und kein Festigkeitsnachweis erbracht wurde. Es ging lediglich darum, den Einfluss einer gewölbten Rad-Scheibe akustisch zu untersuchen.

Bei der Strukturanalyse besitzt das Rad BA004gerade im Frequenzbereich bis 5000 Hz ähnlich viele Eigenmoden wie das Rad BA004. Das Ergebnis der Schallabstrahlungsrechnung der beiden Radtypen bei gleicher Variation der Radaufstandspunkte und bei gleichem Kraftspektrum ist in **Abbildung 5.4** dargestellt. Die pegelbestimmenden Frequenzen im Rad

Vergleich der Schalldruckpegel bei simulierter Vorbeifahrt des Rads BA004 und BA004gerade bei der Variation des Aufstandspunktes um den Laufkreisdurchmesser von ± 20 mm

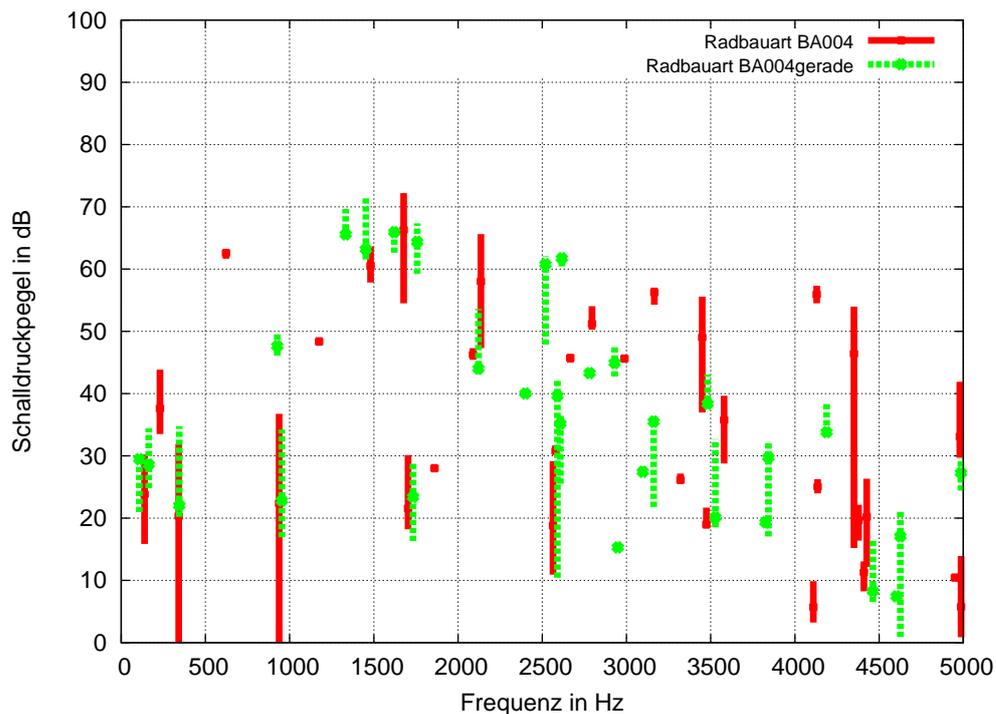


Abbildung 5.4: Vergleich der Schalldruckpegel BA004 und BA004gerade

BA004gerade sind ausschließlich Schwingungen der Rad-Scheibe. An der Frequenz 1452 Hz ist der Rad-Kranz beteiligt. Die pegelbestimmende Frequenz beim normalen Rad BA004 ist

eine radiale Schwingung von 1677 Hz (siehe **Abschnitt 4.3**). Bei beiden Rädern zeigen die pegelbestimmenden Frequenzen die gleiche Schwingungsform: eine Scheiben-Schwingung von Rad-Scheibe und Rad-Kranz mit einer Knotenlinie. Die unterschiedliche Frequenz rührt von den unterschiedlichen Steifigkeiten der Rad-Scheibe her. Die Rechnung zeigt, dass beide Räder ungefähr den gleichen Schall emittieren. Die pegelbestimmende Frequenz von dem Rad der Bauart BA004 bei 1600 Hz ist um ca. 1,5 dB höher als die des Rads mit dem geraden Steg.

Da die pegelbestimmenden Frequenzen relativ niedrig liegen, werden bei einer Mitberücksichtigung des Oberbaus diese Frequenzen von diesem verdeckt. Die Pined-Pined-Mode liegt bei einem UIC60-Gleis mit 0,6 m Schwellenabstand je nach Zwischenlage bei ca. 1400 Hz. Wenn man die Frequenzen oberhalb 2000 Hz betrachtet, dann dominiert das Rad der Bauart BA004 um 3–4 dB mit der Frequenz 2136 Hz. Im noch höheren Frequenzbereich stechen dann die Frequenzen 3449 Hz und 4350 Hz deutlich heraus. Dies sind Schwingungen zwischen der Wölbung und der Radnarbe, die bei dem Rad mit dem geraden Steg nicht auftreten.

Im **Abschnitt 4.5** ist ein Vergleich der Räder der Bauart BA002 und BA004 vorgenommen worden. Die andere Ankopplung und Massenverteilung sind hier ein Grund für die unterschiedliche Schallemission.

Es ist angebracht, ein reelles Rad mit geradem Steg zum Vergleich heranzuziehen. Da ein FE-Modell des Rads BA093 vorhanden ist, wurde damit eine Abstrahlungsrechnung durchgeführt. Das Rad BA093 ist kein Güterwagenrad. Es besitzt einen schräggestellten Steg und wird hauptsächlich für Reisezugwagen eingesetzt. Unter der gleichen Rauigkeit und der gleichen Zuggeschwindigkeit bewegt sich je nach Aufstandspunkt der emittierte Schalldruckpegel zwischen 67 dB und 76 dB im Gegensatz dazu emittiert das BA004 zwischen 68 dB und 74 dB.

Auch das zeigt, dass die Glockenform des Rads nicht allein über die Schallabstrahlung entscheidet.

Zur Ergänzung sei erwähnt, dass sich mit einem veränderten FE-Modell des Rads der Bauart BA004 in der modifizierten Form mit geradem Steg zeigen lässt, dass bei der Verdopplung der Stärke des Stegs dieses Rad mit geradem Steg einen maximalen Schalldruckpegel von 50 dB emittiert, also ca. 20 dB weniger als das Rad BA004. Dieses zweimal modifizierte Rad hätte allerdings dann eine Masse von 364 kg (vergleiche **Abschnitt 3.2**).

5.3.2 Radgeometrieänderungen

Der **Abschnitt 5.3.1** hat gezeigt, dass es bei verschiedenen Formen der Rad-Scheibe wenig Änderungen in der Schallemission geben kann. Eine systematischere Untersuchung der Rad-Scheibe scheint angebracht. Dabei wird die durch das Rad der Bauart BA004 vorgegebene generelle Form nicht verlassen. Diese als eigenspannungsarm bekannte Konstruktion wird so verändert, dass lediglich die Rad-Scheibe verstärkt wird. Es besteht die Möglichkeit, dass dadurch ein Teil der Eigenspannungsarmut verloren geht. In **Abbildung 5.5** ist der Vergleich der Schalldruckpegel über der Frequenz von einem Standard-BA004 mit einer 5 mm und 10 mm stärkeren Rad-Scheibe dargestellt.

Es ist gut zu erkennen, dass die Schalldruckpegel der Frequenzen der Scheiben-Schwingung

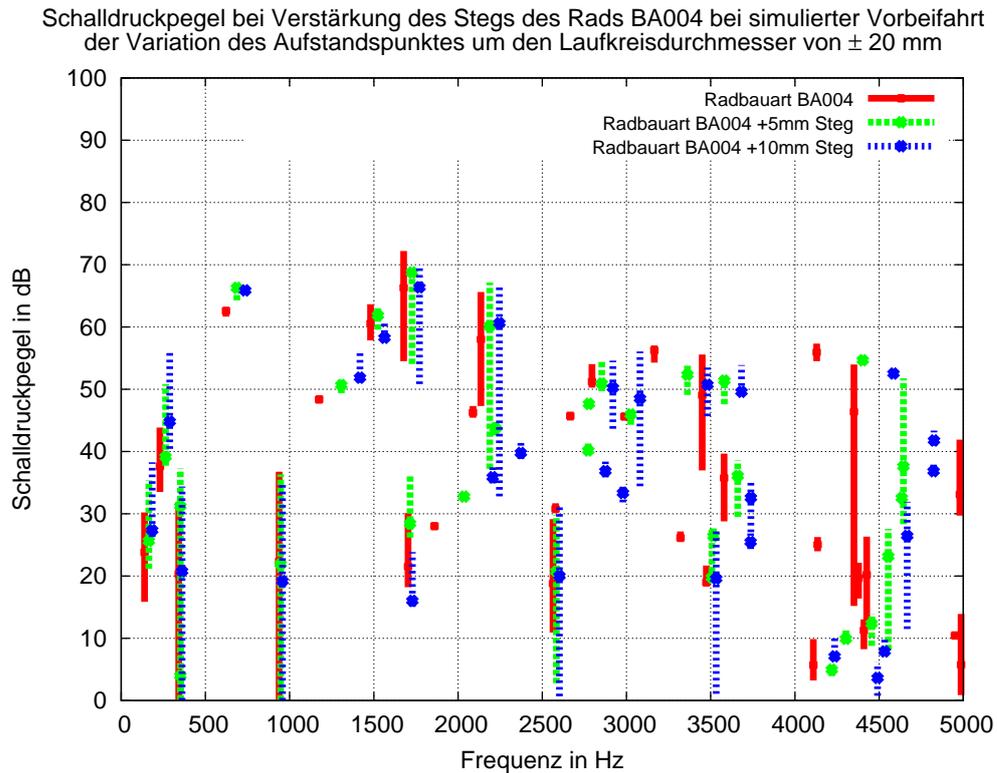


Abbildung 5.5: Vergleich der Schalldruckpegel BA004 und modifiziertes BA004

der Rad-Scheibe sich durch die Verstärkung erhöhen. Es tritt also eine Versteifung ein. Außerdem verändert sich die Spannweite der Pegelvariation, die durch die Variation des Abstandspunktes gegeben ist. Es vermindern sich die Emissionen bei der pegelbestimmenden Frequenz 1600 Hz. Insgesamt verändert sich im höheren Frequenzbereich die Schallabstrahlung deutlich zu niedrigeren Pegeln.

5.4 Radmaterial

Eine andere Möglichkeit zur Veränderung des akustischen Verhaltens der Räder besteht darin, das Material des Rads zu ändern. Die heutigen Laufräder sind hauptsächlich aus dem Stahl R7 hergestellt und werden aus einem Stück gefertigt. Dabei lassen sich akustisches Verhalten sowie Massenverteilung nur über Zusatzmaßnahmen oder über die Form bestimmen.

Im Forschungsprojekt FVK-Schienenräder wurde ein Rad entwickelt, das zum Teil aus faserverstärktem Kunststoff und zum anderen Teil aus Stahl besteht (siehe Lange (2000)). Die Rad-Scheibe wurde aus faserverstärktem Kunststoff gefertigt und die Rad-Narbe und der Rad-Kranz aus Stahl erstellt. Die Fertigung stellt sicherlich hohe Anforderungen an den

5 Maßnahmen

Hersteller, da zwei sehr verschiedene Materialien in Bezug auf Festigkeit und Ausdehnungskoeffizienten sicher miteinander verbunden werden müssen.

Ein solches Rad bietet viele Vorteile. Die Masse dieses Rads liegt unterhalb der Masse der heute verwendeten Räder. Das akustische Verhalten ist sehr positiv, da die Dämpfung quasi an der wichtigsten Stelle in das Rad mit eingebaut wird. Nachteilig ist die bis jetzt noch niedrigere Festigkeit gegenüber dem Monobloc-Rad.

5.5 Zusammenfassung der Ergebnisse

In **Tabelle 5.1** sind noch einmal die Summenschalldruckpegelwerte der verschiedenen Untersuchungen an den vorhandenen Eisenbahnrädern dargestellt. Dabei ist der Schwerpunkt auf das in Deutschland am häufigsten eingesetzte Güterwagenrad der Bauart BA004 gelegt. Sein Vorgänger, das Rad der Bauart BA002, wurde zum Vergleich hinzugezogen. Das mit VMS bezeichnete Rad wird von der Firma Valdunes als geräuscharmes Rad beworben und ist deshalb in die Arbeit mit eingeflossen.

Die angegebenen Schalldruckpegel beziehen sich auf den für das Abstrahlungsmodell gültigen Frequenzbereich von 1000 Hz bis 5000 Hz. Die Räder wurden alle mit der gleichen Summenrauigkeit von -10 dB re 1 μm von Rad und Schiene untersucht. Außerdem wurde die Geschwindigkeit für alle Untersuchungen auf 100 km/h festgelegt. In der **Tabelle 5.1** ist zu

Tabelle 5.1: Zusammenfassung Ergebnisse der Untersuchungen

Untersuchungsgegenstand	max. Schalldruckpegel bei 100 km/h und -10 dB Rauigkeit (re 1 μm)		
	BA002	BA004	VMS
Radaufstandspunkt	41,1 dB	73,7 dB	77,7 dB
Radstegform BA004gerade	-	74,6 dB	-
Beschichtung	-	73,1 dB	-
Beschichtung mit Deckschicht	-	65,9 dB	-
Zungenabsorber	-	64,5 dB	-

sehen, dass das Rad der Bauart BA004 eine deutlich höhere Schallemission besitzt als das Vorgängermodell, das ORE-Rad der Bauart BA002. Der Summenpegelunterschied von über 20 dB tritt bei einer einzelnen Betrachtung der Laufräder auf. In der Realität wird durch das Abstrahlverhalten des Oberbaus die Pegeldifferenz auf 3–6 dB zusammenschmelzen. Der Oberbau wird bei diesem Modell nicht berücksichtigt. Er spielt je nach Rad und Rauigkeiten eine große Rolle. Der Oberbau wird bei einer Vorbeifahrt eines Güterwagens, der mit Rädern der Bauart BA002 ausgerüstet ist, die pegelbestimmenden Frequenzen erzeugen. Das VMS-Rad emittiert dann noch einmal 4 dB mehr Schall als das Rad der Bauart BA004. Das liegt vor allen Dingen an der Form des Rads. Diese Form macht das Rad weicher und gibt ihm damit eine Neigung zu Rad-Scheiben-Schwingungen.

Die erste Untersuchung der Radbauform gehört eigentlich in den **Abschnitt 6**, ist aber aus

Vereinfachungsgründen hier aufgeführt. Wie aus der Tabelle hervorgeht, ist das gleichartige Rad der BA004 mit einem geraden Steg nicht emissionsärmer. Die Rad-Scheibenform ist nicht zwingend ein Maß für die Schallemission, doch dazu mehr im **Abschnitt 6**.

Die untersuchten möglichen Maßnahmen am Rad der Bauart BA004 sind in der Reihenfolge ihrer Wirksamkeit aufgeführt. Dabei ist die einfache Beschichtung der Rad-Scheibe so gut wie unwirksam. Dagegen mindert eine Beschichtung mit einer Deckschicht die Schallemission deutlich. Eine Bestückung der Rad-Scheibe mit Resonanzzungenabsorbern würde eine noch höhere Minderung erzeugen. Im Vergleich zu den Kosten fällt die erzielte Änderung jedoch gering aus, deshalb kommt diese Minderungsmaßnahme bei Güterwagen nicht in Betracht. Allerdings erreichen die Zungenabsorber diese Minderung mit Massenzuwachs von nur 4% an den rotatorischen Massen (siehe **Tabelle 6.1**).

Das wirtschaftliche Optimum für den Güterwagenbereich ist das Rad mit Beschichtung und Deckschicht.

Eine generelle Lösung des Abstrahlungsproblems kann es durch die Radbauform allein nicht geben, aber es gibt, wie gezeigt, günstige und ungünstige Formen. Allerdings muss an dieser Stelle der Kompromiss mit der Masse der Laufräder eingegangen werden. Im Zuge der durchaus sinnvollen Energieeinsparung des Systems Eisenbahn müssen die rotatorischen Massen des Rads klein gehalten werden; die Räder mit wenig Schallemission besitzen alle eine relativ hohe Masse.

5 Maßnahmen

6 Leises Rad BA004

Am Schluss der Arbeit steht ein Vorschlag für ein leiseres Rad der Bauart BA004. Es handelt sich um das in Deutschland vorwiegend eingesetzte Güterwagen-Rad, es hat mittlerweile das Rad der Bauart BA002, das ORE-Rad, abgelöst. Vor allen Dingen wird es deshalb bevorzugt eingesetzt, weil es durch seine Eigenspannungsarmut eine Vorbereitung auf den Einsatz der Kunststoffbremsklötze darstellt. Diese Bremsklötze müssen dann mit einer kleinen Änderung an der Bremsanlage nur noch eingebaut werden. Außerdem ist die Tragfähigkeit des BA004-Rads höher als die des BA002. Die hier ausgesprochene Empfehlung kann sich nur auf die akustischen Eigenschaften beziehen. Alle anderen müssen im einzelnen abgeklärt werden. Aus der Erfahrung anderer Radbauarten ist zu erwarten, dass die geänderten Räder der Bauart BA004 diesen nicht widersprechen.

6.1 Mögliche Maßnahmen

Wie schon angesprochen, fehlt den Laufrädern jegliche Dämpfung. Deshalb besteht eine Maßnahme darin, das Rad in einer Form mit einer Dämpfung zu versehen. Diese Maßnahme allein verspricht allerdings kein befriedigendes Ergebnis (vergleiche **Abschnitt 5.2.1** und **5.2.2**). Eine Möglichkeit der Bedämpfung stellen die untersuchten Resonanzungenabsorber dar. Diese können aber ohne eine technische Weiterentwicklung aus den in **Abschnitt 5.2** angeführten sowie aus preislichen Gründen, die für die Güterwagen nicht akzeptabel sind, nicht empfohlen werden. Für den kommerziellen Einsatz bleibt nur die Beschichtung übrig. In ARGE (2002) sind Messergebnisse dargestellt, die der Versuchszug LNT 2002 in Österreich erbracht hat. Es handelt sich bei diesem Zug um einen aus akustisch verbesserten Standardkomponenten gefertigten Güterzug mit drei Containertragwagen. Bei ihm waren neben anderen Maßnahmen die Standard-Laufräder BA004 mit einer Beschichtung versehen. Die sehr guten Messergebnisse von unter 80 dB (A) sind auf eine sehr glatte Schienen- und Radlaufläche zurückzuführen (siehe LNT (2002)), die weit unter den von der ISO 3095:2000 empfohlenen Mindestwerten lag. Das zeigt wieder einmal, welchen großen Einfluss die Rauigkeiten der Partner Rad und Schiene auf die Laufgeräusche haben (vergleiche **Abschnitt 4.1**). Eine Lösung für ein schallgemindertes Rad BA004 ist eine Kombination aus Verstärkung des Stegs und eine Bedämpfung desselben. Um diese Maßnahmen zu untersuchen, wurden insgesamt vier FE-Modelle eines modifizierten Rads der Bauart BA004 erstellt:

Das erste Modell besitzt einen um 5 mm dickeren Radsteg als das normale Rad der Bauart BA004.

Das zweite FE-Modell ist zu dem 5 mm dickeren Steg mit einer Beschichtung mit Deckschicht ausgerüstet.

Das dritte und vierte Modell wurde mit einem 10 mm dickeren Steg als das „normale“ und

mit zusätzlicher Beschichtung mit Deckschicht modelliert. Durch diese Modifikationen steigert sich die Masse der Räder. In **Tabelle 6.1** sind die Massen und die erzielten Schalldruckpegel in einer Übersicht dargestellt.

6.2 Schalldruckpegelminderung

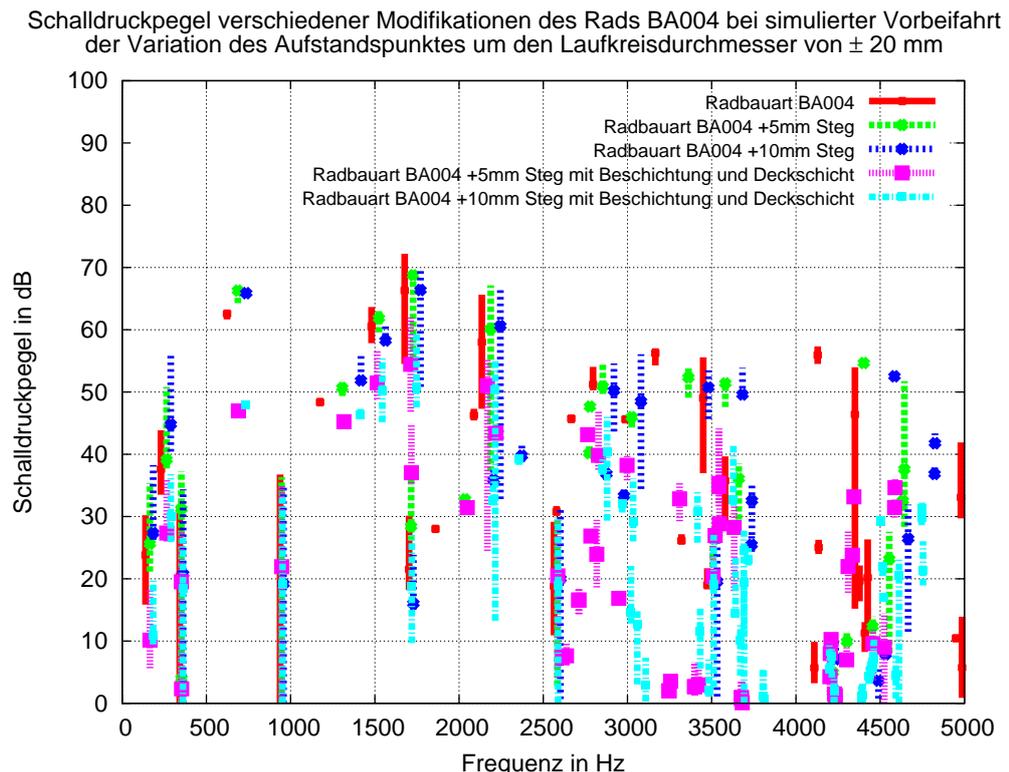


Abbildung 6.1: Vergleich der Schalldruckpegel BA004 mit modifiziertem BA004

In **Abbildung 6.1** ist die Minderung der Schalldruckpegel der verschiedenen Varianten im Vergleich zum bestehenden Rad dargestellt. Gut zu erkennen ist, dass sich durch die Verstärkung des Stegs die Frequenzen nach oben verschieben. Die Schalldruckpegel nehmen ab, je mehr Masse bzw. Dämpfung dem Rad zugefügt wird. Alle wichtigen pegelbestimmenden Frequenzen wie 1677 Hz, 2136 Hz, 3166 Hz, 3449 Hz, 4350 Hz und 4377 Hz werden von der Maßnahme betroffen (siehe **Abschnitt A.1**). Da dies alles Schwingungen sind, die auch von der Rad-Scheibe ausgeführt werden, ist das ein Zeichen dafür, dass die Maßnahmen Wirkung zeigen.

6.3 Massebetrachtung

In **Tabelle 6.1** sind die Änderungen und die dazugehörigen Massen angegeben. In der vorletzten Spalte sind die Massesteigerungen gegenüber dem ursprünglichen Rad der Bauart BA004 angegeben. Dabei ist zu beachten, dass die Schalldruckpegelangaben für eine sehr glatte Oberfläche von Rad und Schiene von -10 dB re 1 μm gemacht sind. Diese lassen sich in der Realität, wenn überhaupt, nur mit K-Bremsklötzen erreichen.

Dabei ist zu erkennen, dass die Maßnahme „Beschichtung mit Deckschicht“ eine sehr große Pegelminderung herbeiführt. Sowohl beim unverstärkten Rad als auch beim verstärkten Rad kann in der Kombination der Maßnahmen eine Pegelminderung von 12 dB erreicht werden. Allerdings ist damit ein Massezuwachs von 14 % verbunden. Das technische Optimum liegt bei der Variante „BA004 +5 mm mit Beschichtung und Deckschicht“ mit einem Minderungspotenzial von 10 dB und einem Massezuwachs von 7 %. Damit ist das Rad der Bauart BA004 zwei Kilogramm schwerer als das der Bauart BA002. Allerdings besitzt es immer noch über 20 dB mehr Schallemission, wenn das Rad ohne die Emissionen des Oberbaus betrachtet wird (vergleiche **Abschnitt 4.5**).

Bei dem Vergleich soll noch untersucht werden, inwieweit die Räder mit verstärktem Steg die Eigenspannungsarmut behalten. Die K-Bremsklötze haben die Eigenschaft, beim Bremsvorgang mehr Wärme in das Rad einzuleiten. Es muss zusätzlich geklärt werden, ob die einseitige Beschichtung der Räder zu Wärmeproblemen im Rad führen kann und die Beschichtung die entstehenden Temperaturen vertragen kann. In der letzten Zeile sind der Schalldruck-

Tabelle 6.1: Übersicht modifiziertes Rad Bauart BA004

Bezeichnung	Masse	Masse %	Schalldruck- pegel	Pegel- differenz
BA004	306 kg	100 %	73,7 dB	-
BA004 mit Beschichtung	312 kg	+ 2 %	73,7 dB	-0 dB
BA004 mit Beschichtung und Deckschicht	317 kg	+ 4 %	65,9 dB	-7,8 dB
BA004 +5 mm	322 kg	+ 5 %	73,2 dB	-0,5 dB
BA004 +5 mm mit Beschichtung und Deckschicht	327 kg	+ 7 %	63,6 dB	-10,1 dB
BA004 +10 mm	339 kg	+ 11 %	72,2 dB	-1,5 dB
BA004 +10 mm mit Beschichtung und Deckschicht	348 kg	+ 14 %	61,7 dB	-12,0 dB
BA004 Resonanzungenabsorber 9 Stück	320 kg	+ 4 %	64,5 dB	-9,2 dB

pegel und die Masse des Rads der Bauart BA004 mit Resonanzungenabsorber aufgeführt. Mit einem 7 kg niedrigeren Massezuwachs erreicht diese Variante fast die Variante „BA004 +5 mm mit Beschichtung und Deckschicht“, allerdings mit sehr viel höheren Kosten für die Dämpfungsmaßnahme.

6.4 Absorbereigenschaften

Bei den Maßnahmen sei auf zwei Problemkreise hingewiesen. Problematisch wirkt sich zum ersten die Temperaturbeständigkeit des Absorbermaterials und des verwendeten Klebstoffes aus. Die Laufräder erhalten durch die Bremsart einen Wärmeeintrag. Diese Temperaturen müssen von dem Absorber ausgehalten werden, ohne dass er Schaden nimmt. Dieser Fakt muss noch untersucht werden.

Andererseits sind die Güterwagen beim Betrieb im Winter sehr tiefen Temperaturen ausgesetzt. Auch das muss ein Absorbermaterial überstehen. Es ist zu klären, ob das Material Dyad mit seinem Temperaturbereich von -40°C bis 175°C für diese Aufgaben geeignet ist. Den zweiten Schwerpunkt bildet die mechanische Seite des Absorbers. Zum einen muss er sehr gut an die innere Form des modifizierten Rads BA004 angepasst werden, um die Wirksamkeit aufgrund von Luftblasen nicht zu reduzieren. Andererseits muss eine Sicherung gegen das Abfallen der Deckschicht vorgesehen werden. Wenn die Deckschicht nicht richtig zentriert ist, können erhebliche Fliehkräfte auf sie wirken. Das Aufbringen des Absorbers kann mit Hilfe einer Matrize geschehen. Die Abfallsicherung kann aus einer Nut im Rad-Kranz bestehen oder aus einer Verschraubung der Deckschicht an bestimmten Stellen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurden verschiedene Güterwagenräder unter akustischen Gesichtspunkten betrachtet. Dazu wurde ein Berechnungsprogramm erstellt, welches nach der Punktstrahlersynthese aus Finite-Elemente-Berechnungen die Schallabstrahlung eines Rads in beliebigem Abstand und in beliebiger Position berechnen kann. Dieses Programm bestand die Validierung an drei Beispielen.

Zusätzlich sind FE-Modelle für die Simulation von beschichteten Eisenbahnradern mit und ohne Deckschicht entwickelt worden. Es wurden ein Modell-Rad mit einer Beschichtung, ein Modell-Rad mit Beschichtung und Deckschicht, zwei Modell-Räder mit verstärktem Steg jeweils ohne Maßnahmen und mit Beschichtung mit Deckschicht erstellt, die zur akustischen Begutachtung dieser Maßnahmen an dem Güterwagen-Rad der Bauart BA004 dienen.

Ein einfaches Modell für die Simulation von Resonanzungenabsorbern wurde für das Rad der Bauart BA004 erstellt. Dieses Modell bestand die Validierung an einem vorhandenen, mit diesen Absorbern ausgerüsteten Rad. Eine akustische Bewertung dieser Absorber wurde durchgeführt.

Außerdem wurde eine Variation der Form des Rad-Stegs der Bauart BA004 durchgeführt und akustisch beurteilt.

Die aus den verschiedenen Simulationen resultierenden Ergebnisse wurden jeweils dargestellt und im Hinblick auf akustische und wirtschaftliche Fragestellungen erörtert.

Als Ergebnis lässt sich festhalten, dass sich eine nennenswerte Schalldruckpegelminderung nicht mit einer einzigen Maßnahme erreichen lässt. Die Bedämpfung des Rads erbringt nur bei Verwendung einer Beschichtung mit Deckschicht eine signifikante Minderung. Auf der anderen Seite ergibt eine Verstärkung der Rad-Scheibe eine relativ geringe Schalldruckpegelminderung, die aus wirtschaftlichen Gründen wegen des Massezuwachses nicht anzustreben ist. Die Kombination der beiden Maßnahmen ergibt bei dem Rad der Bauart BA004 eine nennenswerte Pegelminderung bis zu 12 dB, die auch wirtschaftlich sinnvoll erscheint.

Die Simulationen sind selbstverständlich auf jedes andere Eisenbahnrad übertragbar. Um höhere Schalldruckpegelminderungen bei Güterwagen zu etablieren, wie in **Abschnitt 1** gefordert, muss das Konzept des Güterwagens gründlich überarbeitet werden. Es muss nicht nur die rauigkeitsverursachende Bremse überdacht werden, sondern auch das Bremsgestänge, das mit Klappergeräuschen erheblich zur Schallemission beiträgt.

Die sinnvollste Lösung ist, die Bremse gleich mit einer Dämpfungsmaßnahme am Rad zu kombinieren. Dafür bieten sich Radscheibenbremsen mit angebauten Bremszylindern an. Diese Lösung bedämpft das Rad durch die Bremscheibe. Wenn die Befestigung unter akustischen Gesichtspunkten realisiert wird, kann über die Fügstellendämpfung zwischen Rad und Bremscheibe eine größere Wirkung erzielt werden als bei Scheibenbremsen auf der Achse. Diese Bauart würde auch eine Masseinsparung gegenüber den Achsscheibenbremsen bedeuten.

Die Arbeit zeigt, dass es notwendig ist, die heutigen Güterwagendrehgestelle grundsätzlich

7 Zusammenfassung und Ausblick

aus akustischer Sicht zu überdenken. Mit Maßnahmen an einzelnen Bauteilen an verschiedenen Stellen werden die von der Politik geforderten Werte nicht erreichbar sein. Die hier erörterten Maßnahmen können höchstens Zwischenlösungen auf dem Weg zu einem leisen Güterverkehr sein.

Literaturverzeichnis

- 1 Adhikari u. Woodhouse 2001a**
Adhikari, S.; Woodhouse, J.: Identifikation of Damping: Part 1, Viscous Damping. In: Journal of Sound and Vibration 243(1) (2001), September, S. 43–61
- 2 Adhikari u. Woodhouse 2001b**
Adhikari, S.; Woodhouse, J.: Identifikation of Damping: Part 2, non-Viscous Damping. In: Journal of Sound and Vibration 243(1) (2001), September, S. 63–88
- 3 ARGE 2002**
ARGE: Messergebnisse über die im Auftrag von ARGE LNT gebauten Low-Noise-Train-Wagen, Type Sgnss. AGRE LNT, 2002
- 4 Baumgarten 2002**
Baumgarten, N.: Untersuchung des Abstrahlverhaltens der Schiene, Technische Universität Berlin, Studienarbeit, 2002
- 5 Burnett 1994**
Burnett, D. S.: A three-dimensional acoustic infinite element based on a prolate spheroidal multipole expansion. In: Journal Acoust. Soc. Amer. 96 (1994), S. 2798–2816
- 6 CEN 2001**
CEN: PrEN ISO 3095 Acoustics, Measurement of noise emitted by railbound vehicles. European Committee for Standardization, 2001
- 7 Cremer u. Heckl 1982**
Cremer, L.; Heckl, M.: Körperschall. Springer Verlag, 1982. – 498 S
- 8 Cremer u. Hubert 1990**
Cremer, L.; Hubert, M.: Vorlesungen über technische Akustik. Springer Verlag, 1990
- 9 Cremer u. Möser 2003**
Cremer, L.; Möser, M.: Technische Akustik. 5. Springer, 2003. – ISBN 3–540–44249–9
- 10 DB-Cargo 2001**
DB-Cargo: Güterwagen auf leisen Sohlen. cargo aktuell, 2001
- 11 Decker 1985**
Decker, K.-H.: Maschinenelemente Gestaltung und Berechnung. 9. Auflage. Carl Hanser Verlag, 1985. – ISBN 3–446–14362–9

12 Dings u. Dittrich 1996

Dings, P. C.; Dittrich, M. G.: Roughness on Dutch Railway Wheels and Rails. In: Journal of Sound and Vibration 193(1) (1996), S. 103–112

13 Feldmann 1986

Feldmann, J.: Ein Beitrag zu Klärung des Körperschall- und Impedanzverhaltens zweier Körper beim Rollen unter Berücksichtigung der Kontaktsteife und der Anregung, Technische Universität Berlin, Dissertation, 1986

14 Fingberg 1990

Fingberg, Udo: Ein Modell für das Kurvenquietschen von Schienenfahrzeugen, Technische Universität Hannover, Dissertation, 1990

15 Fortmann u. a. 2003

Fortmann, J. C.; Rode, W. ; Viet, J. J.: Dimensionierung von Vollrädern für den Güterverkehr. In: ETR 52 1/2 (2003), Januar, S. 32–38

16 Friedrich-Krupp 1978

Friedrich-Krupp, Hüttenwerke A.: Neuentwicklung eines schallgedämpften Rades für den umweltfreundlichen Schienenverkehr. Friedrich Krupp Hüttenwerke AG Stahlschmiede und Bearbeitung, 1978

17 Gladwell u. Zimmermann 1966

Gladwell, G. M.; Zimmermann, G.: On energy and complementary energy formulation of the acoustic and structure vibration problems. In: Journal of Sound and Vibration 3 (1966), S. 233–241

18 Groß-Thebing 1993

Groß-Thebing, A.: Lineare Modellierung des instationären Rollkontaktes von Rad und Schiene, Technische Universität Berlin, Dissertation, 1993

19 Harris 2002

Harris, Cyril M.: Harris' shock and vibration handbook. McGraw Hill, 2002

20 Hauck 1994

Hauck, G.: Methoden zur Verringerung des Schienenverkehrslärms. In: ZEV + DET Glas Ann. 118 (1994), S. 198–205

21 Hecht u. Schirmer 2003

Hecht, M.; Schirmer, A.: Leichtes und lärmarmes Güterwagen-Drehgestell (LEILA-DG). In: ETR (49) (2003), September, S. 519–525

22 Hecht u. a. 2002

Hecht, M.; Schirmer, A. ; Cords, D.: Das Forschungsprojekt „Leichtes und lärmarmes Güterwagen-Drehgestell“ – Ziele, Entwicklungsstand und Ausblick. In: ZEVrail Glasers Annalen 126 Tagungsband SFT Graz (2002), S. 213–226

23 Hecht u. Wiemers 1999

Hecht, M.; Wiemers, M.: Rollgeräuschuntersuchung für verschiedene Radbauarten, akustische Vergleichbarkeit von Eisenbahnradern mittels der Bestimmung des Verlustfaktors. In: *El – Eisenbahningenieur* (50) (1999), Juli, S. 49–53

24 Hecht u. a. 2000

Hecht, M.; Wiemers, M. ; Salz, D.: Lärminderung bei Güterwagen. UBA Forschungsbericht 29854115, 2000

25 Heckl u. Müller 1995

Heckl, M.; Müller, H. A.: Taschenbuch der Technischen Akustik. 2. Springer-Verlag, 1995. – 670 S. – ISBN 3–540–54473–9

26 Heiß 1986

Heiß, P.: Untersuchungen über das Körperschall- und Abstrahlverhalten eines Reisezugwagengrades, Technische Universität Berlin, Dissertation, 1986

27 Jakob 1996

Jakob, A.: Grundlagen der aktiven Minimierung der Schallabstrahlung von schwingenden Platten, Technische Universität Berlin Institut für Technische Akustik, Dissertation, April 1996

28 Jakob 1999

Jakob, A.: Aktive Minderung der Schallabstrahlung schwingender Platten, Technische Universität Berlin, erschienen in: Fortschritt-Berichte VDI Reihe 11 Nr. 280, VDI Verlag, Dissertation, 1999

29 Jäcker-Cüppers 2002

Jäcker-Cüppers, M.: Quieter Roads and Rails in Europe: a Vision for 2030. CALM Workshop, Brussels 18th/19th March 2002, 2002

30 Klimpel u. Knothe 2002

Klimpel, T.; Knothe, K.: Rollgeräusch – Was kann dagegen getan werden? In: *ZEVrail Glasers Annalen* 126 (2002), Oktober, S. 450–457

31 Kommission 2001

Kommission, Europäische: Weißbuch – Die europäische Verkehrspolitik bis 2010: Weichenstellung für die Zukunft. Amt für amtliche Veröffentlichungen der Europäischen Gemeinschaften, 2001

32 Kose 1998

Kose, Kim: Berechnung der Eigenschwingungen und Rezeptanzen von Eisenbahnraden unter Einbeziehung gyroskopischer Effekte, VDI Fortschritte Nr. 347 Reihe 12, Dissertation, 1998

33 Kurze u. Horn 1990

Kurze, U.; Horn, H.: Schwingungen von Eisenbahnradern. In: *Acustica* 70 (1990), S. 166–178

34 Kurze u. a. 1998

Kurze, U. J.; Diehl, R. ; Weißenberger, W.: Ermittlung und Fortentwicklung des Lärminderungspotentials bei Schienenverkehr und seine Umsetzung in Geräuschvorschriften und Minderung der Lärmemission von Güterwagen durch Optimierung lärmrelevanter Komponenten. 1998

35 Lange 2000

Lange, St.: Faserverstärkte Kunststoffe. <http://www.mf.tu-berlin.de/berichte/projekte/fvk/fvk.html>, 2000

36 LNT 2002

LNT, ARGE: Messergebnisse über die im Auftrag der ARGE LNT gebauten Low-Noise-Train-Wagen, Typ Sgnss. ARGE LNT, 2002

37 soundcoat ltd. 2000

ltd. soundcoat: Datenblatt Dyad. Firmenschrift, 2000

38 Mindlin u. Deresiewicz 1953

Mindlin; Deresiewicz: Elastic sheres in contact under varging oblique forces. In: Journal of Applied Mechanics 20 (1953), September, S. 327

39 Normungsausschuss 1992

Normungsausschuss: DIN 45 681. Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung eines Tonzuschlages für die Beurteilung von Geräuschimmissionen. Normungsausschuss Akustik, Lärminderung und Schwingungstechnik im DIN und VDI, 1992

40 Raquet 1982

Raquet, E.: Einfache, langlebige und kostengünstige Schwingungsabsorber für Schienenfahrzeugräder. VDI, 1982

41 Raquet u. Schneider 1979

Raquet, E.; Schneider, J.: Schallgedämpfte Schienenräder für den Fernverkehr. Werksberichte Band 37 Heft 3, 1979

42 Rayleigh 1877

Rayleigh, John William S.: The Theory of Sound Vol 1, 2. Dover, 1877

43 Rebentisch u. a. 1994

Rebentisch, E.; Lange-Anchenfeld, H. ; Ising, H.: Gesundheitsgefahren durch Lärm. In: Institut für Wasser, Boden und Luft, Berlin (1994)

44 Remington u. Webb 1996

Remington, P.; Webb, J.: ESTIMATION OF WHEEL/RAIL INTERACTION FORCES IN THE CONTACT AREA DUE TO ROUGHNESS. In: Journal of Sound and Vibration 193 (1) (1996), S. 83–102

45 Remington 1976

Remington, P. J.: Wheel/Rail Noise Part I Characterization of the Wheel/Rail dynamic system. In: Journal of Sound and Vibration 46(3) (1976), S. 359–379

46 Remington 1987

Remington, P. J.: Wheel/Rail Rolling Noise I: Theoretical analysis. In: Journal of the Acoustical Society of America 81 (1987), S. 1805–1823

47 Rode 1990

Rode, W.: Einführung einer neuen Vollradbauart bei der DR. In: Schienenfahrzeuge (1990), März

48 Schirmer 2004

Schirmer, A.: Beitrag zur Prinzipfindung und fahrzeugdynamischen Auslegung eines neuen Güterwagen-Drehgestells, Technische Universität Berlin, Dissertation, 2004

49 Schmidt 1991

Schmidt, E.: Kosten des Lärms in der BRD. In: Umweltbundesamt Berlin (1991)

50 Schneider 1985

Schneider, E.: Schwingungsverhalten und Schallabstrahlung von Schienenrädern, VDI Berichte 11/74, Dissertation, 1985

51 Schober 1989

Schober, U.: Untersuchung der Körperschalldämpfung durch Fügestellen in Motoren. Forschungsbericht TU-Berlin F76, 1989

52 Schrey 2000

Schrey, & Veit G.: Solutions for Silence Innovative Lärmbekämpfung. (2000)

53 Schröder u. a. 2001

Schröder, G.; Fischer, J.; Wiecek-Zeul, H.; Roth, C.; Scholz, O. ; Kuhn, F.: Koalitionsvertrag: Erneuerung – Gerechtigkeit – Nachhaltigkeit. www.bundesregierung.de, 2001

54 Schulte-Werning u. a. 2003

Schulte-Werning, B.; Beier, M.; Grütz, H. P.; Jäger, K.; Kock, G.; Onnich, J. ; Strube, R.: Auf dem Weg zur leisen Bahn. In: ETR 52 1/2 (2003), Januar, S. 39–47

55 Thompson 1993

Thompson, D. J.: Wheel-Rail noise generation, Part I-V. Journal of Sound and Vibration 161, 1993

56 Thompson u. Jones 2000

Thompson, D. J.; Jones, C. J. C.: A Review of the Modelling of Wheel/Rail Noise Generation. In: Journal of Sound and Vibration, Vol. 231, No. 3 (2000), März, S. 519–536

57 Thompson 1988

Thompson, J.: Predictions of Acoustic Radiation from Vibrating Wheels and Rails. In: Journal of Sound and Vibration 120 (1988), November, S. 275–280

58 Valdunes 2000

Valdunes: VMS-Räder – Valdunes Mountain Safety. Valdunes, 2000

59 Volf 1995

Volf, B.: Wide-band damper cut noise and reduces wheel/rail wear. In: Railway Gazette International (1995), S. 363–364

60 Wettschureck u. Hauck 1995

Wettschureck, R.; Hauck, G.: Geräusche und Erschütterungen aus Schienenverkehr In: Taschenbuch der technischen Akustik. Springer Verlag, 1995

61 Willenbrink u. a. 1976

Willenbrink; Mende; König; Emmerich; Herde; Huber; Groß ; Punzet: Vorbeifahrgeräusche verschiedenartiger Güterwagen. Bericht Deutsche Bahn Versuchsanstalt München P 24/1976 (55 603), 1976

62 Willenbrink u. a. 1977

Willenbrink; Wölfel; Fleischer; Emmerich; Sommer ; Groß: Untersuchung der unterschiedlichen Schallabstrahlung von Güterwagendrehgestellen mit Trapez- und mit Parabelfeder. Bericht Deutsche Bahn Versuchsanstalt München (75 618), 1977

63 Willenbrink 1979

Willenbrink, L.: Neuere Erkenntnisse zur Schallabstrahlung von Schienenfahrzeugen. In: ETR (28) (1979), Mai, S. 355–362

64 Williams 1999

Williams, E. G.: Fourier Acoustics: Sound Radiation and Nearfield Acoustical Holography. Academic Press, 1999. – ISBN ISBN 0–12–75396

65 Zwicker 1982

Zwicker, E.: Psychoakustik. 1. Auflage. Springer, 1982

Index

- Absorber, 24, 41, 44, 46, 60
Admitanz, 53, 54
Aristoteles, 25
- BA002, 58, 69, 74, 80, 86, 90
BA004, 58, 59, 69, 73–75, 79, 80, 86, 87, 89, 90
Beschichtungen, 60, 84
Biegesteifigkeit, 63
- Dämpfung, 40, 41, 46, 47, 62, 63
Dyad, 86
- Eigenfrequenzen, 54, 56, 65
eigenspannungsarm, 90
- Fügestellendämpfung, 43
FE-Modell, 51, 56, 58, 60–62, 84, 89
Frequenzantwort, 52
Frequenzbewertung, 34
FVK, 91
- Güterwagen, 16, 20, 55, 56, 58
gehörgerechtes Modell, 34
- Impedanz, 24, 29, 63
- Knotenlinie, 66, 78
Kontaktsteifigkeit, 30, 54
Kraftspektrum, 52, 55, 56
- LEILA, 84
LNT, 95
- Materialdämpfung, 38, 40
Modalanalyse, 51
Modell, 51
Pythagoräer, 25
- Rad, 58
Rad-Kranz, 46, 51
Rad-Scheibe, 33, 51
Rad-Schiene, 29
Radaufstandspunkt, 69
Radsteg, 63
Rauigkeit, 46, 54, 55, 95
Rayleigh, 25
Relaxationszeit, 38
Relevanz, 23
Resonanzabsorber, 87
Resonanzzungenabsorber, 60, 62, 67, 68
- Schallabstrahlung, 23, 25, 27, 33, 37, 45, 56, 57, 75, 84
Schalldruckpegel, 46, 56, 78
Schiene, 29, 54
Schienengüterverkehr, 15
Schnelle, 25, 45, 56, 62, 63
Simulation, 73
sone, 34
Steifigkeit, 63
- Thompson, 24
TWINS, 24, 35, 81
- Umweltbilanz, 15
Umweltbundesamt, 68
unendliche Platte, 25
- Valdunes, 58
Validierung, 64
VMS-Rad, 58, 74, 75, 88
- Y25 Drehgestell, 69
- Zuverlässigkeitsanforderungen, 23
Zwicker, 34

A Anhang

A.1 Schwingungsformen

Im Anhang sind die wichtigsten Schwingungsformen und deren Schallfelder in 7,5 m Abstand und in einer Ausdehnung von 2 mal 2 m des Rads der Bauart BA004 dargestellt sowie deren Schallfelder.

1. 1677 Hz Scheibenschwingung, Kranz und Scheibe, eine Knotenlinie
2. 2136 Hz Scheibenschwingung, Kranz und Scheibe, zwei Knotenlinien
3. 3166 Hz Scheibenschwingung, nur Scheibe, null Knotenlinien
4. 3449 Hz Scheibenschwingung, nur Scheibe, zwei Knotenlinien
5. 4350 Hz Scheibenschwingung, nur Scheibe, drei Knotenlinien
6. 4377 Hz Scheibenschwingung, Kranz und Scheibe gegenphasig, zwei Knotenlinien

A.1.1 1677 Hz Scheibenschwingung, Kranz und Scheibe, eine Knotenlinie

Schallfeld quer zum Rad BA004 in 7,5 m Abstand auf einer Fläche von 2000 x 2000 mm

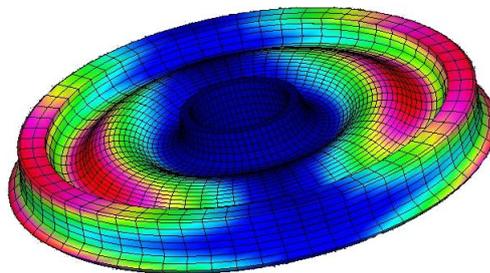
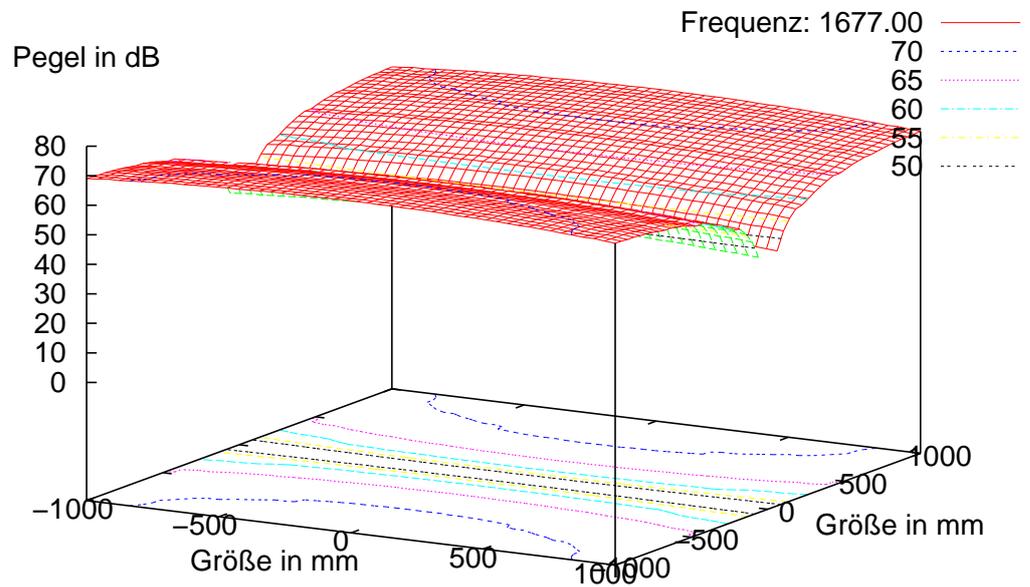


Abbildung A.1: 1677 Hz Scheibenschwingung, Kranz und Scheibe, eine Knotenlinie

A.1.2 2136 Hz Scheibenschwingung, Kranz und Scheibe, zwei Knotenlinien

Schallfeld quer zum Rad BA004 in 7,5 m Abstand auf einer Fläche von 2000 x 2000 mm

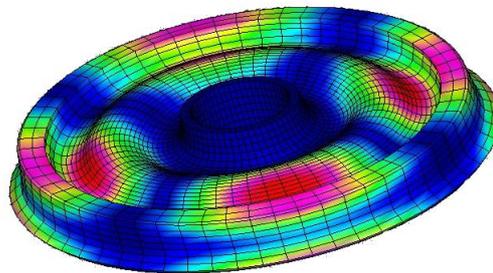
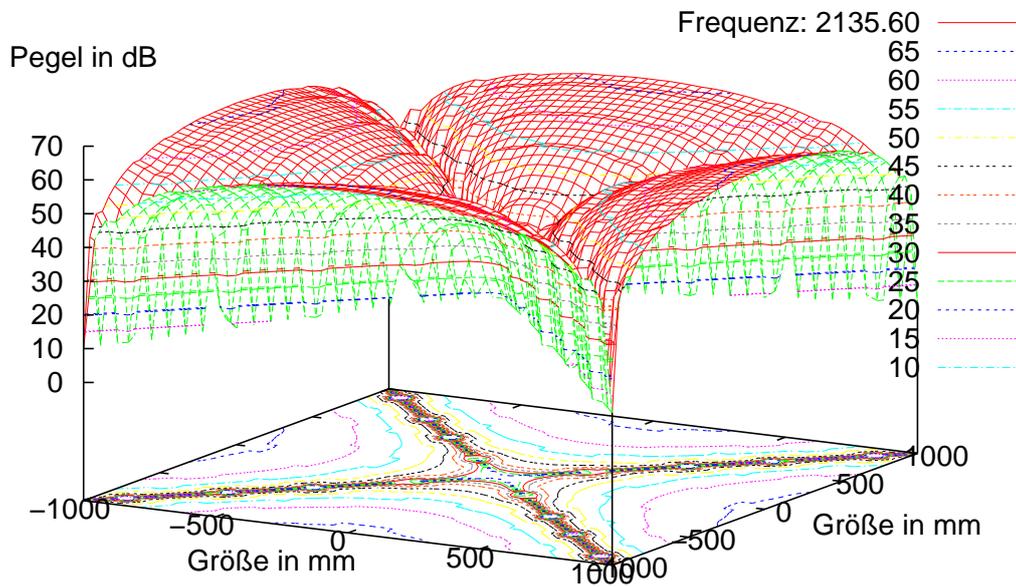


Abbildung A.2: 2136 Hz Scheibenschwingung, Kranz und Scheibe, zwei Knotenlinien

A.1.3 3166 Hz Scheibenschwingung, nur Scheibe, null Knotenlinien

Schallfeld quer zum Rad BA004 in 7,5 m Abstand auf einer Fläche von 2000 x 2000 mm

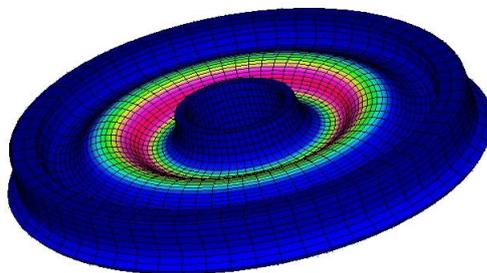
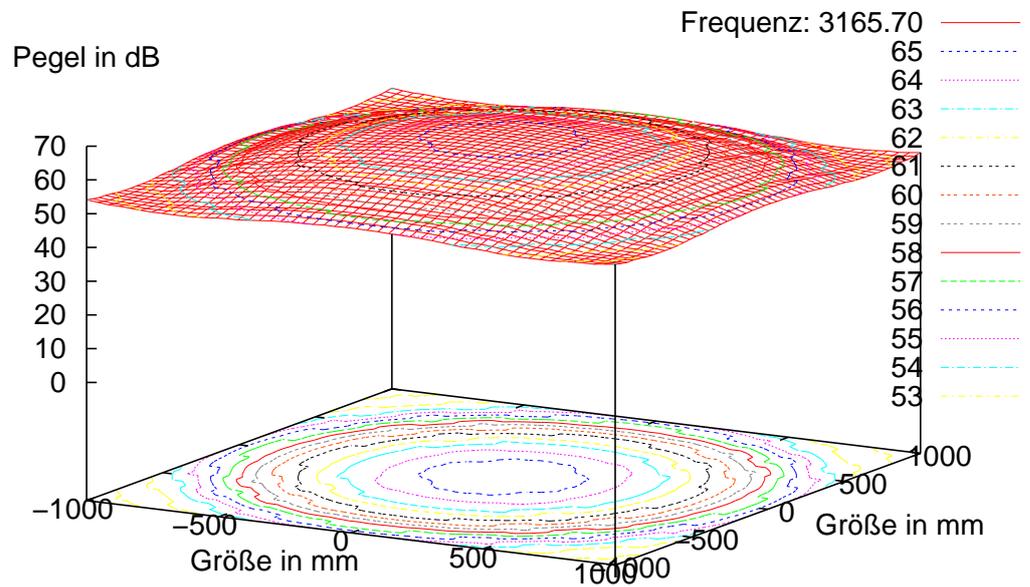


Abbildung A.3: 3166 Hz Scheibenschwingung, nur Scheibe, null Knotenlinien

A.1.4 3449 Hz Scheibenschwingung, nur Scheibe, zwei Knotenlinien

Schallfeld quer zum Rad BA004 in 7,5 m Abstand auf einer Fläche von 2000 x 2000 mm

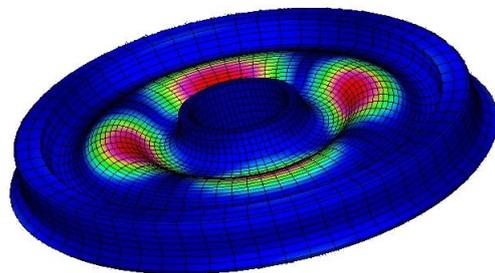
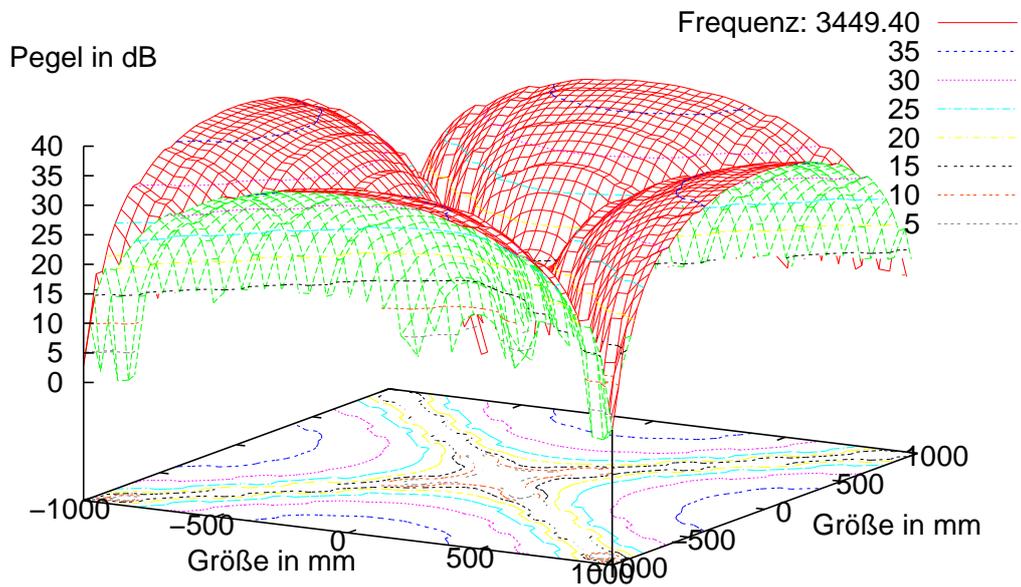


Abbildung A.4: 3449 Hz Scheibenschwingung, nur Scheibe, zwei Knotenlinien

A.1.5 4350 Hz Scheibenschwingung, nur Scheibe, drei Knotenlinien

Schallfeld quer zum Rad BA004 in 7,5 m Abstand auf einer Fläche von 2000 x 2000 mm

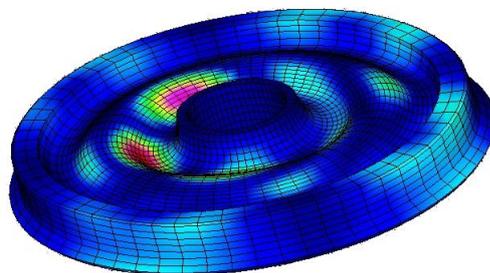
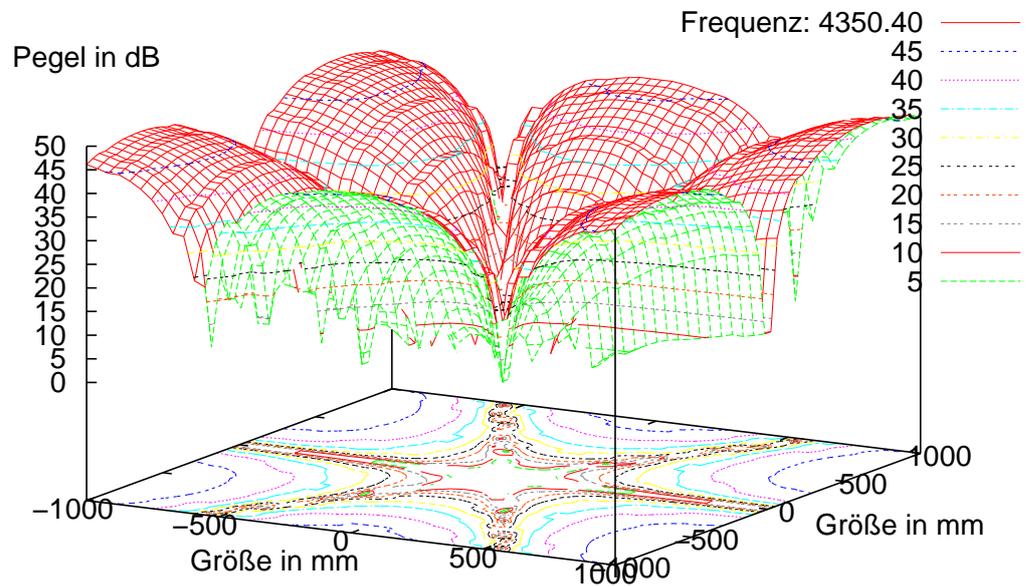


Abbildung A.5: 4350 Hz Scheibenschwingung, nur Scheibe, drei Knotenlinien

A.1.6 4377 Hz Scheibenschwingung, Kranz und Scheibe gegenphasig, zwei Knotenlinien

Schallfeld quer zum Rad BA004 in 7,5 m Abstand auf einer Fläche von 2000 x 2000 mm

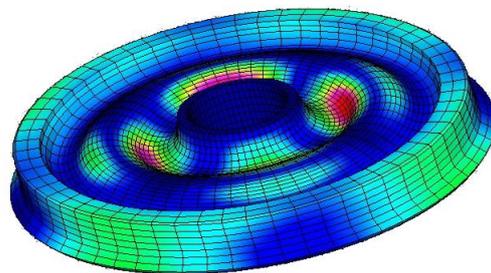
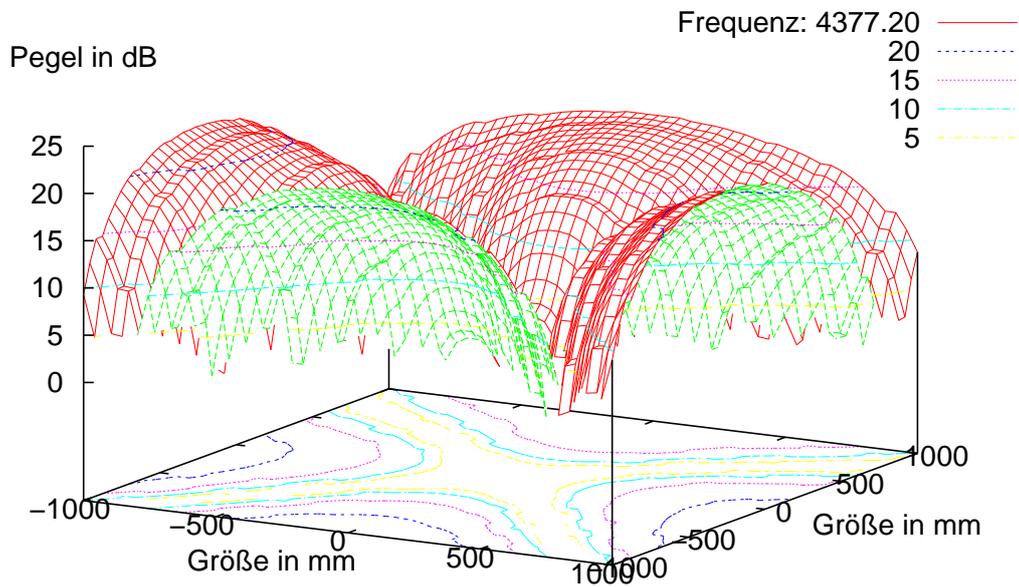


Abbildung A.6: 4377 Hz Scheibenschwingung, Kranz und Scheibe gegenphasig, zwei Knotenlinien

A.1.7 Schallfeld gesamt

Schallfeld quer zum Rad BA004 in 7,5 m Abstand auf einer Fläche von 2000 x 2000 mm

